

III. СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ

УДК 62-83:629.5

А.Ф. Бурков, Н.Д. Крицкий, Дальрыбвтуз, Владивосток

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАБОТ ПО УЛУЧШЕНИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ С РЕГУЛИРУЕМОЙ РАБОЧЕЙ СКОРОСТЬЮ

Приведены основные направления работ по повышению надежности судовых электроприводов с регулируемой рабочей скоростью.

Общая тенденция в развитии судового электрооборудования характеризуется усложнением задач, комплексное решение которых направлено на совершенствование оборудования с точки зрения повышения его автоматизации, надежности и упрощения обслуживания для обеспечения неуклонного роста производительности труда. Увеличение производительности труда на судах связано также с непрерывным снижением трудовых затрат на профилактические работы и аварийные ремонты за счет повышения ресурса устройств, их конструктивного совершенствования.

Актуальными направлениями в свете этих задач, в частности, для судовых электроприводов (ЭП) с регулируемой рабочей скоростью, являются повышение их безотказности, долговечности и ремонтпригодности путем внедрения новых технических решений, совершенствования конструкции и правильного выбора отдельных элементов, а также увеличение времени межремонтных периодов и снижение затрат на профилактическое обслуживание за счет использования элементов и систем, соответствующих конкретным условиям эксплуатации.

В настоящее время на судах рыбного флота отечественной и зарубежной постройки проблема регулирования рабочей скорости ЭП во многих случаях решается использованием многоскоростных асинхронных двигателей (АД) с отдельными или полюсопереключаемыми статорными обмотками.

По назначению и условиям эксплуатации многоскоростные ЭП, к которым в первую очередь относятся приводы якорно-швартовных устройств (брашпили, шпильи, швартовные лебедки) и грузоподъемных устройств (грузовые лебедки и краны), являются самостоятельными системами и занимают особое место среди других судовых потребителей электроэнергии. От их работоспособности во многом зависит безопасность судна и его нормальная эксплуатация.

В случае низкой надежности ЭП якорно-швартовных устройств (ЯШУ) высока вероятность возникновения у них неисправностей, вследствие которых на судне возможны аварийные ситуации. При неудовлетворительной работе ЭП грузоподъемных устройств (ГПУ), сопровождающейся частыми остановками или длительными неработоспособными

интервалами времени из-за отказов в электрооборудовании, существенно снижается производительность труда, а при наиболее неблагоприятных обстоятельствах может возникать угроза жизни людей.

В связи с этим в процессе проектирования и эксплуатации судна этой группе механизмов уделяется повышенное внимание.

В состав судовых ЭП со ступенчатым регулированием угловой скорости (ЯШУ, ГПУ и пр.) входит многоскоростной АД, передаточное устройство и система управления (СУ), содержащая в большинстве случаев релейно-контакторную (магнитный контроллер и командоконтроллер) или контроллерную (силовой контроллер) схему управления.

Анализ опыта эксплуатации судовых многоскоростных приводов показывает, что самым слабым звеном большинства данных систем является магнитный контроллер (магнитная станция). Наибольшее число отказов приходится на контактные системы силовых контактных коммутационных аппаратов (ККА) – контакторов по причине образования дуги в переходных режимах при отключении, а в ряде случаев и при включении электрических цепей. Отказы прочих элементов являются нетипичными и носят случайный характер [1].

Кроме снижения надежности многоскоростных ЭП, уменьшения межремонтных периодов и повышения затрат на обслуживание, дугообразование ограничивает диапазон или является причиной невозможности использования данных приводов в условиях, несовместимых с возникновением электрической дуги (во взрывоопасных средах и пр.), а также вызывает дополнительные потери электроэнергии.

В настоящее время вопросам ликвидации или уменьшения электрической дуги в процессе коммутаций электрических цепей уделяется большое внимание. Можно выделить следующие основные направления, по которым ведутся работы:

- применение новых контактных материалов (металлокерамических композиций [2] и т.д.);
- создание более эффективных способов гашения дуги (в среде сжиженного элегаза SF_6 [3] и пр.);
- разработка контактных смазок (отечественные – «Электросил», смазки ВНИИ НП; типа 2GX и 2G фирмы «Electrolub», Англия [4] и др.);
- усовершенствование приводных устройств (синхронных контакторов [5] и т.п.);
- применение силовых управляемых полупроводниковых приборов (ПП) в ключевом режиме для коммутации электрических цепей (тиристорных коммутаторов [6] и др.);
- совместное использование контакторов и полупроводниковых аппаратов (гибридных контакторов [5, 7] и др.).

Первые три направления контактного способа представляют собой полумеры, так как не обеспечивают бездуговую коммутацию контакторов, а только несколько повышают электрическую износостойкость, уменьшают электрическую дугу по величине и времени горения.

Одним из вариантов усовершенствования приводных устройств при контактном способе коммутации электрических цепей является

синхронный контактор, в котором размыкание главных контактов в цепях переменного тока осуществляется без возникновения дуги. Вместе с тем, из-за сложности, относительно высокой стоимости и низкой надежности эти устройства не получили широкого распространения.

Использование силовых ПП в ключевом режиме сопровождается размыканием цепей без механического разрыва, а, следовательно, без дуги – бесконтактный способ коммутации. Основным недостатком, ограничивающим использование силовых бесконтактных (полупроводниковых) коммутационных аппаратов (БКА) в многоскоростных ЭП, является использование для коммутаций большого числа силовых ПП, имеющих сравнительно высокие массоразмерные и стоимостные показатели.

Стремление объединить достоинства силовых ККА и БКА привело к созданию гибридных устройств – комбинированный способ коммутации цепей. При совместном использовании силовых ККА и БКА возможны два основных варианта взаимного включения главных контактов ККА и силовых ПП: параллельное и последовательное.

В случае параллельного соединения ККА и БКА, встречающегося в большинстве технических решений, ток во включенном состоянии устройства проходит через главные контакты ККА, а в переходных режимах (включение и отключение электрических цепей) функционируют БКА, обеспечивая бездуговую коммутацию [7]. При комбинированной параллельной коммутации практически не удается достичь бестокового расхождения главных контактов ККА. Кроме того, для коммутации цепей необходимо такое же число БКА, что и при бесконтактном способе.

Последовательное соединение ККА и БКА используется ограниченно (там, где необходимо при помощи БКА регулировать параметры электрических цепей, обеспечить наличие гальванической развязки между источником электроэнергии и потребителем).

Необходимо отметить, что при комбинированной последовательной коммутации в установившемся режиме, соответствующем включенному состоянию аппаратов, через БКА протекает ток нагрузки.

Учитывая изложенное, необходимо отметить, что наибольшее распространение в судовых многоскоростных ЭП получил контактный способ коммутации электрических цепей (обмоток многоскоростных АД, тормоза и т.п.).

Для увеличения срока службы контактных систем ККА со всеми вытекающими из этого последствиями наиболее эффективным средством является совместное использование ККА и БКА.

В МГУ им. адм. Г.И. Невельского разработано устройство бездуговой коммутации (УБК), позволяющее минимальным числом тиристорov обеспечить бездуговую коммутацию главных контактов контакторов большинства судовых многоскоростных ЭП с регулируемой угловой скоростью, включающих многоскоростной АД и релейно-контакторную СУ [8, 9].

Библиографический список

1. Повышение надежности электроприводов грузовых лебедок судов типа п/з «А. Захаров» путем их реконструкции при капитальном ре-

монте: отчет по НИР промежуточ / ДВВИМУ; рук. Б.В. Осокин. Владивосток, 1985. 46 с. ГР 01840058812. Инв. № 0285.0052996.

2. Теория электрических аппаратов / Под ред. Г.Н. Александрова. М.: Высш. шк., 1985. 312 с.

3. Проектирование электрических аппаратов / Под ред. Г.Н. Александрова. Л.: Энергоатомиздат, 1985. 448 с.

4. *Филимонов В.Д.* Смазки для продления срока службы контактов в судовом электрооборудовании: обзор. информ. Сер. Техническая эксплуатация флота / В.Д. Филимонов, Е.А. Калязин, Ю.В. Головин. М.: ЦБНТИ, 1981. Вып. 2 (506). С. 3-11.

5. *Таев И.С.* Электрические аппараты. Общая теория. М.: Энергия, 1977. 272 с.

6. *Петров Л.П.* Асинхронный электропривод с тиристорными коммутаторами / Л.П. Петров, В.А. Ладензон, М.П. Обуховский, Р.Г. Подзолов // Библиотека по автоматике. Вып. 380. М.: Энергия, 1970. 128 с.

7. *Могилевский Г.В.* Гибридные электрические аппараты низкого напряжения. М.: Энергоатомиздат, 1986. 233 с.

8. *Осокин Б.В.* Бездуговая коммутация в электроприводах с многоскоростными асинхронными двигателями / Б.В. Осокин, Н.В. Сгребнев, А.Ф. Бурков и др. // Электротехника. 1989. № 5. С. 74-76.

9. *Осокин Б.В.* Тиристорное устройство для бездуговой коммутации контакторов судовых многоскоростных электроприводов / Б.В. Осокин, Н.В. Сгребнев, А.Ф. Бурков и др. // Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота. М.: В/О «Мортехинформреклама», 1989. Вып. 10 (702). С. 1-7.

УДК 621.11

**Д.К. Глазюк, А.Ю. Пахомов, А.Н. Соболенко,
Дальрыбвтуз, Владивосток**

АВАРИИ ДИЗЕЛЕЙ 8VD26/20 AL2 ПО ПРИЧИНЕ ЧЕЛОВЕЧЕСКОГО ФАКТОРА

Рассмотрены случаи аварий главных судовых дизелей 8NVD26/20 AL2, возникшие по причине человеческого фактора при техническом использовании и ремонте. Показаны ошибки обслуживающего персонала, недопустимые при эксплуатации дизелей. Указано на необходимость отыскания путей снижения влияния человеческого фактора на аварийность.

Проблема обеспечения безопасной эксплуатации главных дизелей (ГД) обозначена в требованиях ИМО (International Marine Organization) как неотъемлемая часть требований Международного кодекса STSW 75/78 (Standards of Trainings, Certification and Watchkeeping) [1]. В этой связи наиболее опасными являются внезапные и усталостные отказы деталей судовых дизелей. Из общего числа отказов в судовых дизелях на их до-

лю приходится 67-71 % [2]. Они представляют опасность для эксплуатации в период технического использования дизеля, так как в настоящее время трудно поддаются диагностированию и прогнозированию.

Рассматривая случаи аварий с деталями судовых дизелей, можно установить определённые зависимости причин появления повреждений и собрать важные практические рекомендации по их предупреждению, выявлению и ремонту. Для решения проблемы повышения надёжности дизелей необходимо не только просто констатировать факт отказа, но и рассматривать его как событие и установить истинную причину нарушения работоспособности. Только в этом случае можно разработать обоснованные конструктивно-технологические и эксплуатационные мероприятия по повышению надёжности деталей судовых дизелей. При анализе необходимо учитывать факторы, приводящие к возникновению и развитию дефекта. Особое внимание следует обратить на отказы деталей, которые приводят к аварии и связаны с большими материальными затратами на ремонт.

Рассмотрим несколько аварийных случаев с ГД, имевших место на НИС «Профессор Кагановский» в море. Это судно проекта «Атлантик-333» имеет два главных дизеля 8VD26/20 AL-2, работающих через общий редуктор с выходной частотой вращения 203 мин^{-1} на винт регулируемого шага. Благодаря этому обеспечивается живучесть судна при аварии одного ГД. ГД 8VD26/20 AL-2. развивают мощность 882 кВт при номинальной частоте вращения 1000 мин^{-1} .

Судно в момент аварии на ГД № 2 осуществляло траление. Дизель после постройки отработал 21053 ч. После остановки дизеля и его разборки было выявлено следующее.

Разрушен блок цилиндров в районе 3-го цилиндра. Фрагменты разрушенного блока приведены на рис. 1.



а



б

Рис. 1. Фрагменты разрушенного цилиндрического блока двигателя 8VD26/20 AL-2:
а – вид сбоку с левого борта; б – вид сверху на левый борт

Разрушена фундаментная рама. Фрагменты разрушенной рамы приведены на рис. 2.

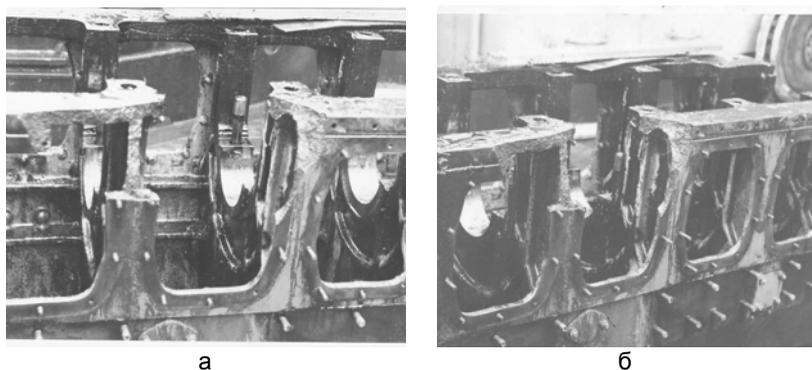


Рис. 2. Фрагменты разрушенной фундаментной рамы двигателя 8VD26/20 AL-2:
а – правый борт; б – левый борт

Коленчатый вал имеет многочисленные наклёпы, сорван противовес.
Шатун погнут, поршень разбит, цилиндровая втулка разрушена полностью. Фрагменты деформированных шатунов приведены на рис. 3. Фрагменты разрушенной цилиндровой втулки приведены на рис. 4.



Рис. 3. Фрагмент деформированных шатунов

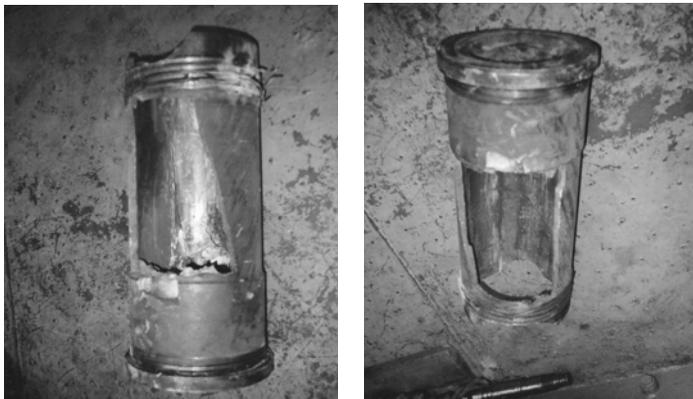


Рис. 4. Фрагменты разрушенной цилиндрической втулки

По состоянию обломков поршня видно, что оторвалась верхняя часть поршня, которая развернулась на 90° , острой кромкой разрубила оставшуюся часть и пробила цилиндрическую крышку.

Во втулках всех цилиндров зеркальная поверхность стала матовой. Шатунный подшипник цилиндра № 3 провернут, шатунные болты ослаблены, вкладыши подшипников цилиндра № 3 изношены до красного металла (рис. 5).

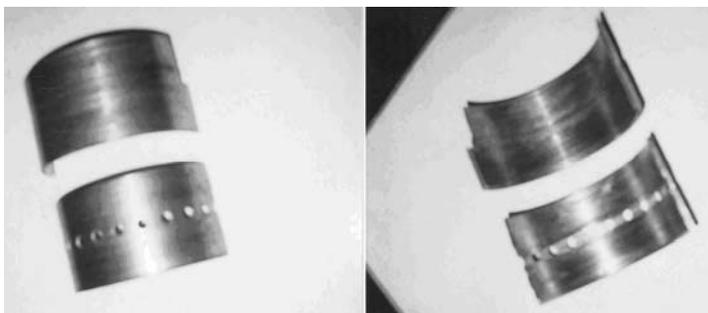


Рис. 5. Фрагменты изношенных вкладышей шатунного подшипника

Погнут кулачковый вал ТНВД.

После снятия воздухоохладителей обнаружена водотечность трубок. Всасывающий коллектор ГД № 2 покрыт изнутри толстым слоем рыхлой соли, которая легко отслаивается. Фрагменты солевых отложений приведены на рис. 6.

Таким образом, можно заключить, что причиной столь тяжелой аварии были следующие факторы.

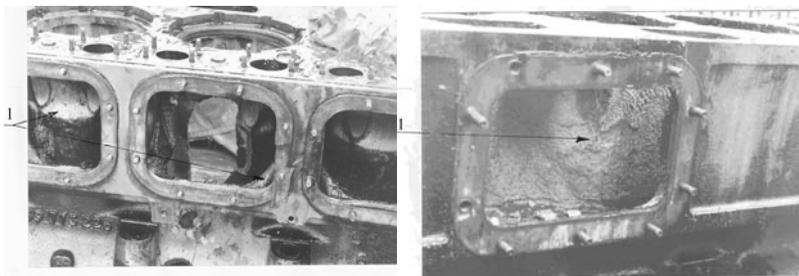


Рис. 6. Фрагменты солевых отложений на всасывающем коллекторе двигателя 8VD26/20 AL-2: 1-слой рыхлой соли

Попадание отслоений рыхлой соли и забортной воды вместе с наддувочным воздухом в цилиндр № 3. Подача воздуха от ГТН в двигатель находится напротив третьего цилиндра.

Низкий уровень выполнения функции контроля со стороны обслуживающего персонала при эксплуатации двигателя. Это проявилось и в отсутствии своевременного обнаружения дефекта воздухоохладителя, и в отсутствии вахтенного механика в машинном отделении в момент начала и развития аварии, основной причиной аварии является человеческий фактор. Персонал машинной команды не был подготовлен должным образом, либо психологически, либо теоретически не был готов к возможности возникновения аварийной ситуации.

Другим примером влияния человеческого фактора служит следующая авария, имевшая место на НИС «Профессор Кагановский» на переходе в район промысла. С момента постройки ГД № 2 отработал 21129 ч, после ремонта – 75 ч.

В 03 ч 30 мин появился посторонний стук ГД № 2. Двигатель был немедленно отключён с помощью муфты от редуктора и остановлен.

При осмотре двигателя было установлено, что колпак выхлопных клапанов цилиндра № 7 пробит, штанга толкателя погнута, винт регулировки тепловых зазоров клапанов вывернут, сухари выхлопных клапанов отсутствуют, погнута направляющая траверсы.

После снятия цилиндровой крышки обнаружено, что впускные и выпускные клапаны погнуты и поломаны, обломками клапанов пробито доньшко поршня, ролик толкателя клапана пришёл в негодность. Осмотр кулачков распределительного вала, шейки рамового подшипника, вкладышей подшипника показал, что их состояние удовлетворительное. Проверка клапанов на остальных цилиндрах показала, что зазоры в клапанах составляют 0,1-0,7 мм, больше половины траверс не отрегулированы, и не обжаты гайки регулировочных винтов.

Для устранения последствий аварии заменили крышку цилиндра № 7, поршень, ролик толкателя, штангу толкателя этого же цилиндра, отрегулировали зазоры в траверсах и клапанах во всех цилиндрах.

Причина аварии – неудовлетворительная обтяжка гайки регулировочного винта тепловых зазоров клапанов при ремонте дизеля, т.е. сработал человеческий фактор при ремонте.

Таким образом, человеческий фактор оказывает существенное влияние на появление аварий судовых дизелей. И его изучение наряду с отысканием путей снижения его влияния не аварийность является на сегодняшний день актуальной задачей.

Библиографический список

1. Башуров Б.П., Баякин А.В. Причины отказов основного оборудования некоторых систем судовых дизелей и пути повышения их работоспособности // Двигателестроение. 2001. № 3. С. 18-22.

2. Соболенко А.Н. Теоретические основы безопасной эксплуатации судовых дизелей. Владивосток: Дальнаука, 278 с.

УДК 628.84

Л.В. Дуболазова, Дальрыбвтуз, Владивосток

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ВОЗДУХА

Использование приточно-вытяжных рекуператоров – одно из перспективных направлений в энергосбережении в области кондиционирования и вентиляции воздуха. Рекуперация (от лат. Recuperatio) – это обратное получение, возвращение части энергии, расходуемой при проведении того или иного технологического процесса, для повторного использования в том же процессе.

Теплоутилизационные установки делятся на два вида: теплоутилизаторы-теплообменники непосредственного действия и тепловые насосы, обеспечивающие увеличение потенциала утилизируемого тепла. В регенеративных и рекуперативных утилизаторах рабочим веществом являются сами теплообменивающиеся среды.

Процесс проходит в рекуперационном теплообменнике таким образом, что выбрасываемый и свежий воздух абсолютно отделены друг от друга, чтобы не произошло их смешение.

Возможно использование рекуперационных теплообменников и для охлаждения помещений, т.е. обратным способом – рекуперация холода, подводимому воздуху передаётся холод от отводимого воздуха.

Общий вид задачи рекуперации тепловой энергии может быть изображён на рис. 1.

Основной характеристикой рекуператоров является η – коэффициент эффективности рекуперации. Это отношение между максимально

возможным полученным теплом и теплом, полученным в действительности. Коэффициент зависит от типа рекуператора, меняется в пределах от 30 до 90 %.



Рис. 1

Существует несколько средств рекуперации тепловой энергии:

- пластинчатые перекрестно-точные теплообменники (рекуператоры),
- роторные рекуператоры;
- рекуператоры с промежуточным теплоносителем;
- рекуператоры с тепловыми трубами;
- рекуператоры «тепловая камера»;
- рекуператоры «тепловой насос».

Большинство же теплообменников, таких, как пластинчатые теплообменники типа «воздух-воздух», водяные контуры, а также тепловые насосы, непосредственным образом осуществляют перенос только явного тепла. Коэффициент по явному теплу

$$\eta = \frac{t_{12} - t_{11}}{t_{21} - t_{11}},$$

где t_{12} , t_{11} – приточный воздух на выходе и входе рекуператора, °С; t_{21} – вытяжной воздух на входе в рекуператор, °С.

Некоторые рекуператоры, например, роторные теплообменники типа «воздух - воздух», осуществляют перенос как явного, так и скрытого тепла, сосредоточенного в парах воздуха, переносимого между вытяжкой и притоком. Общая эффективность рекуператора принимается по явному и скрытому теплу

$$\varepsilon = \frac{i_{12} - i_{11}}{i_{21} - i_{11}},$$

где i_{12} , i_{11} – удельная энтальпия приточного воздуха на выходе и входе рекуператора, кДж/кг; i_{21} – удельная энтальпия вытяжного воздуха на входе в рекуператор, кДж/кг.

Однако на показатели эффективности оказывает влияние и наличие конденсации влаги при рекуперации. Поэтому учитывают отдельно эффективность рекуператоров без учета конденсации и эффективность с учётом конденсации. Показатель эффективности зависит от соотношения весовых расходов воздуха на притоке и вытяжке. Эффективность рекуперации по явному теплу при этом выражается формулой

$$\eta = \frac{G_n \cdot (t_{11} - t_{12})}{G_{\min} \cdot (t_{11} - t_{21})} = \frac{G_e \cdot (t_{22} - t_{21})}{G_{\min} \cdot (t_{11} - t_{21})},$$

где G_n , G_e – весовой расход воздуха на притоке и соответственно на вытяжке, кг/с; G_{\min} – минимальное значение из G_n и G_e , кг/с; t_{21} – вытяжной воздух на выходе из рекуператора, °С.

Пластинчатые рекуператоры – это рекуператоры со стыкующимися плоскостями (рис. 2), набор специально спрофилированных алюминевых пластин толщиной 0,2 мм. Тепло-



Рис. 2

выделяющий и теплопоглощающий воздушные потоки проходят вдоль разделяющих их плоскостей, обладающих высокой теплопроводностью, через которые происходит процесс теплопередачи. Используется удаляемый из помещений воздух как вторичный энергоресурс с целью экономии тепла или холода, что создаёт систему двух отдельных каналов для протекания приточного и вытяжного потоков воздуха.

Перекрестно-точные рекуператоры горизонтального типа обычно используются в помещениях с ограничениями по высоте. Принцип работы ничем не отличается от принципа работы перекрестно-точного рекуператора вертикального типа, здесь секции теплообменника расположены под небольшим углом к горизонтальной поверхности, что обеспечивает нормальный сток конденсата. За теплообменником устанавливаются каплеуловитель, поддон для сбора конденсата и сифон.

В приточной части рекуператора, во избежание обледенения в зимний период, устанавливается клапан с обводной линией – байпас.

В зависимости от конструктивного исполнения пластинчатые рекуператоры имеют эффективность $\eta = 40 \div 70$ % и потерю напора по притоку и вытяжке $\Delta P = 50 \div 250$ Па.

Типовая схема рекуперативной установки на базе пластинчатого теплообменника приведена на рис. 3.

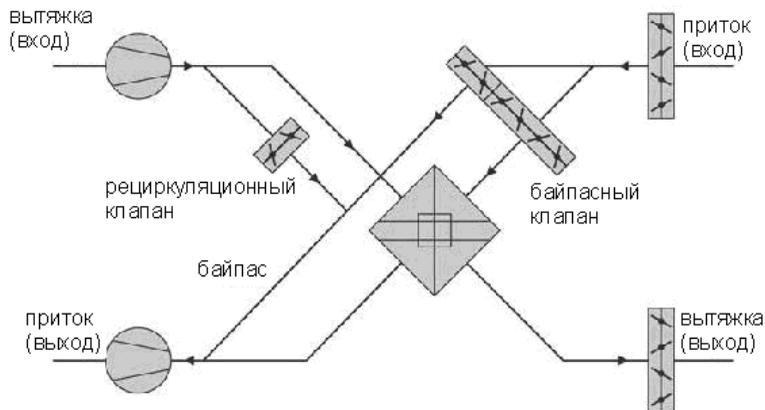


Рис. 3

При использовании рекуператора с температурами ниже $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ следует использовать предварительный нагрев воздуха перед рекуператором.

Эффективность пластинчатых рекуператоров PR зависит и от скорости потока воздуха (рис. 4).

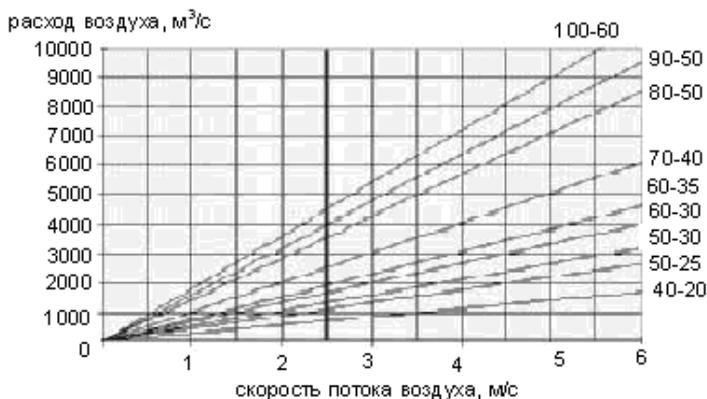


Рис. 4

Роторные рекуператоры классифицируются как рекуператоры с вращающимся аккумулятором тепла (рис. 5). Ротор с насадкой обладает высокой теплоемкостью, которая при использовании противоточной схемы попеременно нагревается и охлаждается тепловыделяющим и теплопоглощающим воздушными потоками.



Рис. 5

В зависимости от параметров воздуха и свойств используемой насадки процесс теплопереноса может сопровождаться переносом влаги. Существуют роторные рекуператоры конденсационного типа, которые осуществляют преимущественно перенос тепла и только той влаги, которая конденсируется на поверхности насадки в местах, имеющих температуру ниже точки росы. У простого алюминиевого ротора теплоутилизирующая насадка выполнена из гладкого необработанного алюминия, и перенос влаги осуществляется только при ее конденсации из теплого воздуха на стенках каналов. Часть влаги уносится потоком холодного воздуха. Конденсация вызывает увеличение падения давления и возникает только при наличии избыточного влагосодержания в воздушном потоке. В зимний период при большой разности температур эффективность переноса влаги может достигать 60 %. Простые алюминиевые роторы пригодны для рекуперации тепла и переноса влаги в системах вентиляции без механического охлаждения, т.е. в системах, предназначенных для работы в зимний период.

Конденсация вызывает увеличение падения давления и возникает только при наличии избыточного влагосодержания в воздушном потоке. В зимний период при большой разности температур эффективность переноса влаги может достигать 60 %. Простые алюминиевые роторы пригодны для рекуперации тепла и переноса влаги в системах вентиляции без механического охлаждения, т.е. в системах, предназначенных для работы в зимний период.

Типовая схема рекуперативной установки на базе роторного теплообменника изображена на рис. 6.

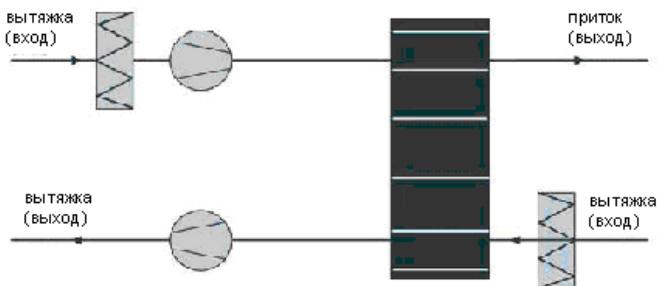


Рис. 6

Алюминиевый ротор со слоем силикагеля позволяет осуществлять перенос влаги за счет процесса сорбции без конденсации. С падением разности температур эффективность переноса влаги снижается незначительно. Этот тип рекуператоров пригоден для эксплуатации в летний период, когда необходимо механическое охлаждение свежего потока воздуха.

Алюминиевые роторы с протравленным поверхностным слоем. Здесь теплоутилизирующая насадка изготавливается из металла с ка-

пиллярной структурой поверхности, которая образуется в результате химической обработки металла методом травления. Поэтому влага переносится за счет процесса сорбции совместно с ее конденсацией. При этом перенос влаги в основном осуществляется за счет конденсации. Процесс сорбции имеет гораздо меньшую интенсивность, следовательно, перенос влаги в летний период невелик. В результате роторы этого типа используются крайне редко, поскольку не отличаются высокой влагопоглощающей способностью.

В зависимости от конструктивного исполнения роторные рекуператоры имеют $\eta = 60 \div 85 \%$ и $\Delta P = 75 \div 500$ Па.

Рекуператоры с промежуточным теплоносителем это наличие циркуляционного контура, в котором перемещается рабочее вещество, обеспечивающее передачу тепловой энергии от теплоприемника к теплопередатчику (рис. 7).

Используются в системах, где недопустимо смешение потоков воздуха, а также в случаях большого расстояния между приточной и вытяжной установками.

В качестве рекуператора служат теплообменники (медно-алюминиевые), соединенные единой системой трубопроводов, заполненных промежуточным теплоносителем. Теплоноситель получает тепло удаляемого воздуха с помощью теплообменника, установленного в вытяжной части, и передает его подаваемому воздуху с помощью теплообменника, установленного в приточной части установки, который выполняет функцию начального нагревателя.

Теплообменник, расположенный в потоке удаляемого воздуха с каплеуловителем, поддоном для сбора конденсата, сливным патрубком и сифоном. В качестве промежуточного теплоносителя используется незамерзающая жидкость, чаще всего, 40%-й раствор этиленгликоля в дистиллированной воде, что применительно в условиях российского климата. В качестве жидкостей, обеспечивающих работу теплоутилизаторов в области влажного пара, используют хладоны, водяной пар.

Водяные циркуляционные системы включают два оребренных теплообменника типа «вода-воздух», объединенных между собой гидравлическим контуром, в котором осуществляется прокачка воды или водогликолевой смеси. Типовая схема водяной циркуляционной системы на примере Runaround Coils изображена на рис. 8.

Тепло, поглощаемое из одного воздушного потока, промежуточным теплоносителем переносится во второй теплообменник, через который передается другому воздушному потоку. В зависимости от конструкции водно-воздушных теплообменников и используемой запорно-регулирующей арматуры водяные циркуляционные системы обеспечивают $\eta = \tau 50 \div 65 \%$ и $\Delta P = 200 \div 900$ Па.



Рис. 7

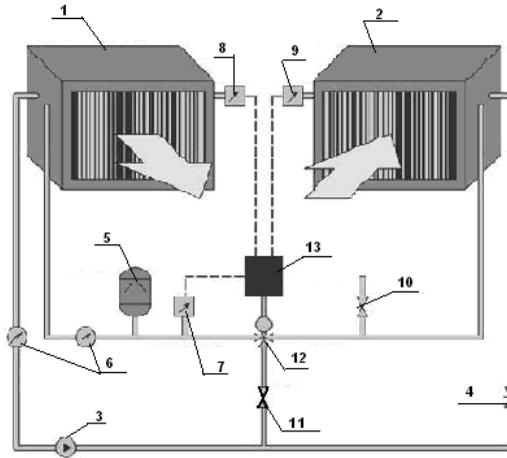


Рис. 8. Схема водяной циркуляционной системы: 1 – теплообменник при вытяжке воздуха; 2 – теплообменник для приточного воздуха; 3 – циркуляционный насос; 4 – предохранительный клапан; 5 – расширительный бак; 6 – индикаторы температуры и давления; 7 – температурный датчик; 8 – температурный датчик; 9 – ограничительный датчик; 10 – воздушный клапан; 11 – изолирующий клапан; 12 – управляющий клапан; 13 – контроллер

Рекуператоры «тепловая труба» вертикального типа представляют собой фреоновый контур, в котором циклическим образом осуществляются фазовые переходы теплоносителя из жидкого в газообразное состояние, и обратно. Типовая схема на примере тепловой трубы Heat Pipes представлена на рис. 9.

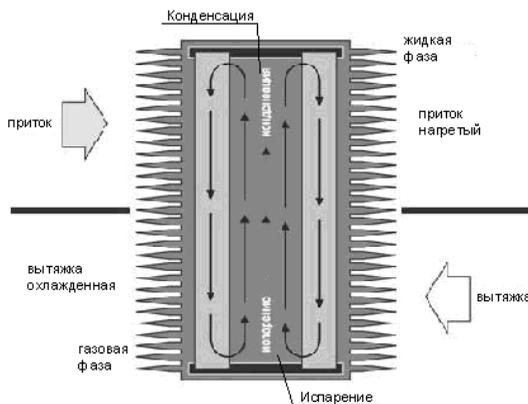


Рис. 9

Эффективность тепловых труб $\eta = 45 \div 65 \%$ и может регулироваться за счет изменения наклона по отношению к вертикальному положению. Перетекание загрязненного воздуха из вытяжки в приток полностью исключено, так как они изолированы между собой через промежуточный теплоноситель. Рекуператоры тепловые трубы отличаются наибольшей компактностью, используются при условии параллельного расположения приточного и вытяжного воздуховодов, непосредственно примыкающих друг к другу.

В качестве рекуператора обычно используются медно-алюминиевые, медно-никелевые или из нержавеющей стали теплообменники, соединенные единой системой трубопроводов, частично заполненных фреоном. Рекуперация происходит за счет физических свойств фреона.

В теплообменнике (испарителе) происходит испарение фреона за счет тепла, отдаваемого вытяжным воздухом. Фреон поступает в теплообменник (конденсатор), находящийся в приточной (верхней) части установки и, отдавая тепло воздуху, забираемому с улицы, конденсируется. Теплообменник, расположенный в потоке удаляемого воздуха (испаритель), снабжен каплеуловителем – поддоном для сбора конденсата – и сифоном.

Рекуператоры «тепловая трубка» горизонтального типа обычно используются в помещениях с ограничениями по высоте.

В секции теплообменник расположен под углом 10° к горизонтальной поверхности, что обеспечивает более эффективную естественную циркуляцию фреона.

Рекуператор «тепловая камера» представляет собой емкость, разделенную на две части, которые с помощью системы клапанов попеременно заполняются приточным и вытяжным воздухом. За счет большой теплоемкости камеры осуществляется передача тепла между воздушными потоками. Эффективность данной системы может быть достаточно велика, но она отличается значительными капитальными затратами. И она практически неприемлема при наличии существенно загрязненного воздуха на вытяжке.

Рекуператор «тепловой насос» представляют собой холодильный контур с компрессором, расширительным клапаном, испарителем и конденсатором, расположенными отдельно в приточном и вытяжном воздуховодах. 4-ходовой перепускной клапан, обеспечивает реверсирование движения теплоносителя и позволяет в зависимости от сезона осуществлять перенос тепла с вытяжки на приток, и наоборот.

Приточный и вытяжной воздуховоды могут быть разнесены между собой в пределах допустимой длины холодильного контура. Перетекание загрязненного воздуха из вытяжки в приток полностью исключено, поскольку они изолированы между собой через промежуточный теплоноситель.

Производительность теплового насоса зависит от расхода воздуха и температуры его на входе в испаритель и конденсатор.

Чем выше расход воздуха и температура его на входе в испаритель, тем выше производительность теплового насоса.

Снижение температуры воздуха на входе в конденсатор приводит также к увеличению производительности при пониженном энергопотреблении. Достижимые значения коэффициента полезного действия составляют порядка 4,5-5,2, т.е. на единицу затрачиваемой электрической энергии осуществляется транспортировка 4-5 единиц тепловой энергии. При вытяжке большого количества скрытого тепла с применением теплового насоса достигается наибольшая экономия энергии.

К примеру, кондиционер марки 50UZ 016-028 CARRIER с тепловым насосом представлен на рис. 10. Это моноблочный крышный кондиционер с тепловым насосом на хладагенте R407C. Номинальная холодопроизводительность 41-77 кВт. Номинальная теплопроизводительность 45-85 кВт.



Рис. 10

Данные методы и средства рекуперации тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха способствуют решению некоторых задач по существенному сокращению энергопотребления, а также снижению нагрузки на окружающую среду. В настоящее

время рекуперация получила широкое распространение и применение для систем кондиционирования и вентиляции воздуха.

Основой интереса к системам рекуперации тепла является рост цен на все виды энергоносителей. Использование рекуперации позволяет снизить затраты энергии на работу такой системы по сравнению с обычными системами.

Наибольший интерес представляют пластинчатые и роторные теплообменники. Другие типы рекуператоров отличаются не очень высокой эффективностью.

Большинство производителей вентиляционного оборудования и систем кондиционирования воздуха давно выпускают агрегаты и устройства для уменьшения эксплуатационных затрат. К ним относятся такие компании, как DAIKIN, Ventrex, Dantherm, Airwell и многие другие.

Библиографический список

1. *Богословский В.Н.* и др. Кондиционирование воздуха и холодо-снабжение. М.: Стройиздат, 368 с.
2. *Вишневецкий Е.П.* Рекуперация тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха // СОК. № 11. 2004.
3. *Кокорин О.Я.* Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха. М.: Физматлит, 2003. 350 с.
4. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование М., 2004.
5. Режим доступа: <http://www.td-konvent.ru>

Е.И. Есипенко, Дальрыбвтуз, Владивосток

МАГНИТНЫЕ ПОЛЯ, ИНДУЦИРОВАННЫЕ ПУЛЬСАЦИЯМИ МОРСКОЙ ВОДЫ В ОДНОРОДНОМ МАГНИТНОМ ПОЛЕ

Рассматривается движение морской воды. Дается выбор основных уравнений на основании предложенной физической модели. Выводятся уравнения для движения электропроводной жидкости в постоянном однородном магнитном поле.

Выбираем физическую модель, где участок локального постоянного магнитного поля, созданный пульсациями морской воды в однородном магнитном поле, имеет конечные размеры. Магнитное поле вдоль участка при отсутствии конструкций, искажающих поле, считаем однородным.

Принимаем, что магнитное поле меняется только по Z , т.е. $\frac{\partial}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} = 0$ – морская вода имеет плотность ρ_1 и проводимость σ , так

как вектор скорости потока направлен вдоль оси Z , считаем, что и вектор пульсаций направлен вдоль оси Z .

В этом случае турбулентные пульсации можно представить акустическими возмущениями в диапазоне характерных частот.

Преобразование для пульсаций проводим как преобразование для акустических волн. Выбираем основные уравнения, считая, что акустическая волна плоская. Так как частоты малы, используем магнитостатическое приближение, пренебрегаем изменением энтропии.

Линеаризованные уравнения магнитогидродинамики можно записать в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \vec{B}}{\partial t} = \text{rot} [\vec{V}_1 \vec{B}_0] - \text{rot} \left(\frac{1}{\sigma \mu_0} \text{rot} \vec{B}_1 \right) \\ \rho_0 \frac{\partial \vec{V}_0}{\partial t} = -\Delta P_1 + [\vec{j}_1 \vec{B}_0] + \eta \Delta \vec{V}_1 \\ \frac{\partial P_1}{\partial t} + \text{div} (\rho_0 \vec{V}_1) = 0 \\ [\vec{j}_1 \vec{B}_0] = [\text{rot} \vec{B}_1 \vec{B}_0] \frac{1}{\mu_0} \\ \text{div} \vec{B} = 0 \\ V_{x0} = V_{y0} = V_{z0} = 0 \end{array} \right. .$$

В случае медленных движений и низких частот в системе уравнений пренебрегаем:

- током смещения $\varepsilon \frac{\partial \vec{E}}{\partial t} \ll \vec{j}$,
- конвекционным током $\rho_1 \vec{V}_1 \ll \sigma \vec{E}$,
- электрической силой $\rho \vec{E} \ll [\vec{j}_1 \vec{B}_0]$.

Запишем систему уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial V_z}{\partial Z} = 0 \\ \frac{\partial V_z}{\partial t} = \frac{1}{\rho_0 \mu_0} B_{Oz} \frac{\partial V_{Ix}}{\partial Z} \\ \frac{\partial V_y}{\partial t} = \frac{1}{\rho_0 \mu_0} B_{Oz} \frac{\partial V_{Iy}}{\partial Z} \\ \frac{\partial V_z}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P_1}{\partial Z} + \frac{B_{Oy}}{\mu_0 \rho_0} \frac{\partial B_{Iy}}{\partial Z} - \frac{B_{Ox}}{\mu_0 \rho_0} \frac{\partial B_{Ix}}{\partial X} \\ \frac{\partial B_{Ix}}{\partial t} + B_{Ox} \frac{\partial V_z}{\partial Z} + V_z \frac{\partial B_{Ox}}{\partial Z} - B_{Oz} \frac{\partial V_x}{\partial Z} + V_x \frac{\partial B_{Oz}}{\partial Z} = \frac{1}{\sigma \mu_0} \frac{\partial^2 B_{Ix}}{\partial Z^2} \\ \frac{\partial B_{Iy}}{\partial t} + B_{Oz} \frac{\partial V_y}{\partial Z} + V_y \frac{\partial B_{Oz}}{\partial Z} = \frac{1}{\sigma \mu_0} \frac{\partial^2 B_{Iy}}{\partial Z^2} \end{array} \right.$$

Исключим $B_{Oz} = 0$ из уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial V_z}{\partial Z} = 0 \\ \frac{\partial V_x}{\partial t} = \frac{1}{\rho_0 \mu_0} B_{Ox} \frac{\partial B_{Ix}}{\partial X} = 0 \\ \frac{\partial V_y}{\partial t} = \frac{1}{\rho_0 \mu_0} B_{Oz} \frac{\partial B_{Iy}}{\partial Z} = 0 \\ \frac{\partial V_z}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P_1}{\partial Z} - \frac{B_{Ox}}{\mu_0 \rho_0} \frac{\partial B_{Ix}}{\partial Z} \\ \frac{\partial B_{Ix}}{\partial t} + B_{Ox} \frac{\partial V_z}{\partial Z} + V_z \frac{\partial B_{Ox}}{\partial Z} = \frac{1}{\sigma \mu_0} \frac{\partial^2 B_{Ix}}{\partial Z^2} \\ \frac{\partial B_{Iy}}{\partial t} = \frac{1}{\sigma \mu_0} \frac{\partial^2 B_{Iy}}{\partial Z^2} \end{array} \right.$$

Получим

$$1. \begin{cases} \partial \rho_1 + \rho_0 \frac{\partial V_z}{\partial Z} = 0 \\ \frac{\partial V_z}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P_1}{\partial Z} + \frac{B_{ox}}{\mu_0 \rho_0} \frac{\partial B_{ix}}{\partial Z} \\ \frac{\partial B_{ix}}{\partial t} + B_{ox} \frac{\partial V_z}{\partial Z} + V_z \frac{\partial B_{ox}}{\partial Z} = \frac{1}{\sigma \mu_0} \frac{\partial^2 B_{ix}}{\partial Z^2} \end{cases}$$

$$2. \frac{\partial B_{iy}}{\partial t} = \frac{1}{\sigma} \frac{\partial^2 B_{iy}}{\partial Z^2}.$$

Для определения магнитных полей, индуцированных пульсациями морской воды в однородном магнитном поле, в системе уравнений 1 и 2 зададим граничные условия

$$\begin{aligned} Z = 0, & & V_z = V_m, & B_{ix} = 0, \\ P_1 = P_m, & & B_{iy} = 0. \end{aligned}$$

В силу этих условий $B_{iy} = 0$ в области трансформации.

Свяжем P_1 и ρ_1 . Звуковая волна в воде представляет адиабатическое движение, поэтому малое изменение P_1 связано с малым изменением ρ_1 .

$$P_1 = \left(\frac{\partial P_0}{\partial \rho_0} \right)_S \rho_1 \quad \text{или} \quad K_P = \left(\frac{\partial P_0}{\partial \rho_0} \right)_S, \quad K_P = C_S^2, \quad P_1 = K_P \rho_1.$$

Для системы уравнений

$$\begin{cases} \partial \rho_1 + \rho_0 \frac{\partial V_z}{\partial Z} = 0 \\ \frac{\partial V_z}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P_1}{\partial Z} + \frac{B_{ox}}{\mu_0 \rho_0} \frac{\partial B_{ix}}{\partial Z} \\ \frac{\partial B_{ix}}{\partial t} + B_{ox} \frac{\partial V_z}{\partial Z} + V_z \frac{\partial B_{ox}}{\partial Z} = \frac{1}{\sigma \mu_0} \frac{\partial^2 B_{ix}}{\partial Z^2} \end{cases}$$

примем

$$f(t, Z) = e^{i(\omega t - \gamma Z)},$$

тогда

$$\rho_1 = \frac{\gamma}{\omega} \rho_0 V_Z,$$

$$\left\{ \begin{array}{l} i\omega\rho_1 - i\gamma\rho_0 V_Z = 0 \\ i\omega V_Z = i\gamma \frac{K_P}{\rho_0} \rho_1 - i\gamma \frac{B_{OX}}{\rho_0 \mu_0} B_{IX} \\ i\omega B_{IX} = -i\gamma B_{OX} V_Z + \frac{\partial B_{OX}}{\partial Z} V_Z = -\gamma^2 \frac{1}{\sigma\mu_0} B_{IX} \end{array} \right. ,$$

$$\left\{ \begin{array}{l} i\omega V_Z = i \frac{\gamma^2 K_P}{\rho_0} \rho_1 - i\gamma \frac{B_{OX}}{\rho_0 \mu_0} B_{IX} \\ \left(i\omega + \frac{\gamma^2}{\sigma\mu_0} \right) B_{IX} + \left(\frac{\partial B_{OX}}{\partial Z} - i\gamma B_{OX} \right) V_Z = 0 \end{array} \right. ,$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega \left(1 - \frac{\gamma^2}{\omega^2} K_P \right) V_Z = \gamma \frac{B_{OX}}{\rho_0 \mu_0} B_{IX} \\ \left(\frac{\partial B_{OX}}{\partial Z} - i\gamma B_{OX} \right) V_Z = - \left(i\omega + \frac{\gamma^2}{\sigma\mu_0} \right) B_{IX} \end{array} \right. .$$

Дисперсионное уравнение

$$- \omega \left(1 - \frac{\gamma^2}{\omega^2} K_P \right) \left(i\omega + \frac{\gamma^2}{\sigma\mu_0} \right) = \gamma \frac{B_{OX}}{\rho_0 \mu_0} \left(\frac{\partial B_{OX}}{\partial Z} - i\gamma B_{OX} \right)$$

при $B_{OX} = \text{const}$

$$\begin{aligned} \left(1 - \frac{\gamma^2 C_S^2}{\omega^2} \right) \left(i\omega + \frac{\gamma^2}{\sigma\mu_0} \right) &= i B_{OX}^2 \frac{\gamma^2}{\omega \rho_0 \mu_0}, \\ - \left(\gamma^2 - \frac{\omega^2}{C_S^2} \right) (\gamma^2 + i\omega\sigma\mu_0) \frac{C_S^2}{\omega^2 \sigma\mu_0} &= i \frac{B_{OX}^2}{\omega \rho_0 \mu_0} \gamma^2, \\ \left(\gamma^2 - \frac{\omega^2}{C_S^2} \right) (\gamma^2 + i\omega\sigma\mu_0) &= - \frac{\omega\sigma}{C_S^2 \rho_0} B_{OX}^2 \gamma^2, \end{aligned}$$

$$\gamma^4 - \left(\frac{\omega^2}{C_S^2} - i\omega\sigma\mu_0 \right) \gamma^2 - i \frac{\omega^3\sigma\mu}{C_S^2} + \frac{\omega\sigma}{C_S^2\rho_0} B_{OX}^2 \gamma^2 = 0,$$

$$\gamma^4 - \left(\frac{\omega^2}{C_S^2} - \frac{\omega\sigma}{C_S^2\rho_0} B_{OX}^2 - i\omega\sigma\mu_0 \right) \gamma^2 - i \frac{\omega^3\sigma\mu^2}{C_S^2} = 0,$$

$$\gamma^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{\omega^2}{C_S^2} - \frac{\omega\sigma}{C_S^2\rho_0} B_{OX}^2 - i\omega\sigma\mu_0 \right) \pm \sqrt{4 \left(\frac{\omega^2}{C_S^2} - \frac{\omega\sigma}{C_S^2\rho_0} B_{OX}^2 - i\omega\sigma\mu_0 \right)^2 - \frac{\omega\sigma\mu_0}{C_S^2}}$$

$$\frac{\omega\sigma B_{OX}^2}{C_S^2\rho_0} = \frac{\omega^2}{C_S^2} \frac{\sigma B_{OX}^2}{\omega\rho_0};$$

при
$$\frac{\sigma B_{OX}^2}{\omega\rho_0} < 1$$

$$\left[\frac{\omega^2}{C_S^2} \left(1 - \frac{\sigma}{\omega\rho_0} B_{OX}^2 \right) - i\omega\sigma\mu_0 \right] \approx \frac{\omega^2}{C_S^2},$$

$$\frac{1}{4} \frac{\omega^4}{C_S^4} \left(1 - 4 \frac{C_S^2}{\omega^2} \omega\sigma\mu_0 \right) \approx \frac{1}{4} \frac{\omega^4}{C_S^4}.$$

Следовательно,

$$\gamma^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{\omega^2}{C_S^2} - \frac{\omega\sigma}{C_S^2\rho_0} B_{OX}^2 - i\omega\sigma\mu_0 \right) \pm \frac{1}{2} \frac{\omega^2}{C_S^2},$$

$$\gamma_1^2 = \frac{\omega^2}{C_S^2} - \omega \frac{\sigma B_{OX}^2}{2C_S^2\rho_0} - i \frac{\omega\sigma\mu_0}{2},$$

$$\gamma_2^2 = -\frac{\omega\sigma B_{OX}^2}{2C_S^2\rho_0} - i \frac{\omega\sigma\mu_0}{2},$$

$$\gamma_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{\omega^2}{C_S^2} - \omega \frac{\sigma B_{OX}^2}{2C_S^2\rho_0} - i \frac{\omega\sigma\mu_0}{2}},$$

$$\gamma_{3,4} = \mp \sqrt{\frac{\omega \sigma B_{OX}^2}{2C_S^2 \rho_0} + i \frac{\omega \sigma \mu_0}{2}},$$

$$\gamma_{1,2} = \pm \frac{\omega}{C_S} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma B_{OX}^2}{2\omega \rho_0} + i \frac{\sigma \mu_0 C_S^2}{2\omega} \right) \right] = \pm \left[\frac{\omega}{C_S} \left(1 - \frac{\sigma B_{OX}^2}{4\omega \rho_0} \right) - i \frac{\sigma \mu_0 C_S}{2} \right],$$

$$\gamma_{3,4} = \mp i \sqrt{\frac{\omega \sigma \mu_0}{2}} \left(1 - \frac{1}{2} i \frac{B_{OX}^2}{C_S^2 \mu_0 \rho_0} \right) = \mp (1-i) \sqrt{\frac{\omega \sigma \mu_0}{2}} \left(1 - i \frac{B_{OX}^2}{2\mu_0 \rho_0 C_S^2} \right) =$$

$$= \mp \left[\frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\frac{\omega \sigma \mu_0}{2}} \left(1 - \frac{B_{OX}^2}{2\mu_0 \rho_0 C_S^2} \right) - i \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\frac{\omega \sigma \mu_0}{2}} \left(1 + \frac{B_{OX}^2}{2\mu_0 \rho_0 C_S^2} \right) \right].$$

Библиографический список

Есипенко Е.И. Работа сверхпроводниковой аппаратуры под водой // Рыбохозяйственные исследования Мирового океана: матер. III междунар. конф. Владивосток: Дальрыбвтуз, 2005. С. 23.

УДК 621.564.27

Л.И. Ильченко, В.Д. Чайка, Дальрыбвтуз, Владивосток

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОГРАНИЧНЫХ СЛОЁВ КИПАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ

Теплофизические свойства (ТФС) пограничных слоев жидкостей и газов, являясь определяющими во всех процессах теплообмена и гидродинамики, исследованы тем не менее недостаточно. Впервые авторами предложен подход к изучению свойств пограничных слоев жидкостей на основе проведенных ранее исследований в области поверхностных сил и тонких пленок. Приведен анализ изотерм расклинающего давления и сил взаимодействия поверхности твердого тела и прилегающих слоев жидкости (воды), показано несоответствие экспериментальных данных существующей теории. Этот анализ позволяет прогнозировать ТФС пограничных слоев, по-новому интерпретировать температурный профиль, определять теплопроводность пограничных слоев, их термическое сопротивление и производить расчет.

Во всех гидродинамических и тепловых процессах с участием твердой и жидкой фаз слой жидкости вблизи твердого тела по теплофизиче-

ским свойствам (ТФС) существенно отличается от объемной фазы, на что давно было обращено внимание и дало основание рассматривать этот слой как особый, пограничный. С одной стороны, многие теплофизические свойства пограничных слоев и закономерности их изменения по мере перехода к объемной жидкости остаются не изученными в силу экспериментальных трудностей. С другой стороны, поверхностные явления в зоне контакта двух фаз широко распространены в природе и технике в виде тонких пленок жидкостей и играют основную роль в устойчивости дисперсных систем, определяя такие процессы, как граничная смазка, флотация, набухание глинистых минералов и органических веществ, процессы получения грунта, морозостойкость бетонов и т.д. При этом ТФС этих пленок существенно отличаются от объемной жидкости.

Основной причиной изменения свойств жидкости является, в соответствии с принятым мнением, нескомпенсированность сил притяжения молекул поверхностных слоев твердого тела и прилегающих молекул жидкости и газа. Эти силы проявляются в первую очередь в виде особого добавочного, но имеющего отрицательный знак «расклинивающего» давления Π . Открытию этого явления и в значительной мере изученному мы благодарны в первую очередь Б.В. Дерягину и его школе [1]. При этом широкий круг исследований поверхностных сил ограничивается лишь явлениями, происходящими в тонких пленках. Настоящая наша работа является продолжением и уточнением предыдущих [2, 3].

Рассмотрим более подробно первопричину изменения ТФС тонких пленок и пограничных слоев – расклинивающее давление. Изотерма расклинивающего давления воды на хорошо изученных объектах – кварце и стекле, – обобщающая работы многих исследований, воспроизведена нами из работы [4] (рис. 1).

Изотерма распадается на две составляющие α - и β -участки, при этом β -участок толщиной более 100 Å изображен отдельно вверху в более крупном масштабе. В соответствии с развиваемой теорией Дерягина-Ландау [5] основной вклад в силы притяжения вносит ионоэлектростатическая составляющая, убывающая обратно пропорционально квадрату расстояния. Действительно, в области толщин $x > 1000 \text{Å}$ экспериментальные точки, как видно из графика, хорошо согласуются с этим уравнением.

Однако при меньших расстояниях наблюдается явное отклонение от обратно квадратичной закономерности, для объяснения которого в

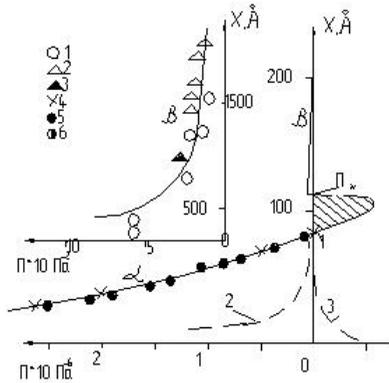


Рис. 1. Изотерма расклинивающего давления (Π) пленок воды на поверхности стекла и кварца

работе [4] предлагается ввести еще две составляющие сил расклинивающего давления: молекулярную и структурную. При этом предполагается, что одна из составляющих должна быть отрицательной, т.е. силой отталкивания, а не притяжения. Наши попытки в продолжение работ Чураева Н.В. [4] рассчитать и аналитически описать каждую из трех составляющих давления, исходя из существующих теорий взаимодействия тел [5-6], оказались безуспешными.

Возникают определенные логические и математические затруднения, когда вводится отрицательная сила отталкивания, а именно эта сила возникает лишь на некотором расстоянии от твердой поверхности, а на более коротких расстояниях при максимальной силе притяжения отсутствует.

Это хорошо видно из рис. 2, а, б, на которых изотермы построены в логарифмическом и полулогарифмическом масштабах. В обоих случаях наблюдается резкое ослабление сил притяжения при толщинах α -пленки более 60 Å, в то время как для меньших расстояний ослабление расклинивающего давления может быть описано степенной или показательной функцией, т.е. всего одной из трех возможных составляющих сил давления.

Для β -пленки (рис. 2, б) все экспериментальные точки во всем интервале расстояний хорошо располагаются вблизи одной прямой линии 2, характеризующей экспоненциальную зависимость давления

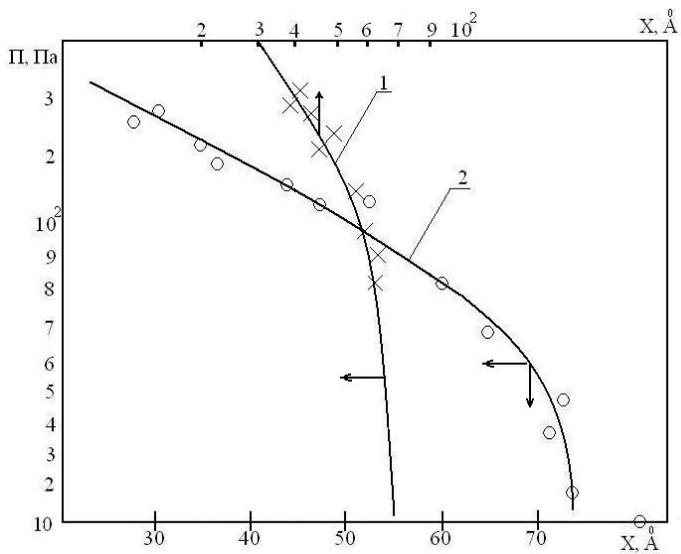
$$P = P_0 \exp(-kx), \quad (1)$$

где P_0 – расклинивающее давление вблизи границы раздела фаз ($x = 0$), k – некоторая постоянная величина.

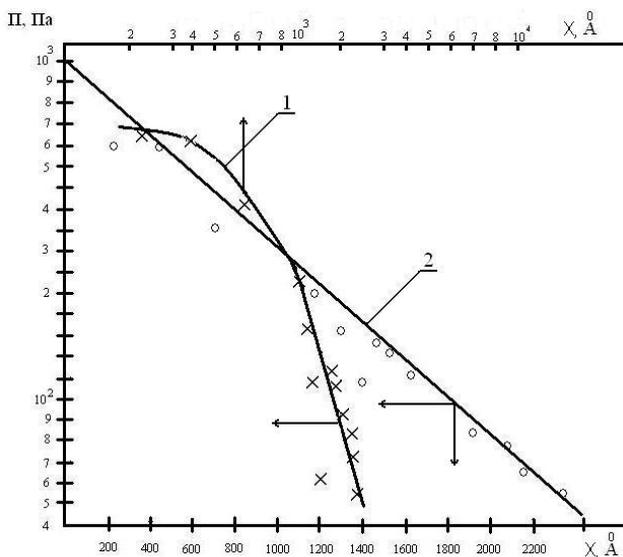
В то же время прямая 1, отражающая обратно квадратичную зависимость давления и построенная в соответствии с теорией [5, 6], согласуется с экспериментальными точками лишь для толщины β -пленки более 1000 Å. Как раз это вынуждает дополнительно рассматривать другие составляющие расклинивающего давления. Однако, как отмечалось выше, аналитически рассчитать их не удастся, и вызывает логические затруднения.

При возникшей дилемме мы отдаем предпочтение не хорошей и авторитетной теории, а простой закономерности, отражающей экспериментальные факты – экспоненциальной зависимости расклинивающего давления в соответствии с уравнением (1). Уточним, что в этом уравнении постоянная величина k имеет не случайное значение – это консервативная сила, создающая потенциальное поле притяжения молекул жидкости поверхностью твердого тела.

В соответствии с предлагаемым нами представлением об экспоненциальном характере изменения расклинивающего давления может быть также рассмотрен α -участок изотермы (рис. 2, а, кривая 2). Наблюдаемое здесь резкое отклонение нормального хода экспоненты по мере утолщения α -пленки может быть объяснить следующим.



а



б

Рис. 2. Изотермы раскливающего давления воды P , Па (X , Å):
а – α -пленка, б – β -пленка

По теплофизическим свойствам β -пленка отличается как от объемной жидкости, так и от ТФС α -пленки. Кроме того, в соответствии с представлениями Б.В. Дерягина α -пленка значительно отличается от β -пленки своей структурой, упорядоченной и подобной льдообразному состоянию, с другими значениями диэлектрической проницаемости. Резкое поглощение сил притяжения в α -пленке происходит именно тогда, когда по мере их ослабления с увеличением толщины пленки особая межфазная структура начинает разрушаться. Таким образом, изотермы α - и β -пленок могут быть следствием воздействия не трех составляющих сил притяжения, но одной общей, различное поглощение которой обусловлено различной структурой α - и β -пленок.

Внимательный анализ расклинивающего давления обусловлен тем, что характер изменения сил притяжения определяет все теплофизические свойства жидкости вблизи твердого тела. Действительно, широкий круг исследований в области поверхностных сил подтвердил повышенную вязкость тонких пленок, аномальную теплопроводимость [7] и другие свойства.

Достоин удивления и сожаления то, что эти исследования не нашли приложения при изучении пограничных слоев, что по нашему мнению, в значительной мере способствовало бы пониманию и управлению процессами теплообмена между твердой и жидкой фазами (вероятно, также между твердой и газовой).

Возможно, здесь сказалось недопонимания высказывания Б.В. Дерягина: «Расклинивающее давление... зависит от толщины тонкого слоя, но не может рассматриваться как функция местоположения внутри него, т.е. как функция расстояния какой-либо точки слоя от одной из его поверхностей» [8].

При этом опускается из рассмотрения тот факт, что силы притяжения, исходящие от поверхности твердого тела, – это консервативные силы, создающие потенциальное поле, убывающее по экспоненте, а k – постоянная экспоненты имеет смысл потенциальной составляющей и равная силе притяжения.

Рассмотрим в продолжение наших работ [3, 9] теплопроводность пограничных слоев кипящей воды на основе анализа профиля температур работы [10]. Как отмечали авторы, этот профиль в логарифмических координатах прямолинеен только на небольшом участке. Здесь наблюдается полная аналогия с изотермой β -пленки (рис. 3, б).

Поэтому попытаемся этот профиль описать одним экспоненциальным уравнением, подобным уравнению (1). Действительно, это удается в том случае, если показатель экспоненты представить в виде квадратичной зависимости

$$\Delta T = \Delta T_0 \exp(cx^2 - vx), \quad (2)$$

где v и c – коэффициенты, определяемые условиями эксперимента ($v = -5$, $c = 2,33$). Причем коэффициент v отражает влияние ослабления притя-

жения, т.е. расклинивающего давления на изменение теплопроводности пограничного слоя в связи с приобретением молекулами этого слоя большой подвижности и, как следствие, уменьшение вязкости и увеличение критерия Грасгофа. Коэффициент c в уравнении (2) отражает фазовый переход – интенсивность пузырькового кипения жидкости.

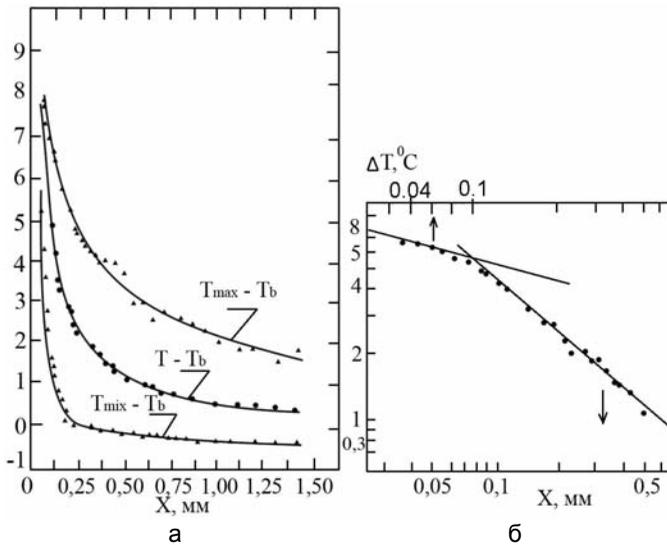


Рис. 3. Профили температур в перегретом пограничном слое [11]

В целом уравнение (2), хорошо описывая температурный профиль кипящей воды, не может быть представлено во всем диапазоне толщин ($0 \div 1$ мм) в виде прямолинейной зависимости ни в логарифмических, ни в полулогарифмических координатах. Вместе с тем с помощью этой зависимости можно рассчитать и найти изменение теплопроводности по всей толще пограничного слоя

$$\lambda_i = -\frac{q}{d(\Delta T)/dx} = -\frac{q}{\Delta T_0(2cx - b) \cdot \exp(cx^2 - bx)}, \quad (3)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м².

Расчеты по уравнению (3) и анализ зависимости для условий эксперимента [11] приводят к минимальным значениям λ_{\min} вблизи поверхности нагревателя $\lambda_0 = 1,1$ Вт/м·град, что несколько больше найденного ранее в работе [9]. Таким образом, наибольшее термическое сопротивление оказывают близлежащие к нагревателю пограничные слои, теплопроводность которых близка или равна табличным значениям. По мере

удаления от поверхности теплопроводность увеличивается в соответствии с уравнением (3). Кроме того, известная закономерность изменения теплопроводности позволяет найти термическое сопротивление пограничного слоя

$$R = \frac{\Delta T_0}{q} \int_0^x (2cx - b) e^{cx-bx} \cdot dx, \quad (4)$$

где ΔT_0 , как и в уравнении (2) – температурный напор, разность между температурой поверхности нагревателя и температурой кипящей воды.

В предельном случае при достаточно больших значениях x (толщины пограничного слоя, переходящей в объемную жидкость) подынтегральное выражение стремится к единице, а обратная величина термического сопротивления приобретает условное значение коэффициента теплоотдачи.

Библиографический список

1. *Дерягин Б.В.* Некоторые итоги исследований в области поверхностных сил и тонких пленок. Поверхностные силы в тонких пленках и устойчивость коллоидов. М.: Наука, 1974. С. 13-15.
2. *Ильченко Л.И., Чайка В.Д.* Анализ профиля температур кипящих жидкостей // Науч. тр. Дальрыбвтуза. № 21. Владивосток: Дальрыбвтуз, 2007.
3. *Ильченко Л.И., Чайка В.Д.* Теплопроводность пограничных слоев кипящего R-113 // Тр. Междунар. конф. по холоду. СПб., 2009.
4. *Чураев Н.В.* Свойства смачивающих пленок жидкостей // Поверхностные силы в тонких пленках и устойчивость коллоидов. М.: Наука, 1974. С. 81-89.
5. *Дерягин Б.В., Ландау Л.Д.* // ЖЭТФ. Т. 15 (663). 1945.
6. *Лифшиц Е.М.* Теория молекулярных сил притяжения между твердыми телами // ЖЭТФ. Т. 29, вып. 1 (7). 1955. С. 94-110.
7. *Мецин М.С.* Новые данные о теплопроводности тонких пленок воды // Исследования в области поверхностных сил: сб. докл. по поверхностным силам. М.: Наука, 1967. С. 41-42.
8. *Дерягин Б.В.* К вопросу об определении понятия и величины расклинивающего давления и его роли в статике и кинетике тонких слоев жидкостей. Т. 17. № 1. 1955. С. 207-214.
9. *Ильченко Л.И., Чайка В.Д.* Анализ профиля температур кипящих жидкостей // Тр. Междунар. конф. «Исследования мирового океана». Владивосток, 2008.
10. *Маркус Б.Д., Дропкин Д.* Экспериментальное исследование температурных профилей в перегретом пограничном слое над горизонтальной поверхностью при пузырьковом кипении воды в большом объеме теплопередач. М.: Мир, 1965. С. 14-24.

Л.К. Капран, В.В. Маницын, З.П. Старовойтова,
Дальрыбвтуз, Владивосток

ОПТИМИЗАЦИЯ МОЩНОСТИ И РАСХОДА ТОПЛИВА ГЛАВНЫМ ДИЗЕЛЕМ 6ЧНР 52,5/72 ТРАНСПОРТНОГО РЕФРИЖЕРАТОРА ТИПА «ТАТАРСТАН»

Приводятся уравнения винтовой и топливных характеристик, полигоны распределений мощности главного дизеля на режимах «переход» и «работа на промысле». Даются рекомендации по оптимизации мощности и расхода топлива главным дизелем в эксплуатации.

Во время глобальных кризисов отмечается, как правило, рецессия объёмов производства, поэтому проблема оптимизации мощности и расхода топлива дизелями на судах морского и промыслового флотов становится особенно актуальной в аспекте повышения эффективности эксплуатации флота.

Транспортный рефрижератор (ТР) типа «Татарстан» является головным судном, построенным на судостроительном заводе им. А.М. Горького, (г. Зеленодольск ТАССР) по проекту 1351 в 1978 г., которое предназначено для приёма рыбопродукции у добывающих судов непосредственно в районе промысла и доставки её в порты и для снабжения флота топливом, смазочным маслом, ЗИПом, орудиями лова и продуктами питания. В настоящее время на Дальневосточном бассейне эксплуатируются четыре ТР типа «Татарстан»: «Туркменистан», «Комсомолия Калининграда», «Комсомольская смена» и «Татарстан». Судовая пропульсивная установка ТР – дизельная с прямой передачей крутящего момента на винт фиксированного шага. В качестве главного дизеля (ГД) установлен четырёхтактный дизель с наддувом марки 6ЧНР 52,5/72 (6L525 IIPS) производства ЧССР. Номинальная мощность 2206 кВт, номинальная частота вращения 250 мин⁻¹, среднее эффективное давление 1,16 МПа, Удельный расход топлива 206 г/кВт·ч + 5 %, марка дизельного топлива «Л» ГОСТ 305-82.

Работа по оптимизации мощности ГД и расхода топлива начинается с определения текущей эффективной мощности ГД и её распределения на основных режимах эксплуатации. Текущая эффективная мощность определяется путём измерения крутящего момента, развиваемого дизелем на валу, и частоты вращения коленчатого вала

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n}{9551} \text{ кВт,}$$

где N_e – эффективная мощность; $M_{кр}$ – крутящий момент; n – частота вращения коленчатого вала.

Крутящий момент измеряется при помощи переносного тензометра. Если ГД с прямой передачей крутящего момента на винт не оборудован приборами автоматической регистрации крутящего момента и эффективной мощности, то для этой цели могут быть применены косвенные методы. Это возможно при наличии данных стендовых или теплотехнических испытаний дизеля. Они дают удовлетворительные результаты (погрешность в пределах 5 %) лишь при соблюдении заводской регулировки газораспределения и расхода топлива. К косвенным методам относят определение эффективной мощности по часовому расходу топлива, температуре выпускных газов, частоте вращения газотурбокомпрессора или коленчатого вала ГД. Главный дизель ТР типа «Татарстан» не оборудован приборами контроля и регистрации текущей эффективной мощности, поэтому для ее определения в качестве косвенного параметра принята частота вращения коленчатого вала.

Результаты стендовых испытаний ГД 6ЧНР 52,5/72 приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты стендовых испытаний ГД 6ЧНР 52,5/72

Эффективная мощность N_e , кВт	551,5	1103	1654,5	2206
Относительная мощность $\overline{N_e}$	0,25	0,50	0,75	1,00
Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹	160	201	229	250

Для перехода от частоты вращения коленчатого вала ГД к эффективной мощности можно воспользоваться зависимостью мощности, развиваемой дизелем, от частоты вращения коленчатого вала. Такая зависимость называется винтовой характеристикой. Винтовая характеристика дизеля в аналитической форме с достаточной точностью рассчитывается в виде кубической параболы

$$\overline{N_e} = c \cdot n^3,$$

где $\overline{N_e} = \frac{N_e}{N_{ном}}$, n – частота вращения коленчатого вала; c – коэффициент пропорциональности.

С использованием данных стендовых испытаний (см. табл. 1) и метода наименьших квадратов получен коэффициент $c = 6,3081 \cdot 10^{-8}$, тогда

$$\overline{N_e} = 6,3081 \cdot 10^{-8} \cdot n^3.$$

Средняя ошибка аппроксимации при этом составляет 2,1 % и показывает хорошее соответствие эмпирических и теоретических данных. Графики эмпирической (см. табл.1) и теоретической зависимостей относительной мощности \overline{N}_e ГД от частоты вращения коленчатого вала n представлены на рис. 1.

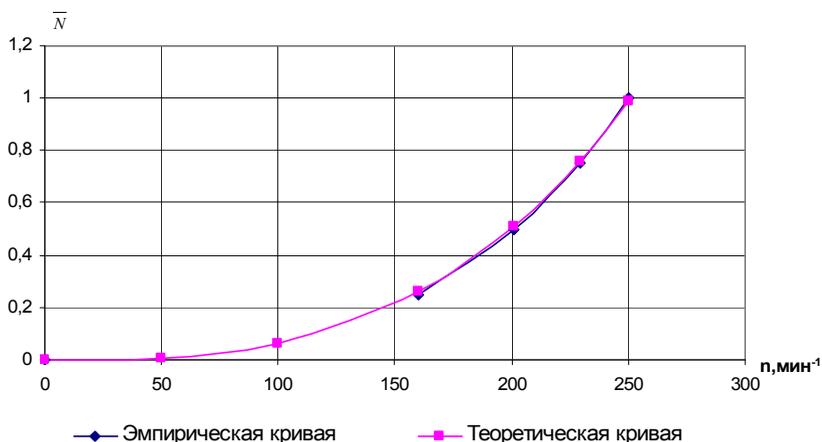


Рис. 1. Винтовая характеристика ГД6ЧНР 52,5/72

На рис. 1 приведена винтовая характеристика, соответствующая работе ГД при движении полностью загруженного судна в спокойную погоду. Эта характеристика при правильно подобранном винте должна на полной скорости (номинальный режим ГД) судна пересекаться с внешней номинальной характеристикой. При средней скорости судна частота вращения гребного вала обычно составляет 67 % от $n_{ном} = 250 \text{ мин}^{-1}$, соответственно уменьшается и мощность ГД. На малой скорости — $n = 33 \%$ от $n_{ном}$ и на самой малой скорости — $n = 20\text{-}25 \%$ от $n_{ном}$. Если сопротивление движению судна возрастёт, то винт при той же частоте вращения потребует от ГД большей мощности. В связи с этим новая винтовая характеристика будет располагаться левее номинальной винтовой характеристики. При уменьшении сопротивления корпусом судна новая винтовая характеристика будет располагаться правее номинальной характеристики, что приведёт к увеличению эффективной мощности ГД.

Расчет параметров распределения мощности ГД на основных режимах эксплуатации судна

Основными режимами эксплуатации ТР являются «переход» в район промысла и в порт, а также «работа на промысле». В эксплуатации текущая эффективная мощность ГД носит случайный характер. Она из-

меняется во времени в зависимости от режима эксплуатации, от условий внешних факторов и от состояния пропульсивного комплекса. Поэтому для получения достоверных результатов расчета параметров распределения мощности дизелей требуется располагать большим количеством исходной информации, для обработки которой использован вероятностно-статистический метод. Этот метод имеет преимущества по сравнению с методом теплотехнических испытаний ГД. Результаты теплотехнических испытаний ГД не позволяют получить достоверные данные о мощности ГД для различных условий эксплуатации ТР.

Для исследования характера распределения мощности ГД использовались вахтенные машинные журналы. По ТР типа «Татарстан» для ГД обработано 10817 наблюдений. Такой объем наблюдений гарантирует минимальную ошибку результатов расчетов ($\approx 5\%$).

Обработка фактической мощности ГД сводится к расчёту средней относительной мощности и её среднеквадратического отклонения.

Данные по мощности ГД 6ЧНР 52,5/72 на режимах «переход» объединены в одну группу, так как они на этих режимах незначительно отличаются друг от друга (табл. 2).

Таблица 2

Данные по мощности ГД на режиме «переход»

Относительная мощность \bar{N}	Продолжительность работы ГД t , ч	Относительная продолжительность работы ГД \bar{t}
0,05	0	0,0000
0,15	89	0,0084
0,25	10	0,0009
0,35	6	0,0006
0,45	10	0,0009
0,55	8	0,0007
0,65	3666	0,3446
0,75	6640	0,6242
0,85	206	0,0194
0,95	3	0,0003
Итого:	10638	1,0000

По данным табл. 2 построен полигон распределения мощности ГД на режиме «переход» (рис. 2).

ГД 97 % времени работает с относительной мощностью, изменяющейся от 0,6 до 0,8 при среднем значении относительной мощности $\bar{N}_c = 0,71$ и среднеквадратичном отклонении $\bar{\sigma} = 0,075$, при этом эффективная мощность изменяется от 1324 до 1765 кВт. На этом режиме работы мощность ГД имеет одномодальное распределение.

Данные по мощности ГД 6ЧНР 52,5/72 на режиме «работа на промысле» приведены в табл. 3.

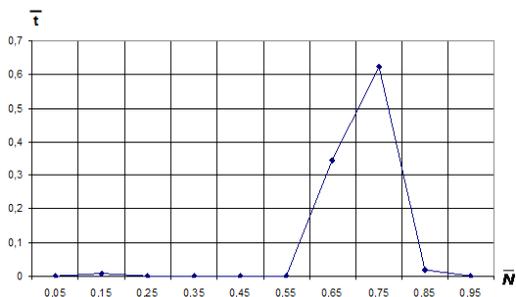


Рис. 2. Полигон относительной продолжительности работы ГД в режиме «переход»

Таблица 3

Данные по мощности ГД на режиме «работа на промысле»

Относительная мощность \bar{N}	Продолжительность работы ГД t , ч	Относительная продолжительность работы ГД \bar{t}
0,05	39	0,218
0,15	35	0,196
0,25	2	0,011
0,35	0	0,000
0,45	9	0,050
0,55	0	0,000
0,65	31	0,173
0,75	56	0,313
0,85	7	0,039
0,95	0	0,000
Итого:	179	1,000

По данным табл. 3 построен полигон распределения мощности ГД на режиме «работа на промысле» (рис. 3).

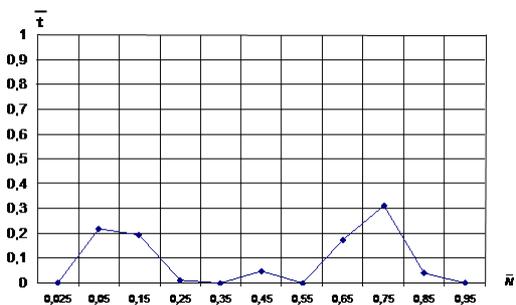


Рис. 3. Полигон относительной продолжительности работы ГД в режиме «работа на промысле»

Режим «работа на промысле» характеризуется малыми значениями мощности ГД и двухмодальным распределением относительной продолжительности работы ГД, из которого следует, что ГД ТР типа «Татарстан» 41 % времени работает с относительной мощностью, изменяющейся в интервале от 0,05 до 0,20 и 49 % времени в интервале от 0,60 до 0,80. При этом среднее значение относительной мощности $\bar{N}_c = 0,45$ и среднее квадратическое отклонение $\bar{\sigma} = 0,31$. Это связано со спецификой работы ТР по передаче добывающим судам доставленного груза и приемом рыбопродукции в районе промысла на малых ходах работы ГД. Интервал отклонения мощности на режиме «работа на промысле» от её среднего значения составляет от 309 до 1677 кВт.

Расчёт оптимизированного расхода топлива ГД

Топливная система ГД включает цистерны основного запаса (ТЦОЗ), отстойные (ОЦ), расходные (РЦ) легкого топлива, фильтры грубой очистки (ФГО), топливоперекачивающий винтовой насос, фильтры тонкой очистки (ФТО), топливные сепараторы, топливоподкачивающий шестеренный насос, топливный насос высокого давления (ТНВД) и форсунки.

Топливо из ТЦОЗ перекачивается топливоперекачивающим винтовым насосом в ОЦ, а затем с помощью сепаратора топлива оно попадает в РЦ, а из неё топливоподкачивающим шестеренным насосом топливо подаётся в ТНВД и далее к форсункам.

Для расчёта оптимизированного расхода топлива необходима топливная характеристика и распределение мощности ГД. Топливная характеристика дизеля – это зависимость часового расхода топлива от его мощности, которая определяется по результатам стендовых испытаний. Для расчета коэффициентов топливной характеристики ГД использовались результаты стендовых испытаний, которые приведены в табл. 4.

Таблица 4
Результаты стендовых испытаний ГД 6ЧНР 52,5/72

Эффективная мощность N_e , кВт	Относительная мощность \bar{N}	Часовой расход топлива G , кг/ч	Относительный часовой расход топлива \bar{G}	Удельный расход топлива g_e , кг/кВт·ч
551,5	0,25	131,5	0,275393	0,238
1103	0,50	231,8	0,485445	0,210
1654,5	0,75	351,9	0,736963	0,213
2206	1,00	477,5	1,000000	0,216
2426,6	1,10	543,6	1,138429	0,224

$$N_H = 2206 \text{ кВт.}, \quad G_H = 477,5 \text{ кг/ч}, \quad \bar{G} = \frac{G}{G_H}, \quad \bar{N} = \frac{N_e}{N_H}, \quad g_e = \frac{G}{N_e}.$$

Зависимость топливной характеристики от относительной мощности зададим уравнением второй степени, параметры которого определены по методу наименьших квадратов с использованием данных табл. 4.

$$\bar{G} = 0,27\bar{N}^2 + 0,64\bar{N} + 0,1.$$

Средняя ошибка аппроксимации при этом составляет 0,54 %, что говорит о хорошем приближении эмпирических данных к теоретическим. На рис. 4 изображены эмпирическая и теоретическая линии топливной характеристики.

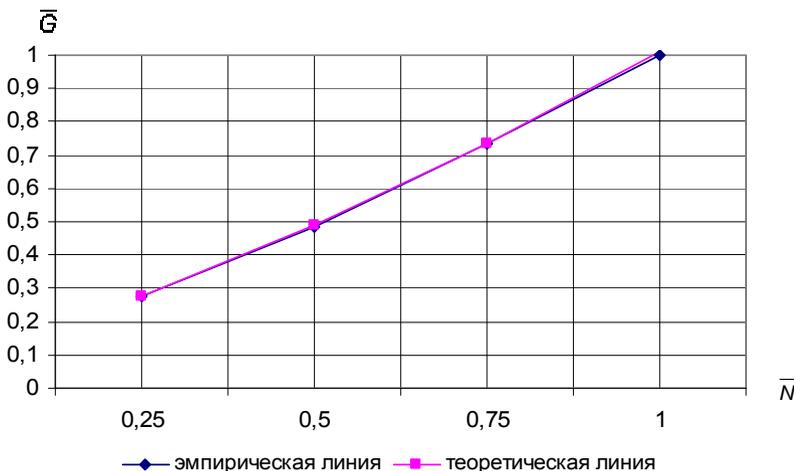


Рис. 4. Топливная характеристики ГД 6ЧНР 52,5/72

На основании топливной характеристики ГД и параметров распределения мощности для основных режимов эксплуатации ТР типа «Татарстан» определен оптимизированный расход топлива. Результаты расчета расходов топлива для ГД приведены в табл. 5.

Таблица 5
Оптимизированный расход топлива ГД 6ЧНР 52,5/72

Наименование	Режим «переход»	Режим «работа на промысле»
Число наблюдений, ч	10638	179,00
Средний часовой расход топлива, кг/ч	330,91	221,42
Средней суточный расход топлива, кг/сут	7944	5314,0

Оптимизация мощности ГД по минимальному удельному расходу топлива

Одним из путей повышения эффективности эксплуатации ТР является оптимизация эксплуатационной мощности и расхода топлива, что приведёт к снижению затрат на топливо, а, следовательно, сокращению часового расхода топлива, зависящего от его удельного расхода и мощности, развиваемой ГД.

Зависимость удельного расхода топлива от относительной мощности ГД найдена по данным стендовых испытаний (см. табл. 4) в виде полинома второй степени, параметры которого определены по методу наименьших квадратов.

$$g_e(\bar{N}) = 0,122\bar{N}^2 - 0,179\bar{N} + 0,274 .$$

Средняя ошибка аппроксимации при этом составляет 1,1 %, что говорит о хорошем приближении.

Условием минимума функции $g_e(\bar{N})$ является равенство нулю ее производной. Решением уравнения $g'_e(\bar{N}) = 0$ является $\bar{N} = 0,734$, а удельный расход топлива при этом $g_e(\bar{N}) = 0,208$ кг/(кВт·ч) – это минимальное значение функции. На рис. 5 изображены графики эмпирической и теоретической зависимостей.

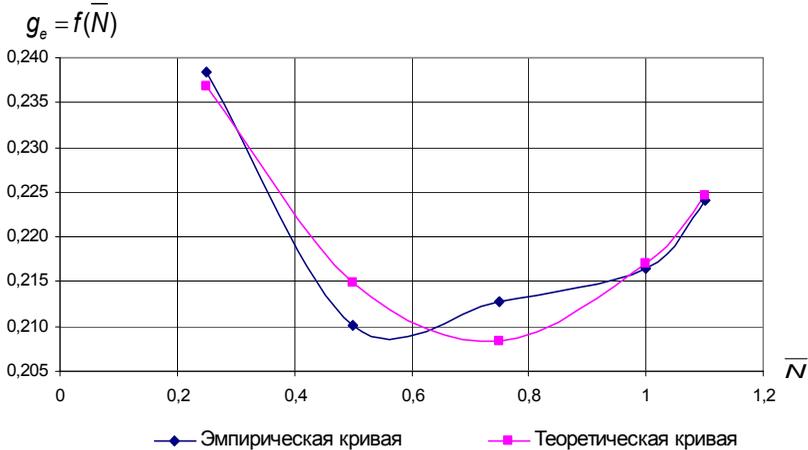


Рис. 5. Графики зависимости удельного расхода топлива от относительной мощности ГД 6ЧНР 52,5/72

Если принять $g_e(\bar{N}) = 0,210 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}$, то область изменения предпочтительной относительной мощности \bar{N} ГД будет находиться в пределах от 0,6 до 0,85. Эффективная мощность при этом изменяется от 1323,6 кВт до 1875,1 кВт.

Следовательно, для ГД предпочтительная мощность в указанной области характеризуется минимальными значениями удельного расхода топлива от 0,208 до 0,210 кг/(кВт·ч).

Библиографический список

1. Маницын В.В., Музалевский Н.В. Определение технически обоснованных норм расхода ГСМ СЭУ ТР типа «Татарстан» и «Кристалл-2»: отчет о НИР (промежуточ.); рук. В.В. Маницын. Владивосток, 1987. 94 с. № ГРО 1860044670. Инв. № 02880024350.

2. Елисеева И.И. и др. Эконометрика: учебник. М.: Финансы и статистика, 2007. 556 с.

УДК 621.431.74-729.3

**П.П. Кича, Дальрыбвтуз; Н.Н. Таращан, А.В. Голенищев,
МГУ им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток**

КОМБИНИРОВАННОЕ ФИЛЬТРОВАНИЕ – ЭФФЕКТИВНЫЙ МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ТОНКОЙ ОЧИСТКИ МОТОРНОГО МАСЛА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ

Излагаются результаты исследований по повышению эффективности тонкой очистки моторного масла в ДВС комбинированным фильтрованием. Приводятся схемы включения комбинированных фильтрующих элементов и фильтров в смазочную систему дизеля. Показаны преимущества и перспективы использования в судовых дизелях для очистки моторного масла комбинированного фильтрования.

Улучшение качества очистки масла при полнопоточном фильтровании за счет уменьшения тонкости и увеличения полноты отсева вступает в противоречие с гидравлическим сопротивлением фильтра, что снижает надежность защиты пар трения двигателя внутреннего сгорания (ДВС) от попадания крупных абразивных частиц. В этом случае при пуске и работе на холодном масле предохранительный клапан фильтра тонкой очистки масла полнопоточного (ФТОМП) открывается чаще и на более продолжительное время, в результате чего долговечность подшипниковых узлов двигателя уменьшается. Кроме того, снижение показателя тонкости отсева сокращает срок службы фильтрующих элементов и увеличивает эксплуатационные расходы на маслоочистку.

Цель проводимых нами исследований, основные результаты которых излагаются в данной статье, предусматривает разработку новых принципов очистки масла в ДВС комбинированным фильтрованием с обеспечением полной защиты пар трения от попадания крупных частиц механических примесей и поддержанием на низком безопасном уровне загрязнения масла нерастворимыми продуктами. Предложенные методы очистки масла состоят в использовании в системе смазки двух и более фильтрующих перегородок с придачей каждой из них специфических свойств, характеристик, режимов работы и разграничением их функций.

Разработка требований к качеству очистки масла в ДВС, исследование загрязнения масла нерастворимыми продуктами, раскрытие механизма фильтрования с учетом основных факторов, действующих на данный процесс, послужили базой для создания систем комбинированной тонкой очистки моторного масла фильтрованием.

Очистка предусматривает использование комбинированных систем, фильтров и элементов. В системах комбинированию подлежат агрегаты очистки, в фильтрах – элементы, в элементах – фильтрующие перегородки.

Возможно двойное комбинирование. Разные фильтрующие элементы (ФЭ) могут устанавливаться в отдельных очистителях, совмещаться в одном агрегате и быть составными (комбинированными).

Шторы, элементы, фильтры при комбинированной очистке масла находятся в сложной гидравлической связи между собой и с системой смазки. Принципиально важен способ подключения их к системе смазки: полнопоточно, т.е. с фильтрованием всего потока масла, поступающего в распределитель и далее - в пары трения; частичнопоточно – с очисткой части масла и сбросом в картер или присоединением к основному потоку. Возможна частично- и полнопоточная (комбинированная) схема очистки.

На рис. 1 показаны способы подключения фильтров (ФЭ и их штор) к системе смазки двигателя. Для ограничения потока масла через частичнопоточные фильтры, элементы (шторы) предусмотрен дроссель. Регулировочный клапан (рис. 1, в) автоматически вводит в процесс фильтрования вспомогательный элемент при тяжелых (критических) режимах работы основного.

Разработка фильтрующих элементов для комбинированной тонкой очистки масла в дизелях базировалась на изобретениях [1-5]. Для дизелей мощностью 20-4000 кВт предложены пять типоразмеров элементов емкостью 0,6-10,2 дм³.

При создании типоразмерного ряда масляных сменных фильтрующих элементов использовался ГОСТ 22858-97. Для комбинированной очистки масла рекомендуются элементы полнопоточные (ЭП), частичнопоточные (ЭЧ) и комбинированные (ЭПК, ЭК). ЭПК (элемент полнопоточный, комбинированный) [1, 2] работает в системе смазки по схеме *а* (рис. 1). Частично- и полнопоточная очистка масла ЭК [3] осуществляется по схеме *б* (рис. 1).

Основные размеры и характеристики элементов приведены в работе [5]. Там же указаны формы укладки фильтрующих перегородок и материалы. В элементах поверхностные фильтровальные материалы сформированы в виде многолучевой звезды (код такой формы укладки 1). Для улучшения гидравлической характеристики элементов многолучевая звезда изготовлялась с гребенчатыми вставками или подложкой. Эти фильтрующие перегородки обозначены соответственно 1В и 1П. Штора в виде многолучевой звезды с поперечными складками оптимизирована [4, 5]. Ее применение закодировано цифрой 4.

В табл. 1 приведены характеристики фильтровальных материалов, рекомендованных к использованию при комбинированной очистке масла. В основном это листовые материалы толщиной 0,42-0,98 мм с тонкостью отсева 5-60 мкм. Для их изготовления применяются натуральные и синтетические волокна, скрепляемые латексом, поливинилацетатной эмульсией и другими клеящими составами. Бумаги для фильтрации масла (БФМ) формуются мокрым способом, остальные материалы – сухим.

В материалах типа ФМ (ОФМ) [5] используются как грубые, толщиной 60-120 мкм при длине 15-35 мм, так и тонкие, 9-25 мкм, волокна. Поровая структура таких материалов неоднородна.

На рис. 2 приведены фильтровальные характеристики современных материалов для комбинированной очистки моторного масла в ДВС. Анализ и оптимизация зависимости фракционного коэффициента отсева ρ_a от размера d частиц показали, что для полнопоточных элементов она должна быть крутой, для частичнопоточных – пологой. При совместном использовании элементов 2 или 4 с 3 достигаются высокие показатели качества очистки масла от тонкодисперсной фазы нерастворимых загрязнений и грязеемкости при хорошей гидравлической характеристике ЭП, что надежно защищает узлы трения ДВС от крупных частиц в течение длительного времени. В комбинированных фильтрах для ЭП желательно применять материал с регулярной поровой структурой, в котором используются однородные одинаковой толщины волокна, ориентированные в плоскости листа [5].

Сочетание элементов 1 и 3 наиболее эффективно при значительном поступлении в масло механических примесей размерами выше 5 мкм. Расположенные в правой части рис. 2 гистограммы показывают, как соотносятся интенсивности очистки от нерастворимых в бензине (НРБ) продуктов и грязеемкости ЭП, ЭЧ одинаковых габаритных размеров при работе в системах смазки форсированные дизелей, использующих масла группы Г₂.

Эффективность ЭПК подробно изложена в работе [5]. При их применении происходит саморегулирование потоков масла через шторы с разной поровой структурой, что в конечном итоге улучшает очистку масла от НРБ и гидравлику ЭПК. Однако более полно возможности мелкопористого материала могут быть реализованы только в элементах, которые к системе смазки подключаются безопасно.

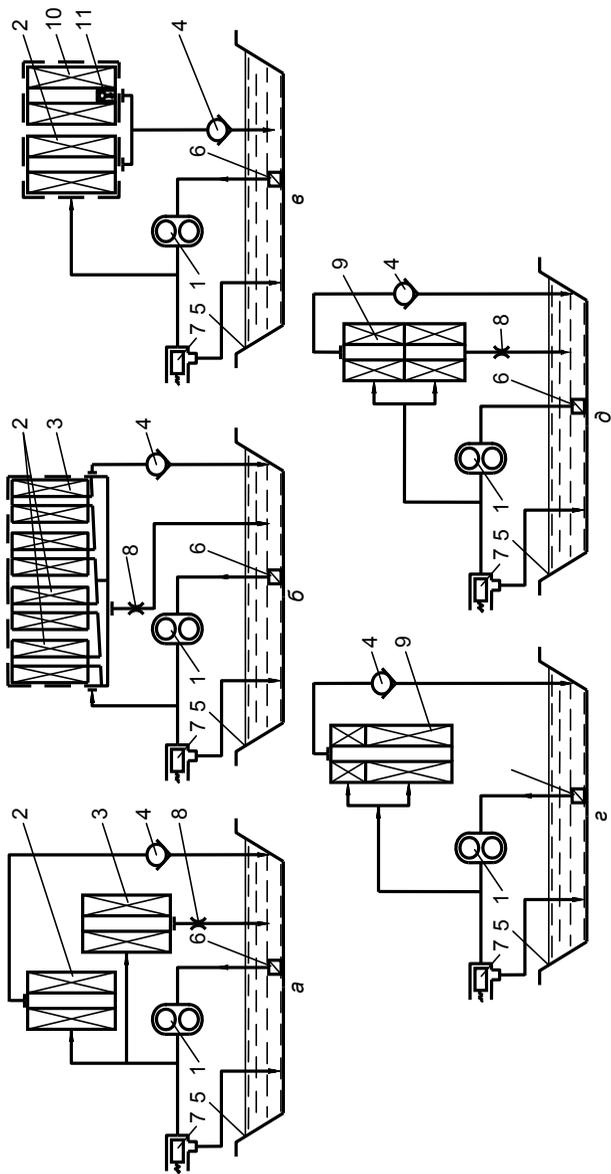


Рис. 1. Схемы включения очистителей в систему смазки двигателя при комбинированном фильтровании масла:
 а – комбинированная система очистки масла с ЭП и ЭЧ; б, в – системы очистки с комбинированными фильтрами;
 г, д – системы с ЭПК и ЭЖ; 1 – масляный насос; 2 – ЭП; 3 – ЭЧ; 4 – главная магистраль; 5 – картер двигателя;
 6 – маслоприемник; 7 – перепускной клапан; 8 – дроссель; 9 – комбинированный фильтрующий элемент;
 10 – маслоприемник; 11 – регулируемый клапан

Таблица 1
Фильтровальные материалы для комбинированной очистки моторного масла в ДВС

Фильтрующий материал, область применения	Тип материала	Толщина, мм	Тонкость очистки, мкм	Максимальный размер пор, мкм	Пористость, %	Удельная пропускная способность, м/ч	Коэффициент отсева**,		
Для полноточного комбинированного фильтрования масла: КФМ-25* КФМ-40 НКФМ-35 ДРКБ-45 БМ-40 БМ-45 МФ-30 МФ-35	Поверхностный	0,92	25	83	86	22	33		
		0,69	40	90	87	51	9		
		0,50	35	113	69	57	13		
		0,42	45	140	81	100	4		
		0,70	40	128	83	108	6		
		0,50	45	140	80	134	5		
		0,55	30	128	75	65	12		
		0,98	35	126	77	52	11		
		Для частичноточного фильтрования масла в комбинированных системах очистки: КФМ-10 НКФМ-20*** БМ-10 БМ-15 ФМ-35 ФМ-60 ОФМ-5	Объемный	1,80	10	31	89	14	79
				0,70	20	58	76	18	46
0,42	10			40	87	12	75		
0,47	15			52	85	17	52		
4	35			118	83	13	71		
4	60			152	86	28	34		
—	5			—	87	—	98		
* В условном обозначении фильтровального материала число указывает величину тонкости отсева, определенную по ГОСТ 14146-69.									
** Приводится для кварцевого загрязнителя с удельной поверхностью 1,05 м ² /г (ГОСТ 8002-74).									
*** Материал может использоваться и для полноточного комбинированного фильтрования масла.									

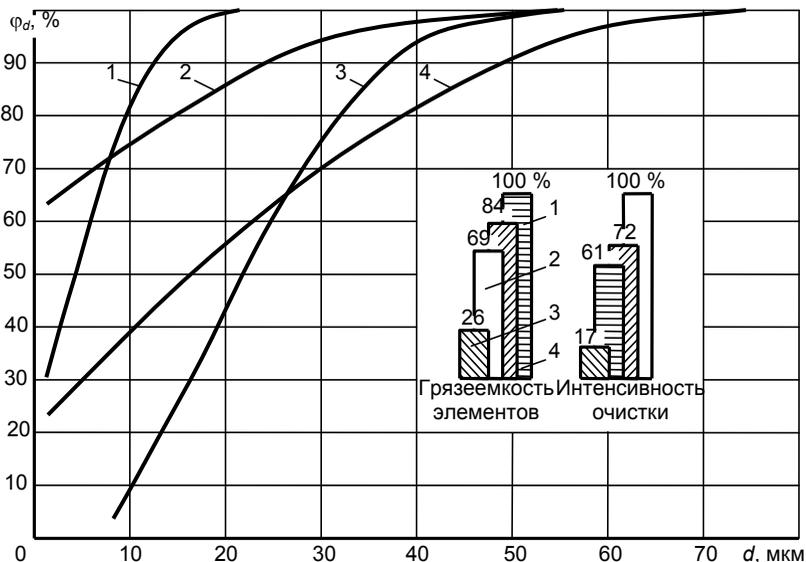


Рис. 2. Зависимость коэффициента отсева от размеров частиц загрязнений масла и характеристики эффективности различных фильтровальных материалов: 1, 4 – фильтрующие ЭЧ; 3 – ЭП

Типоразмеры и основные параметры ФМК (фильтров масляных комбинированных), разработанных для дизелей мощностью свыше 100 кВт, приведены в работах [5, 6]. В системе смазки фильтры подключаются по схеме б (см. рис. 1). В ФМК-2/1 – 2ФМК-12/8 используются фильтрующие элементы типа ЭП-6,4 и ЭЧ-6,4 в количестве 2-12. Полный поток обрабатывают один-восемь элементов. Прокачка масла через них может составлять 7,5-60 м³/ч.

Регулирование (ограничение) потока масла через ЭЧ осуществляется для условий достижения ими максимальной грязеемкости. Начальная пропускная способность ЭЧ-6,4 устанавливается 0,1-1 м³/ч. Нижний предел соответствует применению объемного материала ОФМ-5, верхний – поверхностного НКФМ-20. Соотношение между числом ЭЧ и ЭП в комбинированных маслоочистителях составляет 1:2, 1:1 и 2:1, что позволяет удовлетворить потребности систем смазки ДВС с любыми характеристиками масла и параметрами его старения.

При удельной скорости загрязнения масла НРБ продуктами ниже 0,02 и выше 0,05 г/(кВт·ч) используются комбинированные фильтры соответственно с заниженным и завышенным числом ЭЧ. В диапазоне скоростей 0,03-0,04 г/(кВт·ч) числа ЭЧ и ЭП в ФМК одинаковы. Окончательно типоразмер фильтра выбирается исходя из характеристик дизе-

ля, системы смазки и применяемых масел по результатам расчета поверхности полнопоточной фильтрации.

Моторная проверка эффективности комбинированного фильтрования масла осуществлялась в судовых форсированных среднеоборотных двигателях 5ВАН22 и 8ВАН22 (5ЧН22/32 и 8ЧН22/32; $P_e = 220$ и 350 кВт; $n = 8,3$ с⁻¹; $p_{me} = 0,87$ МПа), 5А25 (5ЧН25/30; $P_e = 430$ кВт; $n = 12,5$ с⁻¹; $p_{me} = 0,94$ МПа) фирмы «Зульцер». Эксперимент проводился также в дизелях 5Т23НН и 8Т23НН (5ЧН22,5/30 и 8ЧН22,5/30; $P_e = 460$ и 735 кВт; $n = 12,5$ с⁻¹; $p_{me} = 1,23$ МПа) с повышенным наддувом фирмы «Бурмейстер и Вайн».

Двигатели работали на дизельном Л-0,5 (ГОСТ 305-73) и моторном ДТ (ГОСТ 1667-68) топливах. Содержание серы в них соответствовало 0,32-0,47 и 0,96-1,12 %. В системе смазки использовались отечественные М-10В₂ (МРТУ 38 101-278-72), М-10Г₂(цс) (ТУ 38 101-548-75) и зарубежное Мобилгард-312 моторные масла. Начальная щелочность их находилась в пределах 5,2-12,1 мг КОН/г масла. Ей соответствовала сульфатная зольность 0,62-1,6 %.

Подбор ДВС для испытаний осуществлялся таким образом, чтобы можно было сопоставить эффективность комбинированных фильтров с показателями лучших современных маслоочистителей, являющихся штатными в системах смазки рассматриваемых двигателей. Сравнение осуществлялось с полнопоточным самоочищающимся фильтром (СОФ) S-6 Скаматик (размер щелей 30 мкм), ФТО СJS типа HDU 38/100 (тонкость отсева 2 мкм), работающим совместно с фильтром грубой очистки (ФГО) пластинчато-щелевого типа (толщина промежуточных пластин – 0,1 мм).

Представляет интерес сравнение ФМП и ФМК в условиях использования масла со средними и высокими диспергирующими свойствами при повышенной скорости его загрязнения нерастворимыми продуктами. В маслоочистителях ФМП-2 и ФМП-4 применялись фильтрующие элементы «Нарва-6-4». ЭК заряжались элементами ЭП-6,4-4 и ЭЧ-6,4-1 [5] из материала БМ-40 и БМ-15, выпускаемые ООО «Приско-Экофил».

Судовой эксперимент проводился по методике, изложенной в работе [6], основные результаты которого приведены в табл. 2. Параметры качества масла и коэффициент очистки указаны к моменту отработки маслом 2 тыс. ч. Показатели по износу и нагаро- и лакообразованию определены за 4 тыс.ч работы дизелей.

Анализ состояния масла при включении в систему смазки ФТОМП, штатных и комбинированных фильтров показал более глубокую его очистку агрегатами ФМК. Концентрация НРБ продуктов (ГОСТ 20684-95) как общих, так и зольных во всех случаях, кроме варианта с HDU 38/100, при использовании комбинированных фильтров была в 1,23-1,78 раза ниже, чем при применении штатных и ФТОМП. Максимальный уровень накопления нерастворимых примесей в масле дизеля 8Т23НН при штатной и опытной системах очистки примерно одинаков.

Таблица 2

Моторная эффективность очистки масла комбинированным фильтрованием

Показатели	Типы дизелей и маслоочистителей									
	5ВАН22		8ВАН22		5А25		5Т23НН		8Т23НН	
	ФМП-2	ФМК-3/1	ФМП-4	ФМК-4/2	ФМП-4	ФМК-6/3	Скама-тик S-6	ФМК-4/2	ФТО HDU 38/100	ФМК-6/3
Концентрация в масле НРБ продуктов, %: общих зольных	1,2 0,23	0,8 0,14	1,6 0,36	1,3 0,21	1,5 0,24	1,1 0,17	1,2 0,32	0,9 0,18	1,2 0,22	1,3 0,24
Интенсивность очистки масла от НРБ, г/ч: общих зольных	29 53	175 203	33 65	117 280	40 101	212 374	12 29	149 316	204 377	123 234
Периодичность обслуживания маслоочистителей, ч	686	519	928	862	753	884	500	1133	3000	1543
Трудоёмкость обслуживания системы очистки, чел. ч/1000 ч	0,4-0,5	0,8-1	0,6-0,8	0,7-0,9	0,8-1	0,9-1,2	2-3	0,4-0,6	3-4	0,5-0,8
Скорость изнашивания поршневых колец, г/1000 ч	4,1	2,8	4,3	2,5	6,2	3,5	4,9	2,9	3,1	3,6
Скорость изнашивания цилиндровых втулок, мкм/1000 ч	6,4	4,6	7,2	4,6	8,6	5,7	7,9	4,5	8,2	8,5
Скорость изнашивания вкладышей подшипников, мкм/1000 ч	7,8	6,1	8,9	5,8	12,9	6,6	8,3	7,7	11,5	7,8
Нагаро- и лакообразование на поршнях, баллы	6,9	4,5	4,2	4,0	5,3	4,8	5,1	4,3	3,2	3,6
Применяемые топлива и масла	Л-0,5; М-10 В ₂	Л-0,5; М-10 В ₂	ДТ; М-10 Г ₂ (ц)	ДТ; М-10 Г ₂ (ц)	Л-0,5; Мобил-гард-312	Л-0,5; Мобил-гард-312	Л-0,5; М-10 Г ₂ (ц)	Л-0,5; М-10 Г ₂ (ц)	ДТ; Мобил-гард-312	ДТ; Мобил-гард-312

Наибольший эффект в снижении общего загрязнения при комбинированном фильтровании масла получен в дизеле 5ВАН22 при работе на масле М-10В₂ со средними моюще-диспергирующими свойствами за счет усиления роли частичнопоточного режима очистки путем использования фильтра ФМК-3/1 с двумя ЭЧ. По зольным нерастворимым продуктам аналогичный результат достигнут при применении масла М-10 Г₂ (цс) и топлива ДТ.

Интенсивность очистки масла ФМК во всех дизелях, за исключением 8Т23НН, где штатным является фильтр сверхтонкой очистки, самая высокая. У комбинированных маслоочистителей этот показатель выше в 3,6-6 по сравнению с ФТОМП и в 10,9-12,5 раза по сравнению с S-6 Скаматик. СОФ плохо задерживает мелкодиспергированные частицы нерастворимых примесей. Интенсивность очистки масла от НРБ продуктов фильтром S-6 Скаматик самая низкая. По этому показателю ФМК-6/3 уступает HDU 38/100. Наибольшее снижение концентрации зольных нерастворимых примесей в масле наблюдалось после перехода с самоочищающегося на комбинированный фильтр.

Сравнение коэффициентов очистки подтверждает следующую расстановку фильтров по интенсивности удаления из масла нерастворимых продуктов: HDU – ФМК – ФМП – Скаматик. Значения их сильно зависят от моюще-диспергирующих и стабилизирующих свойств масла. За 2 тыс. ч фильтрования масла М-10В₂ коэффициент очистки ФМК-3/1 повышается до 60 %. При очистке комбинированным фильтром масел с лучшими детергентами этот показатель для об-

щих и зольных НРБ находится на уровне 12,3-24,6 и 21,1-45,5 %. Использование штатных очистителей и ФМП дает результат 1,5-33,2 %.

Срок службы фильтрующих элементов в полнопоточных и комбинированных маслоочистителях примерно одинаков и в среднем составлял 519-1543 ч. Фильтрация масла в ФМК ЭЧ с более высокими скоростями не привела к значительному снижению срока их службы вследствие перераспределения части «грязевой» нагрузки на ЭЧ. Последние менялись одновременно с ЭП-6,4-4.

Трудоемкость обслуживания ФПК несколько выше, чем ФМП. Испытания показали, что обслуживание фильтров со сменными фильтрующими элементами в дизелях мощностью до 1000 кВт по сравнению с самоочищающимися менее трудоемко – в 3,3-7,5 раза. Затраты на обслуживание систем очистки, включающих ФГО пластинчато-щелевого типа со скребками и ЭЧ большой емкости, такие же, как и для СОФ.

Сравнение скоростей изнашивания деталей ДВС с разными системами маслоочистки показало преимущество ЭК. Наибольшее снижение износа деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) от использования ФМК зафиксировано в дизеле 5Т23НН, наименьшее – в 5ВАН22. В среднем, за исключением данных по объекту 8Т23НН, оно составляло 30,5-42 %. Уменьшение интенсивности изнашивания деталей криво-

шипно-шатунного механизма (КШМ) выражалось в меньшей степени – в 1,1-1,65 раза.

Анализ результатов эксперимента показал, что снижение уровня загрязнения масла общими и зольными НРБ продуктами в значительной мере сказывается на износе поршневых колец и цилиндрических втулок. Проникновение в пары трения ДВС большого числа крупных частиц механических примесей оказывает влияние в первую очередь на долговечность коленчатого вала и его подшипников. Доказательством служит сопоставление качества очистки масла и износов в дизелях типа ЧН22,5/30.

Фильтр S-6 Скаматик полностью защищает пары трения двигателя 5Т23НН от попадания частиц диаметром более 30 мкм, HDU 380/100 качественно очищает масло от мелкодиспергированных нерастворимых примесей. Эффект от использования комбинированного фильтра, сочетающего оба достоинства, существенно проявляется в снижении износа деталей ЦПГ и КШМ в сравнении соответственно с СОФ и фильтром ССС.

В дальнейшем комбинированное фильтрование масла в ДВС будет совершенствоваться в основном за счет улучшения характеристик фильтрующих элементов. Многие направления повышения эффективности комбинированной очистки могут реализовываться не только путем совершенствования элементов, но и конструкции фильтров и систем очистки. Будущее за комплексным повышением эффективности очистки масла в ДВС комбинированным фильтрованием.

Анализ результатов моторных испытаний комбинированных фильтров показал рациональность более глубокой очистки масла от мелкодисперсной абразивной фазы зольных нерастворимых загрязнений. Это особенно важно при использовании в форсированных ДВС моторного и тяжелого топлив, масел М-10Г₂(цс) и Мобилгард-312. Наиболее полно очищают масло от этих продуктов ЭЧ. Износ деталей двигателей при комбинированной очистке масла М-10В₂ по сравнению с ФТОМП снижается менее заметно. Однако при этом, как видно по двигателю 5ВАН22, более чем в полтора раза уменьшается нагаро- и лакообразование на поршнях.

Перспективные пути улучшения показателей эффективности ЭК показаны на рис. 3. Они состоят в оптимизации характеристик материалов, элементов и саморегулирования процесса фильтрования с учетом начальных свойств и кинетики старения моторного масла. При этом принимаются во внимание режимы и условия использования масла, параметры системы смазки и двигателя. Конструктивное совершенствование элементов предусматривает унификацию их с тем, чтобы они были универсальны и удовлетворительно функционировали в ДВС разного назначения как при использовании минеральных, так и синтетических масел.

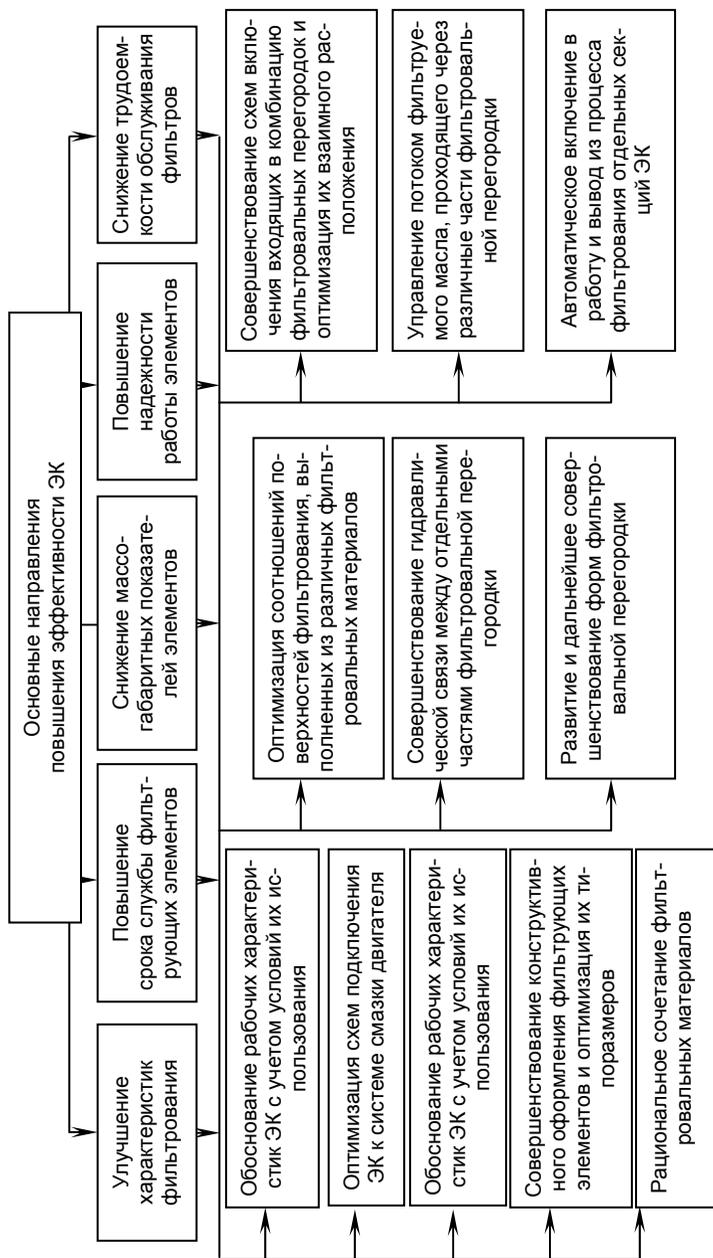


Рис. 3. Пути улучшения основных характеристик ЭК тонкой очистки масла в ДВС

Из рассмотренного материала можно сделать следующие выводы:

1. Предложены методология и комплекс разработок для совершенствования тонкой очистки масла в дизелях комбинированным фильтрованием. На этой основе созданы типоразмерные ряды комбинированных фильтров и фильтрующих элементов высокой эффективности, намечены пути их развития. В разработанных конструкциях за счет применения новых материалов, изменения геометрии штор и рационального распределения потоков фильтруемого масла оптимизированы фильтровальные, гидравлические и ресурсные характеристики.

2. Комбинированное фильтрование масла по частично- и полноточной схеме надежно защищает пары трения ДВС от попадания опасных частиц примесей и поддерживает загрязнение масла нерастворимыми продуктами на низком уровне. В результате при работе на высокозольных топливах и маслах по сравнению с очисткой ФТОМП скорость изнашивания форсированных дизелей снижается в 1,2-1,8 раза.

3. Разработаны фильтры, способные очищать с тонкостью до 30-45 мкм 7,5-60 м³/ч масла. Трудоемкость их обслуживания равна 0,4-1,2 чел.ч/1000 ч. При комбинированном фильтровании масел с высокими моюще-диспергирующими свойствами срок службы фильтрующих элементов составляет 0,5-1,5 тыс. ч, удельная (на единицу объема элемента) интенсивность очистки по НРБ продуктов – 3,3-11,1 г/(дм³.ч). Применение ФМК в серийных судовых ДВС позволит увеличить срок службы моторного масла в 1,5-4 раза.

4. Очистка масла комбинированным фильтрованием особенно перспективна в дизелях с повышенным наддувом, работающих на моторных и тяжелых топливах, маслах групп Г₂ и Д₂ при низких (0,2-0,3 МПа) давлениях в системе смазки. Использование ее рационально также в ДВС, эксплуатируемых с большой долей перегрузок и неуставившихся режимов, когда поступление в масло продуктов неполного сгорания топлива велико.

Библиографический список

1. А.с. 633556. Фильтрующий элемент / Г.П. Кича, Н.М. Свиштунов, В. А. Яценков // Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. 1978. № 43. С. 14.

2. А.с. 647002. Комбинированный фильтрующий элемент / Г.П. Кича, Н.М. Свиштунов, В.А. Яценков // Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. 1979. № 6. С. 16-17.

3. А.с. 762924. Комбинированный фильтрующий элемент / Г.П. Кича, Н.М. Свиштунов // Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. 1980. № 34. С. 40.

4. А.с. 808100. Фильтрующий элемент / Г.П. Кича, Н.М. Свиштунов // Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. 1981. № 8. С. 12.

5. Кича Г.П. Комбинированная очистка моторного масла в судовых тронковых дизелях: новые принципы и схемы очистки, результаты испытаний / Г.П. Кича, Н.Н. Таращан, А.В. Голенищев.

**Г.П. Кича, С.А. Завадский, М.Г. Пышный,
МГУ им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток**

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ СУДОВОГО ТРОНКОВОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ УНИФИЦИРОВАННЫХ МОТОРНЫХ МАСЕЛ

По результатам испытаний на моторном стенде осуществлена оценка износных свойств масел, работающих в судовых дизелях при сжигании топлива разного фракционного и группового состава. Данные стендовых испытаний представлены как обобщенная модель изнашивания двигателя внутреннего сгорания в эксплуатации. Показаны возможности модели при оптимизации состава комплекса «дизель – топливо – масло – очистка» по критерию изнашивания с целью выбора моторного масла, отвечающего требованиям дизеля и применяемого топлива.

Рациональное сочетание топлива и масел обеспечивает высокую экономичность дизеля, а также позволяет сохранить его ресурсные показатели при использовании низкосортных мазутов. При выборе моторного масла (ММ) необходимо учитывать как конструктивные особенности, форсировку дизеля, так и качество применяемого топлива. Цель исследований предусматривала получение количественной оценки износных свойств унифицированных смазочных масел и разработка рекомендаций по их применению в судовых тронковых дизелях, работающих на разных сортах топлива.

В судовых среднеоборотных дизелях (СОД) часто вместо дизельного топлива применяется судовое маловязкое топливо (ТУ 38.101567-87), а также флотские Ф-5, Ф-12 и топочные М-40В, М-40 мазуты (ГОСТ 10585-75) и моторное топливо ДТ и ДМ (ГОСТ 1667-68). Использование этих топлив в сочетании с унифицированными ММ оказывает различное влияние на состояние дизеля [1]. При недостаточном запасе качества масла, особенно при высокой форсировке двигателя, наблюдается повышенное изнашивание, нагаро- и лакообразование деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Низкий уровень щелочности ММ при работе на сернистых топливах способствует коррозионным процессам в ДВС. Применение масла, имеющего высокую концентрацию металло-содержащих присадок, также негативно сказывается на состоянии дизеля. Из-за повышенной зольности ММ, особенно при работе двигателя на малосернистом топливе, возрастает износ поршневых колец и цилиндрических втулок.

Моторные свойства масла должны соответствовать форсировке дизеля и качеству используемого топлива. При оптимальном сочетании звеньев комплекса «дизель – топливо – масло – очистка» (ДТМО) сни-

жается износ двигателя и в целом повышается надежность его работы. Старение масла зависит от качества используемого топлива и форсировки двигателя. Уменьшить этот процесс и ослабить коррозионные и износные воздействия на ДВС можно специальными многофункциональными присадками, которыми легируется ММ [2].

Необходимо оптимизировать работу комплекса по показателю «скорость изнашивания двигателя» и дать рекомендации по подбору ММ, обеспечивающих указанный в технических условиях ресурс работы ДВС при применении низкосортных топлив, в том числе глубокой переработки нефти. Была поставлена задача определить износные свойства масла, работающего в дизелях разной форсировки, при сжигании топлив широкого фракционного и группового составов.

Ранее было установлено, что износные свойства долго работающего ММ мало изменяются при стабилизации накопления в нем нерастворимых продуктов (НРП), уровня щелочности и зольности. Значение этих показателей существенным образом зависит от состава и параметров комплекса ДТМО. Поэтому исследованию подверглись масла, отработавшие в дизеле 1-2 тыс. ч при условии стабилизации показателей их старения. Так как уровень износных свойств ММ зависит от работы средств очистки, то исследованию кроме работавшего масла подвергались также продукты его старения, выделяемые центрифугами и сепараторами за последние 250 ч работы перед отбором пробы ММ на испытание.

Оценку износных свойств отработанного масла и продуктов его старения осуществляли на моторном стенде в дизеле 2Ч10,5/13 ($P_e = 14,7$ кВт, $n_d = 25$ с⁻¹) с вместимостью картера 8 л. Испытания проводили согласно ОСТ 24.060.09-89 при температуре масла 65-70 °С на номинальной мощности этапами по 50 ч. Долив ММ для компенсации его угара осуществляли через 10 ч порциями по 40-45 г. В доливаемое масло для ускорения износных испытаний вводили и гомогенизировали 1,5 г отложений, взятых из центробежных очистителей (ЦО). Для увеличения скорости изнашивания деталей дизеля полнопоточный фильтр тонкой очистки был замещен ФГО с номинальной тонкостью отсева 60 мкм.

Скорость ввода загрязнений и продолжительность этапа испытаний выбирались из условия воспроизводимости эксперимента и высокой достоверности замера износа основных деталей ДВС. Кроме того, вся программа испытаний должна быть реализована на дизеле, когда его техническое состояние не должно сказываться на износе, т.е. износ на контрольных этапах должен изменяться в пределах точности измерений. Кроме перечисленных, были предприняты дополнительные меры для обеспечения хорошей воспроизводимости износных испытаний.

Замер скорости изнашивания контролируемых деталей моторной установки осуществляли взвешиванием по потере их массы за этап испытаний и с помощью метода искусственных баз (приборы УПОИ-6 и УПОИВ-2). Оценку скорости изнашивания дизеля (I) проводили по скорости изнашивания втулок цилиндра, поршневых колец, вкладышей

подшипников и шатунных шеек коленчатого вала двигателя 2Ч10,5/13. Весомость износа каждой из контролируемых деталей при формировании показателя I была принята одинаковой.

Интегральный показатель «скорость изнашивания дизеля I » есть сумма с коэффициентами весомости (в относительных единицах) скоростей изнашивания вышеперечисленных деталей, представленных относительно их значений на базовом этапе работы.

Так как целью испытаний была оценка износных свойств работающих в различных условиях ММ, то в дизель 2Ч10,5/13 заливалось масло, забираемое из смазочной системы (СС) судовых комплексов ДТМО. Отложения из ЦО соответствовали продуктам старения конкретного масла, работающего в дизеле определенной форсировки при использовании топлива с заданным показателем качества.

Предполагалось, что продукты старения и самоотработанное ММ дают информацию об условиях его работы в комплексе ДТМО. Оценка износных свойств их на моторной установке может косвенно характеризовать воздействие рассматриваемого масла на конкретный дизель, который входит в состав комплекса ДТМО. Допускалось, что при определенных ограничениях выраженное в относительных единицах износное воздействие звеньев в комплексе ДТМО с допустимой точностью может воспроизводиться в модельной моторной установке при испытаниях в ней работавшего в этом комплексе масла.

При износных испытаниях двигателя 2Ч10,5/13 в качестве базы приняты скорости изнашивания контролируемых деталей при его работе на масле М-10 Г₂ (цс) (ГОСТ 12337-84), взятых из СС дизеля, эксплуатируемого без ЦО на топливе Л-0,2-61 (ГОСТ 305-82) с нагрузкой на основном эксплуатационном режиме по среднему эффективному давлению $p_{me} = 1$ МПа.

Добавка загрязнителя была вызвана не только желанием ускорения износных испытаний, но и необходимостью ослабить влияние на износ ДВС старения масла в моторной установке в сравнении с влиянием, которое оказывают продукты старения испытываемого масла, образуемые при его работе в комплексе ДТМО на судах. Испытания работающего масла без продуктов, накапливающихся в агрегатах очистки, не полно характеризуют химмотологическое взаимодействие звеньев рассматриваемой системы.

Износные свойства ММ зависят не только от его углеводородной основы, но обусловлены применяемыми присадками. Поэтому в судовом эксперименте ограничили унифицированными маслами вязкостью 10-16 сСт при 100 °С с уровнем щелочности 6-40 мг КОН/г и зольностью 0,8-6,2 %. Отношение щелочности к зольности свежих ММ равнялось 8-12. При этом эксплуатационные свойства масел задавались общей концентрацией c_n присадок МАСК и ПМС при их соотношении 3:2. Остальные антиокислительные, противозадирные и противопенные присадки присутствовали в соответствии с требованиями ГОСТ 12337-84 на унифицированные масла.

Применяемое топливо существенно влияет на износ дизеля. Оценку его качества задавали обобщенным показателем K_T , который рассчитывали согласно зависимости [3]

$$K_T = A_3(Z_T/Z_{TB}) + A_S(S_T/S_{TB}) + A_\Phi(\Phi/\Phi_B) + A_G(G/G_B), \quad (1)$$

где A_i – коэффициент весомости; Z_T, Z_{TB} – зольность топлива, %; S_T, S_{TB} – содержание серы, %; Φ, Φ_B – фракционный состав топлива, отн. ед.; G, G_B – групповой состав топлива, отн. ед. Индекс Б соответствовал базовому топливу с показателями: $Z_{TB} = 0,1$ %, $S_{TB} = 2$ %, $\Phi_B = 0,4$ и $G_B = 0,5$.

Характеристики Φ и G определяли соответственно долям топлива, выкипающего при температуре выше 360 °С, и суммарным относительным содержанием асфальтово-смолистых веществ и ароматической группы углеводородов в нефтепродукте. Фактор K_T – средневзвешенная величина вышеперечисленных показателей, взятых относительного базового топлива с коэффициентом весомости 0,25.

Качественно-количественная характеристика НРП масла существенным образом зависит от марки применяемого топлива. Между триботехническими свойствами продуктов неполного сгорания топлива, скоростью их поступления в СС дизеля и показателем K_T существует корреляция [3]. Поэтому при оценке эффективности функционирования комплекса ДТМО по интегральному показателю «скорость изнашивания дизеля» важно учесть ее составляющую, обусловленную качеством сжигаемого в ДВС горючего.

Химмотологическое взаимодействие звеньев в системе ДТМО довольно сложно. С позиций оценки роли ММ в изнашивании дизеля его влияние на двигатель проявляется через эксплуатационные свойства масла и продукты старения. Формирование износных свойств НРП происходит под действием тепловых процессов, происходящих в цилиндре ДВС. Последние в значительной мере зависят от форсировки дизеля и режимов его работы.

Условия работы масла в дизеле определяются средним эффективным давлением p_{me} дизеля на основном эксплуатационном режиме работы. Этот показатель косвенно характеризует механическую нагрузку, действующую в трибосопряжениях двигателя. В эксперименте были задействованы ДВС, в которых p_{me} коррелирует с тепловым потоком, проходящим через масляную пленку, находящуюся на зеркале цилиндра дизеля. Поэтому можно предположить, что этот показатель характеризует не только механическое, но и тепловое воздействие на ММ.

На изнашивание дизеля значительное влияние оказывает эффективность очистки ММ. В эксперименте рассматривались комплексы ДТМО, СС дизелей которых оснащались фильтрами тонкой очистки масла с номинальной тонкостью отсева 30-40 мкм и ЦО различных типов с фактором разделения 1000-3000 и индексом производительности от 50 до 500 м². Так как действие очистителей на состояние ММ зависит не только от их эффективности, но и от скорости загрязнения масла НРП

целесообразно влияние ЦО на накопление нерастворимых примесей задавать удельным показателем $\sigma_{ц}$, который представляет отношение индекса производительности центрифуги к скорости загрязнения масла.

Пробы работающего масла для оценки их износных свойств отбирались из СС судовых дизелей с диаметром цилиндра от 15 до 65 см и частотой вращения 3-20 с^{-1} . Средняя эксплуатационная нагрузка их соответствовала 60-90 % номинальной мощности. Дизели эксплуатировались по винтовой и нагрузочной характеристикам. Среднеквадратичное отклонение нагрузки от m_p математического ожидания составляло 10-30 % номинальной мощности. Параметр $p_{ме}$ на средней эксплуатационной мощности соответствовал 0,5-1,5 МПа.

Описание обобщенной модели изнашивания ДВС осуществлено полиномом второго порядка. Для получения модели выбран некомпозиционный план, который при четырех переменных факторах рациональнее центральных композиционных. Разработанный план рототабелен и по числу опытов более экономичен, чем центральный композиционный план. Кроме того, последний предусматривает выполнение опытов в «звездных» точках, что требует использования пяти уровней для всех факторов [4]. При этом достройка модели осуществляется по полному на первом этапе испытаний линейному уравнению регрессии, что усложняет моторный эксперимент.

Для моделирования зависимости I (c_n , K_T , $p_{ме}$, $\sigma_{ц}$) был использован некомпозиционный план, матрица которого (табл. 2) предусматривает 27 опытов. Интервалы варьирования факторов и их кодирование осуществляли согласно табл. 1.

Таблица 1

Уровни и интервалы варьирования факторов

Факторы	Кодовое обозначение	Интервалы варьирования	Уровень факторов		
			нижний -1	основной 0	верхний +1
Концентрация присадок c_n , %	x_1	7	6	13	20
Качество топлива K_T , отн. ед.	x_2	0,8	0,2	1	1,8
Форсировка дизеля $p_{ме}$, МПа	x_3	0,5	0,5	1	1,5
Эффективность очистки $\sigma_{ц}$, $\text{м}^2\text{ч/г}$	x_4	5	0	5	10

Предложенный план представляет собой определенную выборку строк из полного эксперимента. Принятый некомпозиционный план характеризуется наличием в строках матрицы планирования большого количества нулей, в результате чего существенно упрощается вычисление коэффициентов модели в центре плана, т.е. при нахождении всех факторов на нулевых уровнях ($x_1, x_2, x_3 = 0$), предусмотрено проведение трех опытов (9, 18, 27), табл. 2.

Таблица 2

Матрица планирования и результаты опытов

№ опыта	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_2x_3	x_2x_4	x_3x_4	x_1^2	x_2^2	x_3^2	x_4^2	$x_1^2x_4$	$x_2^2x_4$	$x_3^2x_4$	x_4^2	y	$(y - \bar{y})^2$	
1	+	+	+	0	0	+	0	0	0	0	0	+	+	0	0	+	+	0	0	300	316	256
2	+	+	-	0	0	-	0	0	0	0	0	+	+	0	0	+	+	0	0	205	189	256
3	+	-	+	0	0	-	0	0	0	0	0	+	+	0	0	+	+	0	0	470	490	400
4	+	-	-	0	0	+	0	0	0	0	0	+	+	0	0	+	+	0	0	86	74	144
5	+	0	0	+	+	0	0	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	0	+	152	137	225
6	+	0	0	+	-	0	0	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	0	+	271	282	121
7	+	0	0	-	+	0	0	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	0	+	81	75	36
8	+	0	0	-	-	0	0	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	0	+	153	173	400
9	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	142	148	36
10	+	+	0	0	+	0	0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	93	107	196
11	+	+	+	0	0	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	243	257	196
12	+	-	0	0	+	0	0	-	0	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	180	165	225
13	+	-	0	0	-	0	0	+	0	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	272	257	225
14	+	0	+	+	0	0	0	0	+	0	0	0	0	+	+	0	0	0	+	438	429	81
15	+	0	0	-	0	0	0	0	-	0	0	0	0	+	+	0	0	0	0	334	318	256
16	+	0	-	+	0	0	0	0	-	0	0	0	0	+	+	0	0	0	0	116	131	225
17	+	0	-	-	0	0	0	0	+	0	0	0	0	+	+	0	0	0	0	65	73	64
18	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	150	148	4
19	+	+	0	+	0	0	+	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	0	0	202	189	169
20	+	+	0	-	0	0	-	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	0	0	144	129	225
21	+	-	0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	0	0	232	244	144
22	+	-	0	-	0	0	+	0	0	0	0	0	0	+	+	0	0	0	0	123	133	100
23	+	0	+	0	+	0	0	0	0	+	0	0	0	+	+	0	0	0	0	306	313	49
24	+	0	+	0	-	0	0	0	0	-	0	0	0	+	+	0	0	0	0	498	479	361
25	+	0	-	0	+	0	0	0	0	-	0	0	0	+	+	0	0	0	0	71	86	225
26	+	0	-	0	-	0	0	0	0	+	0	0	0	+	+	0	0	0	0	174	163	121
27	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	152	148	16

$$S_E = \sum_{u=1}^{n-3} (y - \hat{y}_u)^2 = 56; S_R = \sum_{j=1}^{n-27} (y - \hat{y}_j)^2 = 4756$$

При обработке экспериментальных данных, приведенных в табл. 2, получаем

$$b_0 = \frac{1}{3} 444 = 148; b_1 = \frac{1}{12} (-176,04) = -14,67; b_2 = \frac{1}{12} 1629 = 135,7;$$

$$b_3 = \frac{1}{12} 510,96 = 42,58; b_4 = \frac{1}{12} (-728,04) = -60,67;$$

$$b_{12} = \frac{1}{4} (-289) = -72,25; b_{13} = \frac{1}{4} (-51) = -12,75;$$

$$b_{14} = \frac{1}{4} (-58) = -14,5; b_{23} = \frac{1}{4} 53 = 13,25;$$

$$b_{24} = \frac{1}{4} (-89) = -22,25; b_{34} = \frac{1}{4} (-47) = -11,75;$$

$$b_{11} = 27,71; b_{22} = 91,83; b_{33} = -2,167; b_{44} = 20,71.$$

Дисперсию $S^2\{y\}$ воспроизводимости эксперимента вычисляем по результатам опытов в центре плана (опыты 9, 18, 27):

$$S^2\{y\} = \frac{S_E}{n_0 - 1} = \frac{56}{2} = 28; S^2\{b_0\} = \frac{1}{3} S^2\{y\} = \frac{1}{3} 28 = 9,332;$$

$$S^2\{b_i\} = \frac{1}{8} S^2\{y\} = \frac{1}{8} 28 = 3,5; S^2\{b_{ij}\} = \frac{1}{4} S^2\{y\} = \frac{1}{4} 28 = 7;$$

$$S^2\{b_{ii}\} = \frac{13}{48} S^2\{y\} = \frac{13}{48} 28 = 7,582.$$

Доверительные интервалы для коэффициентов регрессии находили через табличное значение критерия Стьюдента. При $f = 2$ и 5%-ом уровне значимости $t_T = 4,3$ доверительные интервалы

$$\Delta b_0 = \pm t_T S\{b_0\} = \pm 4,3 \cdot 3,05 = \pm 13,13;$$

$$\Delta b_i = \pm t_T S\{b_i\} = \pm 4,3 \cdot 1,87 = \pm 8,044;$$

$$\Delta b_{ij} = \pm t_T S\{b_{ij}\} = \pm 4,3 \cdot 2,64 = \pm 11,38;$$

$$\Delta b_{ii} = \pm t_T S\{b_{ii}\} = \pm 4,3 \cdot 2,75 = \pm 11,84.$$

Коэффициент b_{33} меньше доверительного интервала, поэтому его можно признать статически незначимыми и исключить из уравнения регрессии. Все остальные коэффициенты пересчитываем с использованием метода наименьших квадратов [4]

$$b_0 = 146; b_1 = -14,67; b_2 = 135,75; b_3 = 42,58; b_4 = -60,67;$$

$$b_{12} = -72,25; b_{13} = -12,75; b_{14} = -14,5; b_{23} = 13,25;$$

$$b_{24} = -22,25; b_{34} = -11,75; b_{11} = 28,42; b_{22} = 92,56; b_{44} = 21,42.$$

Модифицированное уравнение регрессии получает вид

$$y = 146 - 14,67x_1 + 135,75x_2 + 42,58x_3 - 60,67x_4 - 72,25x_1x_2 - \\ - 12,75x_1x_3 - 14,5x_1x_4 + 13,25x_2x_3 - 22,25x_2x_4 - 11,75x_3x_4 + \quad (2) \\ + 28,42x_1^2 + 92,56x_2^2 + 21,42x_4^2.$$

Адекватность данной модели была проверена по критерию Фишера

$$S_{ад}^2 = \frac{S_R - S_E}{N - k' - (n_0 - 1)} = \frac{4756 - 56}{27 - 14 - 2} = \frac{4700}{11} = 427,3;$$

$$F_p = \frac{S_{ад}^2}{S^2\{y\}} = \frac{475,36}{28} = 15,26 < F_m = 19,2.$$

Следовательно, полученная модель адекватна при 5%-ом уровне значимости. Уравнение (3) можно использовать при подборе ММ для дизелей разной форсировки, работающих на тяжелых топливах в широком диапазоне фракционного и группового составов с высоким содержанием серы.

Переход от кодированных значений факторов к натуральным осуществляется через интервалы варьирования и основные уровни факторов в натуральном выражении по формулам:

$$c_n = 7x_1 + 13; K_T = 0,8x_2 + 1; p_{me} = 0,5x_3 + 1; \sigma_u = 5x_4 + 5.$$

После подстановки факторов в натуральном виде модель процесса износных свойств работающих масел принимает вид

$$И = -16,91 - 1,417c_n + 42,88K_T + 122,9p_{me} - 5,16\sigma_u - 12,9c_nK_T - \\ - 3,643c_n p_{me} - 0,41c_n\sigma_u + 33,12K_T p_{me} - 5,55K_T\sigma_u - 4,7p_{me}\sigma_u + \quad (3) \\ + 0,58c_n^2 + 144,5K_T^2 + 0,86\sigma_u^2.$$

Анализ зависимостей (2) и (3) показывает, что наибольшее влияние на I оказывают факторы K_T и $\sigma_{\text{ц}}$. Действие c_n на износ двигателя проявляется при взаимодействии с фактором K_T и отражено коэффициентом при квадратичном его члене. Причем, если взаимодействие факторов K_T и p_{me} увеличивает I , то совместное влияние K_T с c_n и $\sigma_{\text{ц}}$ снижает.

С помощью гиперповерхности функции отклика I , построенной в различных координатах (рис. 1), без труда можно определить зону минимального изнашивания, координаты которой зависят от соотношений c_n , K_T , p_{me} и $\sigma_{\text{ц}}$. Повышение K_T , p_{me} и $\sigma_{\text{ц}}$ увеличивает I , а влияние c_n противоречивое.

Повышение концентрации присадок, которые улучшают эксплуатационные свойства масла, уменьшает износ ДВС только до определенного значения c_n . При высоких концентрациях присадок, особенно при работе на дистиллятных топливах, износ увеличивается. Чем дефорсированнее двигатель, тем ярче выражена такая тенденция (рис. 2). Это явление можно объяснить тем, что при низких p_{me} и содержании серы в топливе, зольность работающего циркуляционного масла стабилизируется на высоком уровне, при котором интенсифицируется изнашивание поршневых колец и цилиндрических втулок.

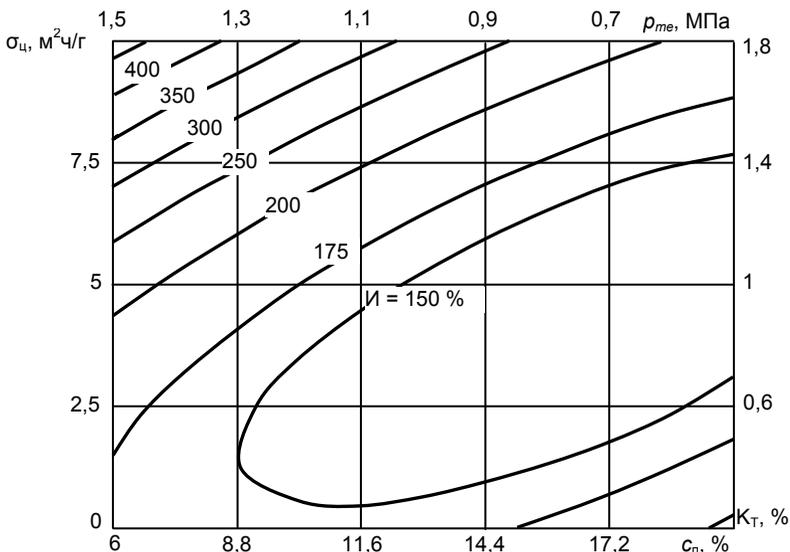


Рис. 1. Гиперповерхность целевой функции I при оценке влияния качества масла, топлива и форсировки дизеля

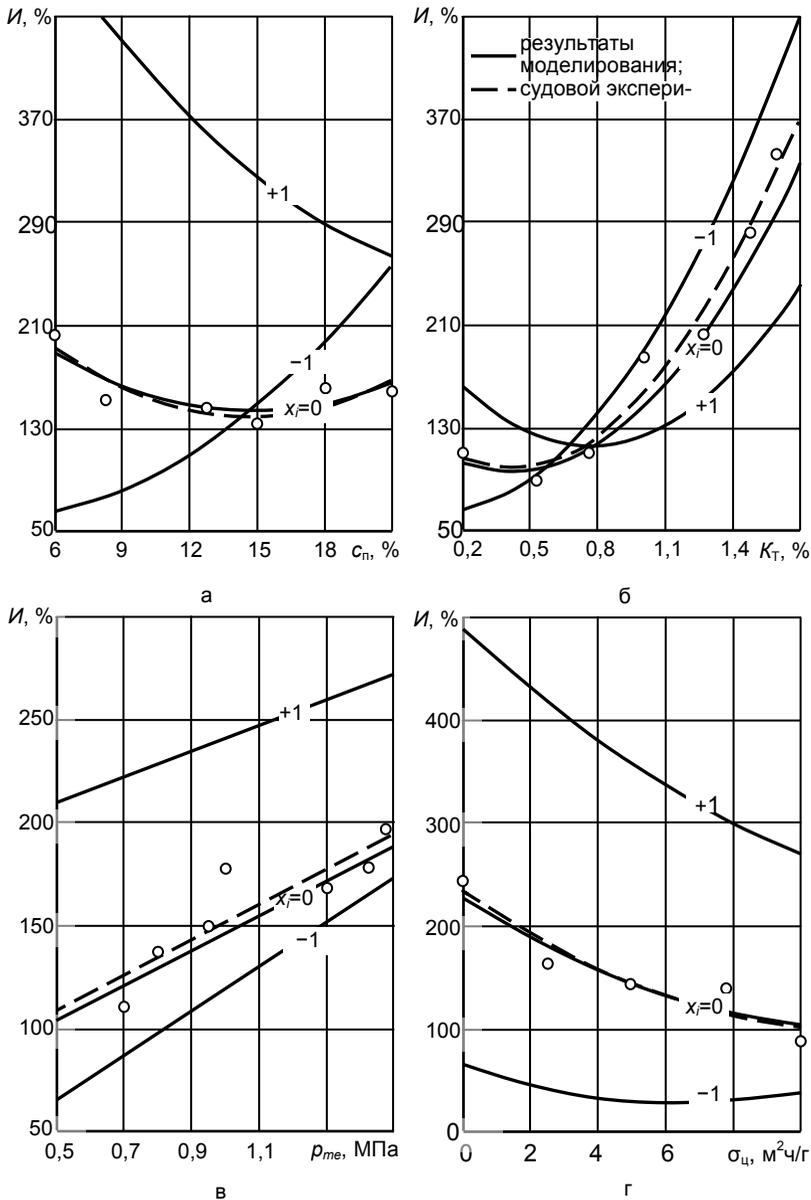


Рис. 2. Влияние концентрации присадки в масле (а), качества топлива (б), форсировки ДВС (в) и эффективности ЦО (г) на изнашивание дизеля

Исследование функции (3) на экстремум показало, что существует концентрация присадок, обозначенная c_{opt} , при которой скорость изнашивания минимальна. Для условий использования в СС только полнопоточного фильтра тонкой очистки масла ($\sigma_{\omega} = 0$) зависимость c_{opt} , $I_{min}(K_T)$ при $p_{me} = 1$ МПа представлена на рис. 3. Зависимости хорошо согласуются с экспериментальными данными, полученными при испытании унифицированных ММ на судах. Оптимальная концентрация присадок зависит от качества применяемого топлива, форсировки дизеля и эффективности очистки масла:

$$c_{opt} = -1,221 + 11,12K_T + 3,14p_{me}. \quad (4)$$

При работе на маслах с оптимальной концентрацией присадок минимальная скорость изнашивания может рассчитываться по формуле

$$I_{min} = -17,77 + 58,64K_T + 127,35p_{me} - 7,42K_T p_{me} + 72,82K_T^2 - 5,72p_{me}^2. \quad (5)$$

Из анализа зависимости (4) следует, что чем хуже топливо, больше форсировка дизеля и менее эффективна очистка ММ, тем выше должно быть c_{opt} и, следовательно, запас эксплуатационных свойств масла.

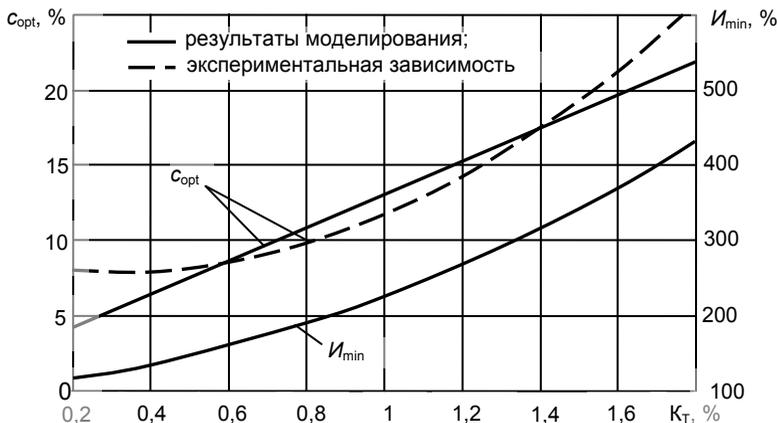


Рис. 3. Зависимость оптимальной концентрации присадок в ММ и изнашивания ДВС от качества применяемого топлива

Рекомендации, полученные на основе моделирования, позволили для судовых СОД в зависимости от качества применяемого топлива предлагать к использованию следующие унифицированные масла (табл. 3). Рекомендации апробированы в судовых условиях и полностью подтверждены длительными испытаниями дизелей.

Таблица 3

**Рекомендации по применению судовых
унифицированных масел**

Уровень форсировки (p_{me}) дизеля на основном эксплуатационном режиме, МПа	Применение топлива (K_T), отн. ед.	Рекомендуемая концентрация (c_{opt}) присадок в масле, %	Марки масел
0,5-1	0,2-0,5	6-9	М-10(14,16)Г ₂ (цс)
0,5-1	0,6-0,9	7-12	М-10(14,16)Г ₂ (цс) М-10(14,16)Д ₂ (цл20)
0,5-1	1-1,3	8-15	М-10(14, 16)Г ₂ (цс) М-10(14, 16)Д ₂ (цл 20) М-14(16)Д ₂ (цл 30)
0,5-1	1,4-1,8	12-18	М-10(14, 16)Д ₂ (цл 30) М-10(14, 16)Д ₂ (цл 40)
1-1,5	0,2-0,5	7-10	М-10(14, 16)Г ₂ (цс) М-10(14, 16)Д ₂ (цл 20)
1-1,6	0,5-0,9	9-13	М-10(14, 16)Д ₂ (цл 20)
1-1,8	0,6-1,5	12-22	М-10(14, 16)Д ₂ (цл 20) М-14(16)Д ₂ (цл 30)
1-1,8	1,4-1,8	15-24	М-14(16)Г ₂ (цл 30) М-14(16)Д ₂ (цл 40)

Анализ основных показателей применяемых на судах топлив показал, что они, в зависимости от K_T могут быть разбиты на 4 группы. В первую со значениями $K_T = 0,2-0,5$ входят в основном дистиллятные топлива Л, З, ЗС, А и УФС (ГОСТ 305-82) с содержанием серы от 0,2 до 0,5 %. Топливо УФС от остальных отличается утяжеленным фракционным составом. В качестве заменителя дизельных топлив используют газотурбинные ТГ и ТГВК (ГОСТ 10443-75), которые в сравнении с дизельным имеют более высокие вязкость и плотность, содержат до 25 % смолистых соединений и неопределенных углеводородов.

В настоящее время отечественная промышленность освоила выпуск судового маловязкого топлива СМТ (ТУ 38.101.567-87), которое по своим показателям близко к зарубежным топливам DM, DMA и DMB (ISO 8217-96). Его получают смешиванием вторичных крекинг-процессов с дизельными фракциями с повышенными температурами кипения. Компонентами СМТ являются негидроочищенные прямогонные атмосферные и вакуумные дистиллятные продукты вторичного происхождения – легкие и тяжелые газойли каталитического и термического крекинга, коксования. Содержание серы обычно находится в диапазоне 0,5-1 % и может доходить до 1,5 %.

Ко второй группе с $K_T = 0,6-0,9$ относится моторное топливо ДТ(1667-68), флотские мазуты Ф-5 и Ф-12 (ГОСТ 10585-75) и экспортные топлива Э-2 и Э-3 (ТУ 38.001361-87). Содержание серы в них колеблется в диапазоне 0,5-2 %. Моторное топливо и флотские мазуты получают смешиванием продуктов прямой перегонки нефти с дизель-

ным топливом. Входящие в эту же группу судовые средневязкие топлива СЛ (ТУ 38.101314-90) получают компаундированием остатков перегонки и деструктивных процессов с добавлением дистиллятных фракций средней вязкости. Содержание серы в них колеблется в пределах 0,5-1 %. Вязкость составляет 4-5 сСт при 50 °С. Из зарубежных топлив во вторую группу можно включить судовые топлива DMC, RMA, RMB, RMC со сравнительно высоким содержанием серы, иногда превышающим 2 %. Их характеристики полностью соответствуют международному стандарту на судовые топлива MS ISO/DIS-F-8217.

Третья группа ($K_T = 1-1,3$) представлена судовым высоковязким топливом СВЛ (ТУ 38.1011314-90). Оно содержит серы 1-2,5 %. Типичными представителями этой группы являются отечественное экспортное топливо Э-4 (ТУ 38.001211-87) и зарубежный высоковязкий мазут RDM (ISO BS 8217-96). Зарубежные топлива характеризуются повышенным содержанием серы, которое может достигать до 3,5 %.

Представителями четвертой группы ($K_T = 1,4-1,8$) являются топлива с вязкостью 80-180 сСт при 50 °С. К ним относятся моторное ДМ (ГОСТ 1667-68), высоковязкое СВТ (ТУ 38.1011314-90), экспортное топливо Э-5 (ТУ 38.001361-87) и топочный мазут М-40В (ГОСТ 10585-75). Изготавливают их в основном из остатков переработки нефти. Для снижения температуры застывания в некоторые из них добавляют среднедистиллятные фракции. Содержание серы в них находится в диапазоне 2-3 %. Зарубежными аналогами перечисленных нефтепродуктов могут выступать топлива RME и RMF (ISO BF-96) с содержанием серы 3,5-4 %.

Сочетание элементов комплекса ДТМО, при котором достигнут самый высокий технико-экономический эффект в эксплуатации СОД на судах, приведены с учетом ассортимента унифицированных судовых масел, выпуск которых освоен отечественной промышленностью. Анализ показывает, что запас качества их достаточен для эксплуатации СОД с p_{me} до 2 МПа на топливах вязкостью 2-180 сСт (при 50 °С) и содержанием серы 4 %.

Имеется ассортимент топлив, например топочные мазуты М-40В и М-100 (ГОСТ 1058575), высоковязкое топливо СВС (ТУ 38.1011314-90), зарубежные тяжелые RMG, RMH и RMK (ISO BS-96), в основном состоящие из остаточных продуктов прямогонных и крекинг-процесса, имеющих вязкость 180-380 сСт. Содержание серы в них может составлять 3,5-5 %. Имеющийся ассортимент унифицированных судовых масел отечественного производства не позволяет использовать их в СОД, хотя заводы-изготовители отдельных моделей дизелей рекомендуют их применять.

Расчет K_T этих топлив показывает, что этот обобщенный показатель для них находится в диапазоне 1,6-1,8. Если экстраполировать результаты моделирования на этот участок $p_{me} = 1,5-1,8$ МПа, то данным условием может соответствовать масла М-14(16)E₂(цл 40) с содержанием присадок 24 % и щелочностью 40 мг КОН/г. Необходимо освоить производство такого масла. Зарубежные аналоги имеются.

Кроме того, рекомендуется дополнительный выпуск унифицированных масел группы Д₂ со щелочностью 20 и 30 мг КОН/г, вязкостью 10-16 сСт при 100 °С.

Длительные наблюдения за работой комплексов, элементы которых выбирали согласно рекомендациям полученной зависимости (5), показали возможность эксплуатации унифицированных ММ в режиме долгорботающих. При этом расходы на обслуживание и сменно-запасные части были на 10-20 % ниже, чем в дизелях, на которых соответствие элементов комплекса ДТМ не соблюдалось. Вскрытие цилиндров и моточистка в последних проводились чаще, что сказалось на трудоемкости обслуживания ДВС. Расход масла (общий и на угар) в дизелях с оптимизированными комплексами ДТМ был на 30 % ниже, чем в контрольных, что обусловлено меньшей скоростью изнашивания деталей ЦПГ и менее интенсивным старением ММ. Рекомендации в виде монограмм по выбору масла, соответствующего условиям его использования в ДВС, с учетом качества применяемого топлива приведены в работе [3].

Выводы

В результате моторных испытаний с привлечением теории планирования экспериментов установлена зависимость скорости изнашивания ДВС от концентрации многофункциональных присадок в масле, качества топлива, форсировки дизеля и эффективности очистки ММ. Выявлен экстремум функции $I(c_n, K_T, p_{me}, \sigma_u)$, что указывает на необходимость при подборе масел учитывать форсировку дизеля, качество применяемых топлив, эффективность очистки. Полученная зависимость c_{opt} от перечисленных выше факторов показывает возможность удовлетворения требований современных комплексов ДТМ унифицированными ММ с концентрацией присадок МАСК и ПМС в диапазоне 6-24 %.

Библиографический список

1. *Кича Г.П.* Триботехнические характеристики нерастворимых продуктов загрязнения моторных масел и их влияние на износ двигателя / Г.П. Кича, Г.М. Липин, С.П. Полоротов // Трение и износ. 1986. Т. 7. № 6. С. 1068-1078.
2. *Никифоров О.А.* Повышение эффективности масляных систем быстроходных судовых дизелей. Л.: Судостроение, 1970. 224 с.
3. *Перминов Б.Н.* Комплексное повышение эффективности маслоиспользования на судах Дальневосточного бассейна. Владивосток: МГУ им. адм. Г.И. Невельского, 2002. 97 с.
4. *Спирidonов А.А.* Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М.: Машиностроение, 1981. 118 с.

Б.И. Руднев, Дальрыбвтуз, Владивосток

ЗОНАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ КОМБИНИРОВАННОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Представлена зональная математическая модель комбинированного теплообмена применительно к камере сгорания дизельного двигателя и проанализированы ее особенности.

Уровень локальных тепловых потоков, передаваемых от рабочего тела к поверхностям деталей камеры сгорания (КС), в значительной степени определяет эксплуатационную надежность дизельных двигателей. В то же время их расчет на стадии проектирования вызывает значительные трудности.

Достоверная оценка уровня локальных тепловых потоков может быть получена при использовании математической модели зонального теплообмена [1]. Она базируется на системе интегральных уравнений, описывающих условия комбинированного (радиационно-конвективного) теплообмена, применительно к КС дизельного двигателя с учетом тепловыделения в процессе сгорания топлива.

Основные особенности указанной математической модели состоят в том, что КС дизельного двигателя разбивается на m объемных и на n поверхностных зон. В пределах каждой такой зоны принимаются постоянными температура, оптические и теплофизические характеристики среды. Для каждой зоны записываются уравнения теплового баланса и теплообмена. В этих уравнениях наряду с радиационным теплообменом между зонами учитывается также и конвективный перенос энергии с движущейся средой. В работе [2] показано, движение рабочего тела в ядре потока (вне пограничного слоя) в КС типа ЦНИДИ, ЯМЗ, КАМАЗ, Гессельман можно считать осесимметричным. В цилиндрической системе координат в осесимметричной постановке (координаты Z и r) основные уравнения, описывающие такой вид течения рабочего тела в ядре потока и представляющие по своей сути фундаментальные законы сохранения (массы, импульса и энергии), запишутся следующим образом:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left(\frac{\partial U}{\partial Z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} \right) = 0, \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial U}{\partial t} = - \frac{\partial P}{\partial Z}, \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} = - \frac{\partial P}{\partial r}, \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = -\rho \left(\frac{\partial U}{\partial Z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(vr)}{\partial r} \right), \quad (4)$$

где U и v – вертикальная и радиальная проекции вектора скорости рабочего тела в КС соответственно; P и ρ – давление и плотность рабочего тела; t – время; ε – полная энергия рабочего тела.

Учитывается тепловыделение, связанное со сгоранием топлива и теплопередача через стенки КС. В связи с тем, что размеры объемных и поверхностных зон являются переменными в процессе работы дизельного двигателя, то расчет локальных тепловых потоков производится по определенным временным шагам, соответствующим конкретному углу поворота коленчатого вала.

Условия теплообмена в различных зонах КС описываются следующими системами уравнений:

для объемных зон i

$$\begin{aligned} & \sum_i^m 4v_i \int_0^\infty a_{i\lambda}(T_i) \cdot f_{ij\lambda}(T_1, T_2, \dots, T_{m+n}) \cdot I_0(\lambda, T_i) d\lambda + \\ & + \sum_i^n F_i \int_0^\infty \varepsilon_{i\lambda}(T_i) \cdot f_{ij\lambda}(T_1, T_2, \dots, T_{m+n}) \cdot I_0(\lambda, T_i) d\lambda - \\ & - 4v_i \int_0^\infty a_{i\lambda}(T_j) \cdot I_0(\lambda, T_j) d\lambda + \sum_i^{m+n} g_{ij} T_i - T_j \sum_i^{m+n} g_{ij} + Q_j = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

для поверхностных зон j

$$\begin{aligned} & \sum_i^m 4v_i \int_0^\infty a_{ij}(T_i) \cdot f_{ij\lambda}(T_1, T_2, \dots, T_{m+n}) \cdot I_0(\lambda, T_i) d\lambda + \\ & + \sum_i^n F_i \int_0^\infty \varepsilon_{i\lambda}(T_i) \cdot f_{ij\lambda}(T_1, T_2, \dots, T_{m+n}) \cdot I_0(\lambda, T_i) d\lambda - \\ & - F_j \int_0^\infty \varepsilon_{j\lambda}(T_j) \cdot I_0(\lambda, T_j) d\lambda + \sum_i^{m+n'} g_{ij} T_i - T_j \sum_i^{m+n'} g_{ij} + Q_j = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где v и F – объем и площадь соответственно объемных и поверхностных зон, m^3 , m^2 ; $a_{i\lambda}(T_i)$ – спектральный коэффициент поглощения среды в объемной зоне i , m^{-1} ; $\varepsilon_{i\lambda}(T_i)$ – спектральная степень черноты поверхностной зоны j ; $I_0(\lambda, T_i)$ – спектральная плотность потока излучения абсолютно черного тела при температуре T_i , Вт/($m^2mкм$); $f_{ij\lambda}$ – спектральный приведенный разрешающий угловой коэффициент излучения из

зоны i в зону j , учитывающий в общем случае переизлучение энергии от поверхностных зон и рассеяние в объемных зонах; g_{ij} – коэффициент конвективного теплообмена между зонами i и j , Вт/К; Q_j – внутреннее тепловыделение в объемных зонах в результате выгорания топлива или величина, учитывающая теплопередачу от внешней среды для поверхностных зон, Вт.

При этом коэффициент конвективного теплообмена g_{ij} для объемных зон i и j учитывает перенос теплоты между этими зонами вместе с движущейся средой:

$$g_{ij} = \sum_i^m v_{ijr} c_r, \quad (7)$$

где v_{ijr} – количество переносимого из зоны i в зону j компонента r среды в КС (топливо, воздух, продукты сгорания), кг/с или м³/с; c_r – средняя удельная теплоемкость компоненты r среды в КС, Дж/кг·К или Дж/м³·К.

Приведенные системы интегральных уравнений (5) и (6) аппроксимируются соответствующими системами алгебраических уравнений, решение которых на ЭВМ с применением стандартных программных продуктов не вызывает особых трудностей. Ошибка такой аппроксимации, как показывают расчеты [2], не превышает 5-8 %.

В результате решения системы алгебраических уравнений определяются температуры во всех объемных и поверхностных зонах КС, а затем и локальные тепловые потоки, воспринимаемые крышкой цилиндра, поршнем и втулкой.

Рассмотренная зональная модель комбинированного теплообмена в КС дизельного двигателя включает в себя в качестве исходных данных спектральные радиационные характеристики всех объемных и поверхностных зон. Эти величины устанавливаются на основании данных экспериментальных исследований спектральных радиационных свойств дизельного пламени [3,4].

Использование приведенной выше математической модели позволяет уже на стадии проектирования дизельных двигателей прогнозировать уровень локальных тепловых потоков в КС.

Библиографический список

1. Жураевлев Ю.А. Радиационный теплообмен в огнетехнических установках. Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 1983. 256 с.
2. Руднев Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей. Владивосток: Дальнаука, 2000. 221 с.

3. *Kostin A.K., Rudnev B.I.* Radiative heat transfer in a diesel cylinder an experiment and method of calculation //Proceedings 19th International Symposium «Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines». Dubrovnik, Yugoslavia, 1987. P. 439-448.

4. Теплообмен излучением: справ. / А.Г. Блох, Ю.А. Журавлев, Л.Н. Рыжков. М.: Энергоатомиздат, 1991. 432 с.

УДК 621.431.74.016.4

Б.И. Руднев, О.В. Повалихина, Дальрыбвтуз, Владивосток

**ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ СИСТЕМЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ
УРАВНЕНИЙ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА
В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

Приведены результаты численного решения системы уравнений, описывающих одномерное течение рабочего тела в камере сгорания транспортного дизеля типа 8ЧН13/14. Показано, что такое течение можно считать адиабатическим.

Задача о течении рабочего тела в одномерной постановке была рассмотрена с целью выяснения ряда как общих закономерностей, так и особенностей такого течения в условиях камеры сгорания (КС) дизеля и отработки процедуры численного решения на ЭВМ. Следует также отметить, что одномерная задача течения рабочего тела в КС рассматривалась и решалась нами в нестационарной постановке. Такая постановка задачи, на наш взгляд, в большей степени соответствует реальной физической картине течения рабочего тела в период активного тепловыделения в КС дизеля (район верхней мертвой точки (ВМТ) – 40° поворота коленчатого вала (ПКВ) после ВМТ). За этот период цикла от рабочего тела к стенкам КС передается от 75 до 90 % теплоты. Вместе с тем отметим, что в научной литературе имеются и другие подходы, когда движение рабочего тела в КС дизеля рассматривается в квазистационарной постановке [1, 2]. В частности, в работе [2] при анализе математической модели сложного теплообмена в турбулентном пограничном слое излучающего и поглощающего энергию рабочего тела используется именно квазистационарная постановка. В [1] представлена зависимость для числа Струхала, определяющего меру нестационарности движения рабочего тела в цилиндре двигателя

$$Sh = L/(Ut), \quad (1)$$

где L – характерный размер; U – характерная скорость; t – характерное время.

Приняв за характерный размер радиус цилиндра $L = D/2$, за характерную скорость – среднюю скорость поршня $C_m = (Sn)/30$ и за характерное время – время рабочего цикла $t = 60m/n$ (D – диаметр цилиндра; S – ход поршня; n – частота вращения коленчатого вала; m – тактность двигателя), число Струхаля приводится к виду [1]

$$Sh = \frac{L}{Ut} = \frac{D30n}{2Sn60m} = \frac{L}{4m} \frac{D}{S}. \quad (2)$$

Как справедливо указывает Р.М. Петриченко [1], для большинства четырехтактных транспортных дизелей число Струхаля, рассчитанное по приведенной выше формуле, имеет порядок $0 (10^{-1})$. Для исследованного в настоящей работе дизеля 8ЧН13/14 расчеты показывают, число Струхаля равно 0,116. Это значение соответствует условиям, при которых в качестве характерных величин приняты: радиус цилиндра, средняя скорость поршня и время цикла. Однако если в качестве характерного времени принять время активного тепловыделения в КС (район ВМТ – 40° ПКВ после ВМТ), то число Струхаля для дизеля 8ЧН13/14 составит 2,09. Ранее уже отмечалось, что за период активного тепловыделения от рабочего тела к стенкам КС передается от 75 до 90 % теплоты. Поэтому, если в числе Струхаля в качестве характерного времени принимать не время цикла, а лишь период активного тепловыделения, которому соответствует наибольшая теплоотдача от рабочего тела к стенкам КС, то считать процесс квазистационарным уже нельзя. На основании этого нами рассматривалась и численно решалась нестационарная задача движения рабочего тела в потенциальном ядре потока в КС. Попутно заметим, что к подобным выводам пришли и другие исследователи, занимающиеся расчетами течений рабочего тела в КС дизелей с целью определения локального теплового потока в деталях цилиндропоршневой группы [3].

В одномерной постановке рассматривалось плоское течение рабочего тела (вдоль координаты Z , совпадающей с осью цилиндра двигателя). Система уравнений для этой постановки задачи имела вид

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial Z}(\rho v) = 0, \\ \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial Z}, \\ \frac{\partial S}{\partial t} + v \frac{\partial S}{\partial Z} = 0, \\ p = \rho RT. \end{cases} \quad (3)$$

где P , T и ρ – давление, температура и плотность рабочего тела; t – время; v – скорость рабочего тела; R – газовая постоянная; Z – координата; S – энтропия рабочего тела.

В случае осесимметричного радиального (вдоль координаты r) течения рабочего тела рассматривается следующая система уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v) = 0, \\ \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}, \\ \frac{\partial S}{\partial t} + v \frac{\partial S}{\partial r} = 0, \\ \rho = \rho R T. \end{cases} \quad (4)$$

Приведенные системы уравнений (3) и (4) удобно решать в лагранжевых переменных (координатах). В случае системы уравнений (3) лагранжева (так называемая массовая) переменная m вводится следующим образом:

$$m = \int_0^{Z_p} \rho(Z, t) dZ, \quad (5)$$

где Z_p – текущая координата поршня.

В случае системы уравнений (4)

$$m = \int_0^R \rho(r, t) r dt, \quad (6)$$

где R – радиус цилиндра.

В обоих случаях m пробегает фиксированный интервал значений $0 \leq m \leq M$, где M – полная масса рабочего тела.

С учетом введенных массовых переменных система уравнений (3) примет вид

$$\begin{cases} \frac{\partial Z}{\partial m} = \frac{1}{\rho}, \\ \frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{\partial P}{\partial m}, \\ \frac{\partial Z}{\partial t} = v, \\ \frac{\partial S}{\partial t} = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Соответственно система уравнений (4)

$$\begin{cases} r \frac{\partial r}{\partial m} = \frac{1}{\rho}, \\ \frac{\partial v}{\partial t} = -r \frac{\partial P}{\partial m}, \\ \frac{\partial r}{\partial t} = v, \\ \frac{\partial S}{\partial t} = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Системы дифференциальных уравнений (7) и (8) являются частными случаями общей системы

$$\begin{cases} \xi^n \frac{\partial \xi}{\partial m} = \frac{1}{\rho}, \\ \frac{\partial v}{\partial t} = -\xi^n \frac{\partial P}{\partial m}, \\ \frac{\partial \xi}{\partial t} = v, \\ \frac{\partial S}{\partial t} = 0. \end{cases} \quad (9)$$

где ξ – эйлерова координата.

В случае системы уравнений (7) $\xi = Z$, а в случае системы уравнений (8) $\xi = r$. Очевидно, что показатель степени n в уравнении (9) для случаев плоского течения рабочего тела равен нулю, а в случае радиального течения – единице.

Система уравнений (9) должна быть дополнена граничными

$$v(0,t) = 0; \quad v(m,t) = \begin{cases} 0 & \text{– в осесимметричном случае} \\ V_p & \text{– для плоского течения} \end{cases} \quad (10)$$

и начальными условиями

$$v(0,m); \quad \rho(0,m); \quad P(0,m). \quad (11)$$

Условие адиабатичности течения $\partial S / \partial t = 0$ для идеального газа записывается в виде

$$\frac{P}{\rho^j} = \frac{P(0,t)}{[\rho(0,t)]^j}, \quad (12)$$

где $j = c_p/c_v$ – показатель адиабаты.

Вследствие этого последнее уравнение в системе (9) может быть исключено.

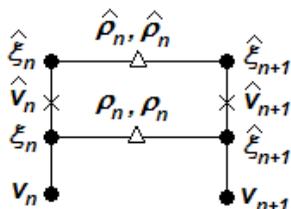


Схема конечно-разностной сетки в одномерной задаче течения рабочего тела в КС

Конечно-разностная аппроксимация системы уравнений (9) проводилась по классической схеме «крест» на шахматной сетке, показанной на рисунке.

На используемой сетке значения плотности и давления рабочего тела отнесены к полученным пространственным углам сетки $(m_{i+1/2}, t_j)$, значения скорости – к точкам $(m_i, t_{j+1/2})$, а значения эйлеровой координаты ξ – к точкам (m_i, t_j) .

Разностные формулы, аппроксимирующие дифференциальные уравнения с точностью $O(\tau^2 + h^2)$ (O – порядок от латинского order), имеют вид

$$\hat{v}_n = v_n + \frac{\tau}{h} (P_{n-1} - P_n) \xi_n^k, \quad (13)$$

$$\hat{\xi}_n = \xi_n + \hat{v}_n, \quad (14)$$

$$\hat{\rho}_n = \frac{(k+1)h}{\xi_{n+1}^{k+1} - \xi_n^{k+1}}, \quad (15)$$

где τ – шаг сетки по времени; n – шаг сетки по координате m ; $k = 0$ – для плоского течения рабочего тела и $k = 1$ – для радиального.

Описанная схема является явной и позволяет по известным значениям v_n, ξ_n, P_n на одном временном шаге сетки определить их значения на следующем временном слое.

В заключение отметим, что принятое нами допущение об адиабатичности течения рабочего тела в потенциальном ядре потока в КС может быть обосновано следующим образом. Как известно из теории ДВС [1, 4], скорость тепловыделения $dx/d\varphi$ является важнейшим показателем, характеризующим качество протекания рабочего процесса двигателя. Согласно [1] уравнение для $dx/d\varphi$ может быть записано в виде

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{1}{Q_H g_{ц}(k-1)} \left(V \frac{dP}{d\varphi} + kP \frac{dV}{d\varphi} \right) + \frac{1}{Q_H g_{ц}} \frac{dQ_w}{d\varphi}. \quad (16)$$

В этой же работе [1] показано, что на участке сгорания (от ВМТ до $\varphi = 35-40^\circ$) влияние на $dx/d\varphi$ слагаемого $1/(Q_H g_{ц}) \cdot dQ_w/d\varphi$ мало. В связи с этим для указанного участка цикла справедливо выражение

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{1}{Q_H g_{ц}(k-1)} \left(V \frac{dP}{d\varphi} + kP \frac{dV}{d\varphi} \right), \quad (17)$$

где k – показатель адиабаты; остальные обозначения общеизвестны и соответствуют принятым в теории ДВС.

Результаты экспериментов показывают, что использование зависимости (17), справедливой для участка горения (от ВМТ до $\varphi = 35-40^\circ$) справедливо еще и потому, что основная доля теплоты выделяется в пределах этого участка [1]. Таким образом, даже для участка рабочего цикла, на котором происходит наибольшее активное тепловыделение членом, учитывающим теплоотвод в стенки цилиндра $1/(Q_H g_{ц}) \cdot dQ_w/d\varphi$, можно пренебречь. В связи с этим вполне допустимо принять течение рабочего тела в потенциальном ядре потока адиабатическим.

Полученные в результате численного решения системы уравнений (9) значения осевой (вдоль координаты Z) и радиальной (вдоль координаты r) скоростей рабочего тела соответственно 9-14 м/с и 12-16 м/с были затем использованы при разработке алгоритма задачи течения в КС транспортного дизеля в двухмерной постановке.

Библиографический список

1. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: учеб. пособие / Р.М. Петриченко, С.А. Батурин, Ю.Н. Исаков и др. / Под ред. Р.М. Петриченко. Л.: Машиностроение, 1990. 328 с.
2. Каветарадзе П.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учеб. пособие. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 592 с.
3. Bozza F., Camerti M.C., Tuccillo R. Numerical simulation of in-cylinder processes and duct flow in a light duty diesel engine //Fourth International Symposium on Small Diesel Engines. – Journal of Polish CIMAC. Vol.2. No.1. Warsaw, Poland, 1996. P. 51-56.
4. Теория двигателей внутреннего сгорания / Н.Х. Дьяченко, А.К. Костин, Б.П. Пугачев и др. Л.: Машиностроение, 1974. 552 с.

В.В. Тарасов, МГУ им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток

КОМПЛЕКС «ДИЗЕЛЬ-ЭКСПЛУАТАЦИЯ-ТОПЛИВО-МАСЛО-ОЧИСТКА» – ОСНОВА СОЗДАНИЯ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ ОТРАБОТАННЫХ СМАЗОЧНЫХ МАСЕЛ В СУДОВЫХ УСЛОВИЯХ

На основании анализа пятизвенной системы связей комплекса «дизель-эксплуатация-топливо-масло-очистка» (ДЭТМО), разработанной и использованной для решения вопросов эффективного маслоиспользования в судовых тронковых дизелях, создана модель семизвенной системы связей комплекса М7С для осуществления регенерации отработанных смазочных масел в судовых условиях с целью проведения исследований и выработки рекомендаций по оптимизации процесса регенерации.

Применение низкосортных топлив и масел – продуктов углубленной переработки нефти - приводит к понижению надежности работы, ресурсных и экологических показателей судовых дизелей при их эксплуатации на продуктах крекинг-процесса. При этом увеличивается интенсивность процесса старения моторного масла (ММ), загрязнение двигателей внутреннего сгорания (ДВС) углеродистыми отложениями и скорость изнашивания их основных деталей.

В то же время совершенствование конструкций ДВС и развитие двигателестроения выдвигает новые требования к ГСМ и системам их очистки.

Форсировка дизелей по наддуву и частоте вращения, использование в подшипниках тонкостенных вкладышей, снижение маслообмена за счет уменьшения угара масла и увеличение срока его службы, а также законодательное ограничение опасных выбросов в атмосферу – вот те условия, в которых рассмотрена работа комплекса «дизель-эксплуатация-топливо-масло-очистка» (ДЭТМО) на судах с целью наиболее выгодного сочетания входящих в него звеньев и достижения высокого технико-экономического и экологического эффектов [1].

Системный подход к решению рассматриваемой проблемы обусловлен сложным взаимодействием звеньев комплекса ДЭТМО (рис. 1). Научно-технические разработки, направленные на повышение эффективности маслоиспользования в судовых дизелях, не могут быть реализованы без учета особенностей конструкции и условий эксплуатации двигателя, качества применяемых ГСМ.

Исследование взаимодействия элементов комплекса ДЭТМО позволило решить широкий круг вопросов теоретического и практического характера при изучении действия многочисленных факторов на эффективность его функционирования.

Проблема эффективного маслоиспользования решена на основе методологии исследований, обеспечивающих более высокий уровень эксплуатационных показателей ДВС по расходу ГСМ и ресурсу. Пересмотрены многие устаревшие представления по влиянию угара масла на его старение и о разделении сложных многофазных систем при очистке масла в судовых условиях. Разработаны системы смазки (СС) высокого технического уровня повысившие экономичность и надежность работы тронковых дизелей средней и повышенной частоты вращения, при конвертировании их на тяжелые сорта топлив глубокой переработки нефти.

Методологический подход химмотологии, проникающей в существующие связи и отношения своего предмета, познающий законы его развития и использующий эти знания для практического овладения ими применительно к рассматриваемой проблеме, условно представлен схемой на рис. 1. Это пятизвенная система «дизель-эксплуатация-топливо-масло-очистка», которая представляет собой теоретическую модель связей реальности, составленной на основе гипотетических допущений и идеализации. Структура связей в комплексе ДЭТМО такова, что каждое звено оказывает влияние на остальные, находясь в то же время в зависимости от них.

Раскрытие сложных взаимосвязей между элементами пятизвенной системы решило теоретические и прикладные задачи по рациональному и эффективному применению ГСМ в тронковых форсированных дизелях. При этом добились высокой приспособляемости ДВС к эксплуатации на топливах и маслах экономически целесообразного качества.

Системный подход к исследованию и решению проблемы эффективного маслоиспользования состоит в рассмотрении комплекса ДЭТМО в целом, а не по отдельным частям. Причем, если отдельные звенья комплекса имеют рациональные показатели, то объект в целом может оказаться неоптимизированным вследствие иерархического взаимодействия его частей [2].

Представленная схема позволяет идентифицировать эксплуатационные свойства применяемых масел и эффективность средств их очистки. При этом выявлены основные особенности влияния тандема (масло-очистка) на дизель, с которым они вступают во взаимодействие в процессе эксплуатации, обнаруживая свои свойства своеобразно в этом взаимодействии. Оптимизация состава комплекса ДЭТМО предусматривает достижение максимальной экономии топливно-энергетических и сырьевых ресурсов за счет эффективного применения их на морском транспорте.

Многозвенная система ДЭТМО должна быть представлена моделью, позволяющей решать широкий круг вопросов теоретического и практического характера в совершенствовании смазочных систем двигателя при изучении действия многочисленных факторов на звенья «масло» и «очистка». Способствуя познанию законов взаимодействия звеньев, системный подход предполагает использование их для управления комплексом ДЭТМО.

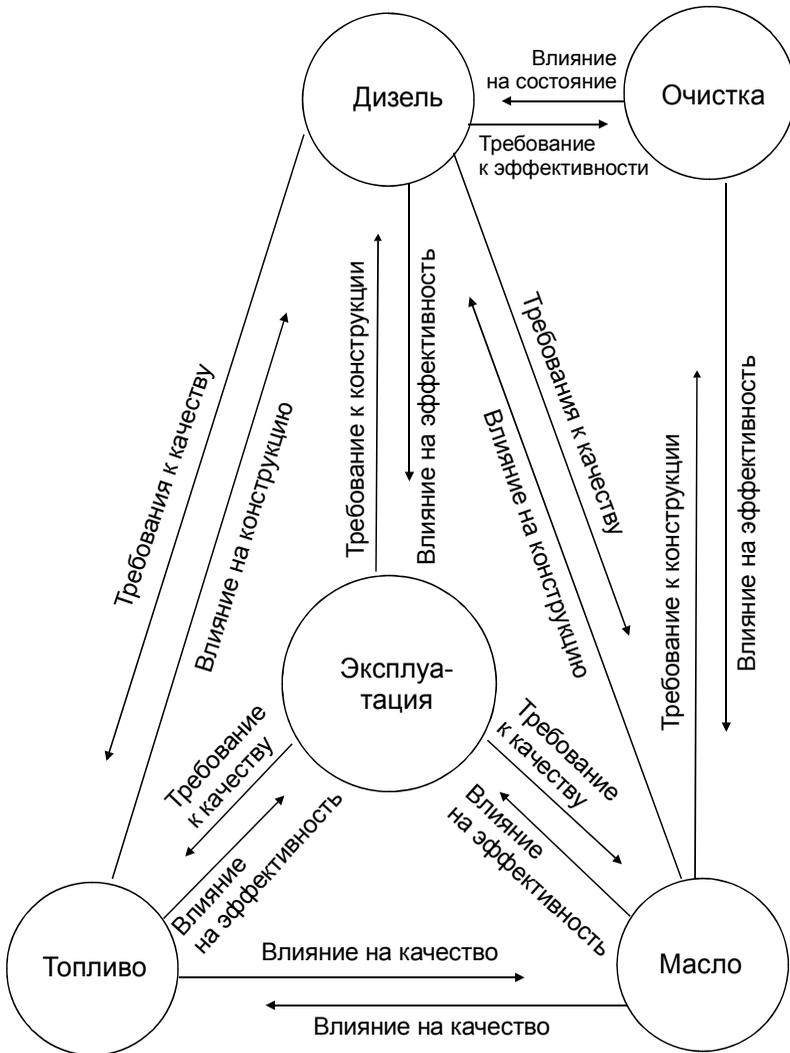


Рис. 1. Пятизвенная система связей комплекса ДЭТМО

Под системой в данном исследовании в связи с тем, что оно посвящается проблеме маслоиспользования в ДВС, понимается совокупность звеньев ДЭТМО, находящихся во взаимодействии друг с другом, образующих некоторую целостность и подчиненных руководящему принципу – повышению эффективности функционирования системы

смазки, в частности, за счет улучшения качества масла и эффективности его очистки. То есть все предпринимаемые усилия направлены на улучшение экономической составляющей результата исследований и получаемого практического, в итоге, совершенствования функционирования комплекса ДЭТМО.

Учитывая что, несмотря на упоминание о решении экологических проблем при эксплуатации судовых дизелей, в модели пятизвенной системы связей комплекса ДЭТМО не отражено несомненное присутствие экономической и экологической составляющей функционирования комплекса ДЭТМО. Поэтому для устранения этого несоответствия предлагается структура связей в пятизвенной системе комплекса ДЭТМО с отображением его экономичности и стремлением соответствовать требованиям экологии (рис. 2).

Исследование процессов очистки ММ в дизелях предполагает, что функционирование системы смазки обеспечивает экономичную, ресурсосберегающую и экологически безопасную эксплуатацию судов морского транспортного и рыбодобывающего флотов. Эффективное маслоиспользование – один из способов ослабить влияние ухудшения качества топлива на экономические и ресурсные показатели ДВС и приобретает огромное значение в качестве определяющего фактора эксплуатационных расходов. Как следует из материалов конгресса CIMAC [3], доля расходов на топливо и масло в общих затратах на эксплуатацию судов морского флота составляет 40-70 %, что связано с постоянным ростом цен на ГСМ в мире. Вследствие этого значительно возросло внимание к изысканию возможностей использования остаточных топлив в судовых дизелях различной мощности и скорости вращения, продуктов глубокой переработки тяжелой нефти, поиску альтернативных топлив. Все это приводит к ужесточению условий работы смазочных масел (СМ) и сокращению сроков их использования из-за ускорения процессов старения смазочного масла и замены его по браковочным показателям. Улучшается отношение к вопросу регенерации отработанных смазочных материалов как наиболее оптимальному способу их утилизации с целью повторного использования в судовых ДВС после проведения соответствующих мероприятий по восстановлению эксплуатационных свойств отработанных смазочных масел (ОСМ). К тому же проведенные исследования углеводородного состава ОСМ в сравнении со свежим маслом [4, 5] показали, что в процессе эксплуатации в маслах не наблюдается химического изменения углеводородного состава масла. Следовательно, ОСМ можно восстанавливать для его дальнейшего использования по прямому назначению в СС. Возрастает роль химтологии в повышении экономической и экологической эффективности функционирования системы ДЭТМО [4, 5, 6, 7].

В условиях перехода России к высокоэффективной экономике с учетом все более возрастающих требований экологии необходимо решать проблемы утилизации ОСМ на основе обобщения отечественного и мирового опыта.

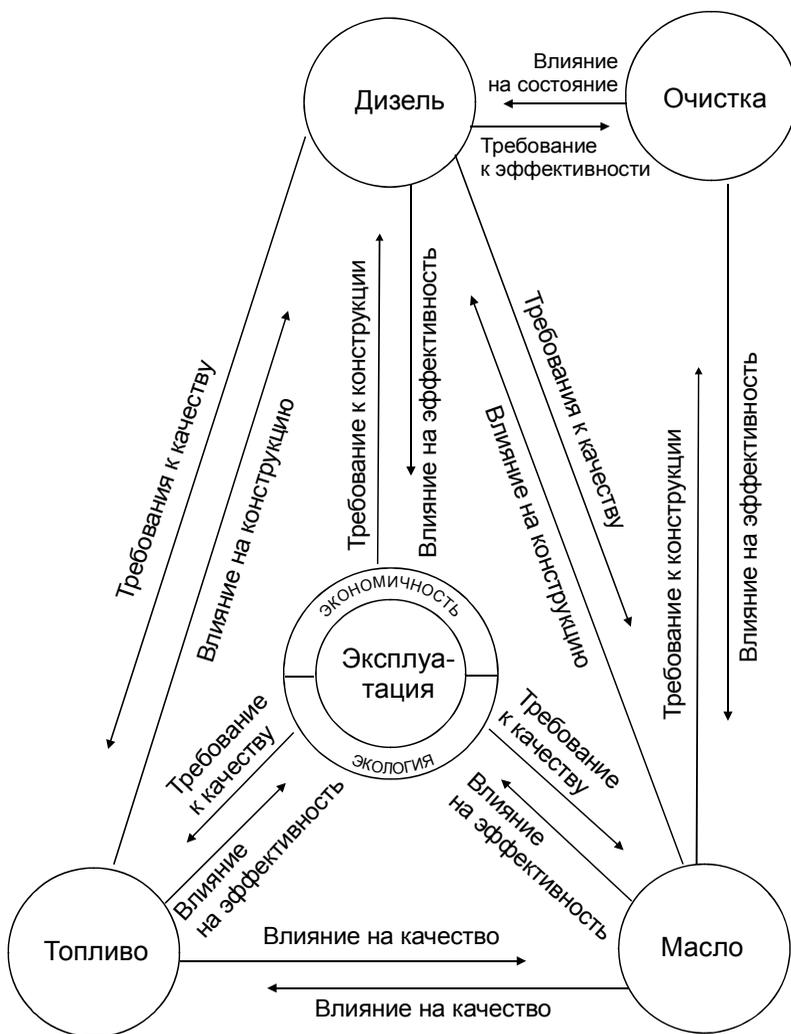


Рис. 2. Пятизвенная система связей комплекса ДЭТМО с учетом экономической составляющей и требований стандартов экологии

Сбор и регенерацию ОСМ ведут практически во всех промышленно развитых странах и в большинстве развивающихся стран. Из приблизительно 10...12 млн т СМ, ежегодно продаваемых в США, около половины теряется при эксплуатации. Однако, 40 % из них, а это около 5 млн т, собирается для последующей переработки. В странах ЕЭС ежегодно

потребляется более 4,5 млн т ОСМ, из которых 50 % расходуется безвозвратно. Остается около 2,2 млн т ОСМ. Таким образом, примерно половина от общего производства масел может быть возвращена на утилизацию. Но это теоретически возможная величина. Она зависит в первую очередь от возможностей организации сбора ОСМ. В действительности процент сбора масел в различных странах Западной Европы различен. В среднем он составляет лишь половину теоретически возможного. Передовыми в этом отношении являются Нидерланды и Германия, в которых регенерация составляет соответственно 45 % и 30 % от потребления. В Германии в материальном выражении эта величина составляет 360 тыс. т в год. Во Франции ежегодно регенерируется 230 тыс. т ОСМ, или 25 % от потребления, в Великобритании – 18 %, в Бельгии – около 12 %, так как в большинстве развитых стран сбор и регенерация ОСМ являются обязательным или поощряемыми государством. Для этого правительствами стран разработаны различные экономические стимулы, делающие сбор и регенерацию ОСМ выгодными.

В России ежегодно образуется свыше 4 млн т отработанных смазочных материалов, а накопленные запасы, по данным Госкомэкологии, составляют свыше 400 млн т. Данные различных источников о количестве сбора и накопленных запасов ОСМ довольно противоречивы, что объясняется как трудностями, так и отсутствием централизованного учета в ряде стран, тем более в России, где переработка (регенерация) ОСМ прекратилась в промышленном масштабе с 1992 г. Так как государственные органы Российской Федерации и стран Содружества Независимых Государств вопросам квалифицированной утилизации ОСМ перестали уделять внимание.

В отношении квалифицированной утилизации (регенерации) ОСМ в судовых условиях возникает множество проблем, как организационно-технических, так и научно-теоретических для обеспечения решения вопросов по оптимальной регенерации ОСМ с учетом требований экологии. Поэтому для исследования процесса регенерации ОСМ в судовых условиях предлагается использовать как основу модель пятизвенной системы связей комплекса ДЭТМО с доминирующим значением требований экологии (рис. 3).

Для этого вместо звеньев «масло-очистка» вводится блок «РЕГЕНЕРАЦИЯ», составными частями которого являются звенья:

- экология – комплекс требований к процессам, происходящим, как в блоке Регенерация, так и в остальных звеньях;

- ОСМ (отработанное смазочное масло, состояние определяется по оптимизированным браковочным обстоятельствам);

- регенерация – комплекс устройств, установок и приспособлений для восстановления свойств базового свежего масла;

- ВСМ (восстановленное смазочное масло – это комплекс устройств и/или процессов, обеспечивающих регенерированное смазочное масло необходимыми эксплуатационными свойствами, которые определяются в соответствии с показателями качества в судовой нефтехимической лаборатории).

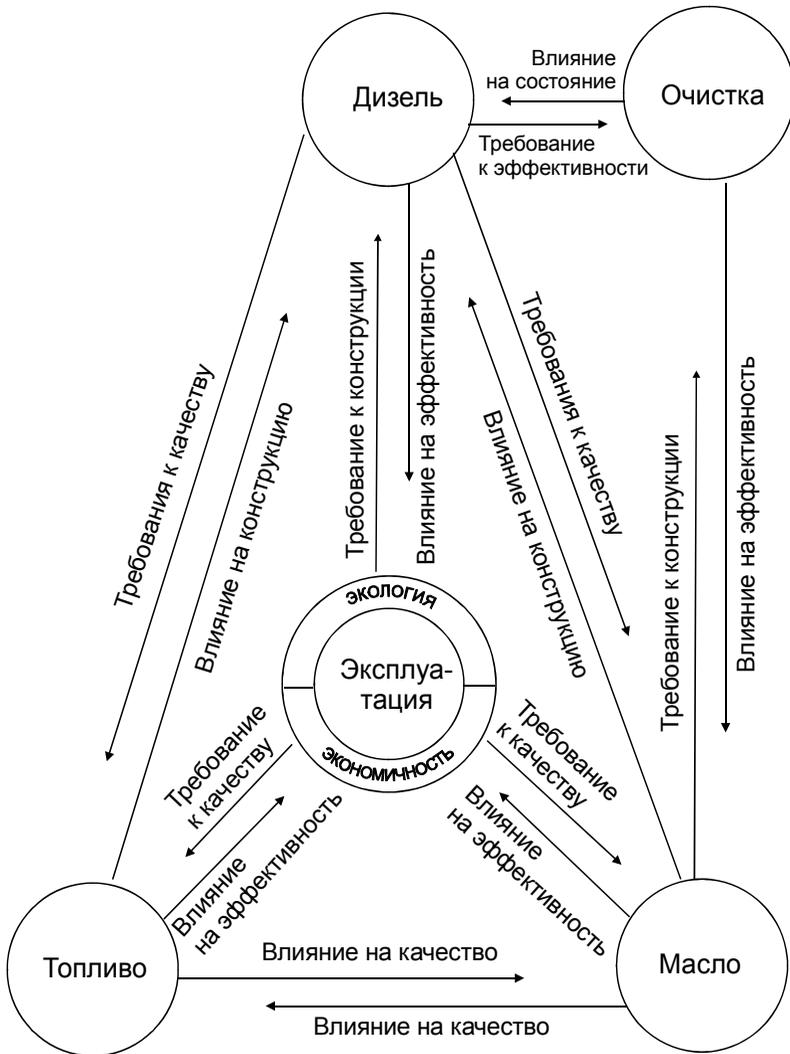


Рис. 3. Пятизвенная система связей комплекса ДЭТМО с учетом доминирования экологических требований и максимальной экономической эффективности СДВС

В соответствии с вышеизложенными предложениями получится семизвенная система связей комплекса «ЭКОЛОГИЯ-ДИЗЕЛЬ-{ЭКСПЛУАТАЦИЯ-ОМС-РЕГЕНЕРАЦИЯ-ВСМ} (Блок 1)-ДИЗЕЛЬ-ЭКОЛОГИЯ» (Эк. Д Б1 Д Эк.).

Наиболее представительно модуль семизвенной системы (М7С) связей комплекса представлен на рис. 4. Представленная схема системы М7С позволит идентифицировать свойства ОСМ и эффективность средств регенерации и восстановления смазочного масла. При этом могут быть выявлены и исследованы основные особенности влияния звеньев «ОСМ-регенерация-ВСМ» на дизель, с которым они вступают во взаимодействие в процессе использования продуктов регенерации ВСМ при эксплуатации ДВС.

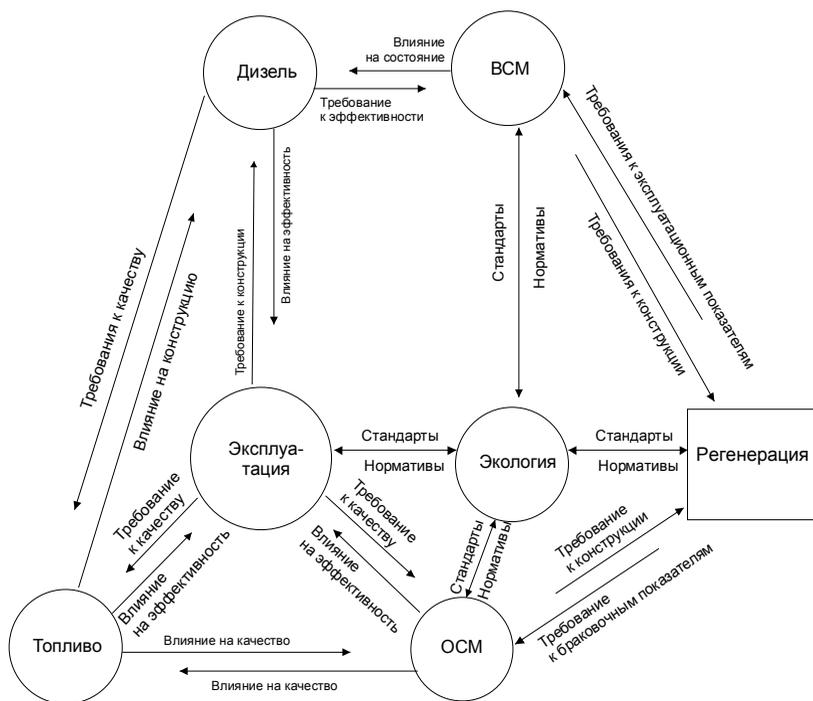


Рис. 4. Модуль семизвенной системы связей комплекса

Исследования позволят определить оптимальные параметры процессов регенерации и, в соответствии с ними нужно, определить какие технические устройства необходимо применить на основании анализа характеристик и выбора существующих малогабаритных стационарных или мобильных установок или устройств для регенерации, а возможно, и создание новых автоматизированных судовых аппаратов с обеспечением полного регенерационного цикла.

Использование системного подхода важно для познания законов взаимодействия звеньев системы с целью использования их для

управления всем комплексом. Этот фактор является очень важным для определения унифицированных браковочных показателей для ОСМ и достижения необходимых эксплуатационных показателей для ВСМ. На основании этих исследований и анализа имеющихся рекомендованных показателей необходимо разработать рекомендации для применения унифицированных показателей качества ОСМ и ВСМ при регенерации в судовых условиях.

Научно обоснованные рекомендации должны применяться:

а) для решения вопроса о смене масла с последующей регенерацией и обработкой полученного СМ для восстановления его эксплуатационных свойств, необходимых для экологически и технически безопасной работы ДВС и обеспечивающих ресурсосберегающее маслоиспользование в СС ДВС;

б) решения вопроса об утилизации ОСМ другими отличными от регенерации способами, если нельзя восстановить в судовых условиях эксплуатационные характеристики ОСМ;

в) решения вопроса о выборе способа и режима работы, имеющейся судовой установки для регенерации ОСМ.

Раскрытие сложных взаимосвязей между элементами этой системы позволит решить теоретические и прикладные задачи по осуществлению в судовых условиях регенерации ОСМ, получению смазочных масел с восстановленными эксплуатационными свойствами и использованию их в СС. Это также обеспечит экономию, рациональное использование энергоресурсов, смазочных масел и снизит эксплуатационные расходы на судах транспортного флота и флота рыбной промышленности.

Библиографический список

1. *Виппер Б.А.* Использование тяжелых нефтяных и альтернативных топлив в дизелях / Б.А. Виппер, А.С. Абрамов, В.И. Балакин // Двигателестроение. 1984. № 7. С. 32-34.

2. *Гуреев А.А., Фукс И.Г., Лашхи В.Л.* Химмотология. М.: Химия, 1986. 368 с.

3. *Кича Г.П.* Решение проблемы высокоэффективной очистки моторного масла в судовых дизелях: дис. ... д-ра техн. наук. Владивосток, 1992. Т. 1. 512 с.; Т. 2. 358 с.

4. *Надежкин А.В., Перминов Б.Н., Калиберда А.А.* Системное решение проблемы ресурсосберегающего маслоиспользования в судовых тронковых дизелях // Транспортное дело России. 2004. СП № 2. С. 40-45.

5. *Палок К.К.* и др. Основные задачи в области химмотологии на современном этапе // Химия и технология топлив и масел. 1977. № 4. С. 3-7.

6. *Перминов Б.Н.* Научно-технические основы эффективного маслоиспользования в судовых тронковых дизелях: моногр. Владивосток: МГУ им. адм. Г.И. Невельского, 2005. С. 39-43.

7. Теоретические основы химмотологии / Под ред. А.А. Браткова. М.: Химия, 1984. 320 с.

8. Филимонов В.А. Совершенствование технологии регенерации отработанных гидротрансмиссионных масел путем восстановления маслянистости: автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб., 1999. 19 с.

9. Фукс И.Г. Анализ информативности показателей состояния работавших дизельных масел / И.Г. Фукс, М.В. Боренко, В.Л. Лашхи // Химия и технология топлив и масел. 1994. №4. С. 10-11.

УДК 621. 892. 096: 629.12

В.В. Тарасов, МГУ им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток

ПРИЧИНЫ И ПУТИ ОБВОДНЕНИЯ СМАЗОЧНОГО МАСЛА, ОБРАЗОВАНИЯ В НЕМ ЗАГРЯЗНЕНИЙ И ВЛИЯНИЕ ИХ НА СРОК СЛУЖБЫ МАСЛА И НАДЕЖНОСТЬ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Рассмотрены пути и причины образования загрязнения смазочного циркуляционного масла, работающего в судовых дизелях, проанализирован состав загрязнений. Определены причины обводнения смазочных масел и сделан анализ влияния воды на физико-химические процессы, происходящие в двигателе со смазочным маслом под воздействием высоких температур и контакта с продуктами сгорания топлива. Показано влияние указанных факторов на старение и изменение эксплуатационных свойств работающих масел в судовых дизелях. Определено влияние изменения свойств смазочного масла на срок его службы и на возможность регенерации отработанного смазочного масла с целью восстановления его эксплуатационных свойств и применения в судовых ДВС.

Рабочее моторное масло в дизеле подвергается воздействию целого ряда физико-химических процессов, приводящих к изменению его эксплуатационных качеств, оказывающих большое влияние на надежность и долговечность работы двигателя внутреннего сгорания [1].

Работая в двигателе при высокой температуре и давлении, масло соприкасается с воздухом, продуктами неполного сгорания, топлива, с конденсированными парами воды, с пылью, проникающей в ДВС с металлическими поверхностями деталей и продуктами их изнашивания. Под влиянием этих факторов происходит процесс старения масла, изменения его первоначальных качеств, накопление в нем различных продуктов загрязнений.

Процесс старения масла в дизеле является комплексом сложных физико-химических процессов, среди которых выделяют маслообмен, окисление, срабатывание присадок и загрязнение [1, 2, 3].

Кроме этого большое влияние на процесс старения масла оказывают такие факторы, как обводнение и разжижение его топливом [2].

Основной параметр маслообмена – это расход масла на угар, определяющий естественную убыль масла, которая пропорциональна времени работы и восполняется доливом свежего масла. Поскольку интенсивность долива свежего масла определяется его расходом на угар, то маслообмен может служить показателем технического состояния двигателя.

При этом процесс маслообмена тесно связан с такими процессами, как загрязнение и срабатывание присадки.

Процесс окисления масла весьма сложен. Интенсивность его протекания, вид и количество образующихся в результате продуктов зависят от большого числа факторов, среди которых в первую очередь следует отметить тепловой режим и техническое состояние дизеля, качество топлива, химический состав самого масла и входящих в него присадок.

Общепризнанной теорией окисления масла в дизеле является перекисная теория автоокисления, протекающего по цепному механизму [4]. В результате процесса окислительной полимеризации масла и попавших в него продуктов неполного сгорания топлива, в масле происходит накопление кислых и нейтральных продуктов окисления.

При окислении парафиновых и нафтеновых углеводородов образуются в основном растворимые соединения кислого характера.

При окислении углеводородов ароматической группы конечными продуктами являются нейтральные асфальтово-смолистые вещества.

Растворимыми в масле продуктами загрязнения являются смолы, низкомолекулярные органические кислоты, минеральные кислоты, а нерастворимыми – карбены и карбоиды. Асфальтены и оксикислоты образуют с маслом коллоидные растворы и при пониженных температурах могут выпадать из раствора, переходя в нерастворимую фазу. Асфальтово-смолистые продукты, обладая способностью адсорбироваться на поверхности твердых углеродистых и неорганических частиц, также могут выпадать вместе с ними в осадок [1].

В процессе работы масла с присадкой в дизеле компоненты присадки взаимодействуют с продуктами окисления масла, материалами деталей, кислородом и продуктами сгорания. В результате этого взаимодействия происходит уменьшение содержания активных компонентов присадки в масле, т.е. происходит срабатывание присадки. Особенно интенсифицируется этот процесс при работе дизеля на сернистых сортах топлива.

В результате воздействия высоких температур, окисления, срабатывания присадок и других факторов в масле накапливаются продукты загрязнения.

Продукты загрязнения масла подразделяют на две группы: органические и неорганические. Органические примеси обусловлены проникновением в масло продуктов неполного сгорания топлива (сажи), а также продуктов, образующихся в результате термического разложения, окисления и полимеризации. Неорганические примеси состоят из пылевых частиц, частиц износа деталей, продуктов срабатывания зольных присадок.

Загрязнение в масле идет непрерывно. Существенное влияние на процесс загрязнения оказывает качество применяемого топлива [1, 5]. Широко используемые в настоящее время в судовых дизелях моторное топливо и мазут содержат много высокомолекулярных асфальтенов, которые сгорают очень медленно и образуют при неполном сгорании липкие смолообразные вещества, которые цементируют твердые частицы (сажу, сульфаты железа и т.д.), в результате чего на поршнях, кольцах и цилиндрах двигателя образуются отложения.

Специфическая особенность работы судовых дизелей на тяжелом топливе заключается также в том, что в масле при этом накапливается значительно *больше* нерастворимых продуктов, что, в конечном счете, ведет либо к выпадению соответствующих веществ в осадок, либо к образованию повышенного количества нагара на поршне.

При исследовании влияния условий использования альтернативных топлив на старение масла [5, 6] установлено, что при работе двигателей на таких топливах наблюдается интенсивное образование сажи-стых частиц, которые диффундируют в масляную пленку, значительно увеличивает скорость загрязнения масла. Повышение концентрации нерастворимых в бензине продуктов (НРБ) в масле усиливает срабатывание присадок и в целом интенсифицирует процесс его старения [7].

Тенденция повышения форсировки дизелей турбонаддувом предполагает ужесточение условий работы масла, требует повышения термической устойчивости моторных масел и содержащихся в них присадок [8].

В работе [8] показано, что при прочих равных условиях надув двигателя до $PK = 0,15$ МПа ужесточает условия работы масла примерно в 1,3 раза, по сравнению с работой ДВС без наддува. При дальнейшем повышении наддува увеличивается интенсификация процессов изнашивания деталей дизелей, нагаро- и лакообразования на них, и ускоряется старение масла. В связи с этим большое внимание в области химмотологии моторных масел уделяется пригоранию поршневых колец, повышенному износу канавок поршня и поршневых колец.

В масло форсированных ДВС, особенно при работе дизеля с малой частотой вращения, на неустановившихся режимах попадает много сажи, что обусловлено худшими условиями процесса сгорания. Поэтому вязкость масла с высокодиспергирующими свойствами может увеличиться, что приведет к необходимости досрочной его смены.

Таким образом, реально работающие масла следует рассматривать как сложные полидисперсные коллоидные системы, в которых дисперсионная среда (масло) и дисперсная фаза находятся в динамическом равновесии, причем основной составляющей дисперсной фазы является НРБ неполного сгорания топлива, а также продукты карбонизации углеводородов масла и распада присадок.

Старение масла и накопление в нем НРБ оказывает отрицательное воздействие на ДВС. Нерастворимые продукты загрязнения масла вызывают повышенный износ и задиры деталей, засоряют масляные каналы и фильтры, откладываясь на поверхностях деталей, повышают их температурный режим, что снижает надежность и долговечность работы двигателей.

Вопросам влияния загрязнений на долговечность ДВС посвящено достаточно много работ, в которых отмечается различное влияние неорганической части примесей на износ трущихся деталей. Однако подавляющее большинство исследователей сходятся на одной точке зрения – это необходимость эффективной очистки моторного масла от нерастворимых примесей. Большое количество исследований и в нашей стране и за рубежом показало, что долговечность двигателей, как автотракторных и тепловозных, так и судовых находится в зависимости от рационального выбора средств очистки. Установлено, что трущиеся соединения двигателей, имеющих недостаточно эффективную систему очистки масла, подвержены интенсивному изнашиванию. Поэтому влияние качества масел на надежность и долговечность механизмов и машин многие исследователи связывают с процессом изнашивания деталей [9, 10, 11].

Установлено, что основным фактором, оказывающим влияние на изнашивание узлов трения двигателей, являются абразивные частицы загрязнений, проникающие в двигатель вместе с воздухом, топливом и маслом [1, 3]. И именно износ деталей ограничивает ресурс двигателя, а причиной повышенного износа основных деталей ДВС, в большинстве случаев, является некачественная очистка масла от абразивных частиц.

Частицы загрязнений неорганического происхождения, имеющие высокую твердость, при попадании на трущиеся поверхности деталей образуют на них глубокие риски и могут даже вызвать задиры поверхностей и в первую очередь подшипников коленчатого вала. В работе [1] отмечается, что до 80 % случаев задира и проворачивания вкладышей шатунных подшипников коленчатого вала происходит вследствие попадания в подшипники вместе с маслом загрязняющих примесей. Более 40 % случаев выхода из строя подшипников коленчатого вала также вызвано несовершенством средств тонкой очистки масла.

Многие исследователи отмечают, что наибольший износ деталей двигателей вызывают загрязнения, размер частиц которых соизмерим с зазорами сопряженных трущихся поверхностей. Так, детали цилиндропоршневой группы имеют наибольший износ при наличии в масле частиц размерами 10-30 мкм. Размерный диапазон частиц продуктов загрязнителей, представляющих наибольшую опасность для подшипников и шеек коленчатого вала судовых дизелей, соизмерим с величиной минимального масляного клина (5-15 мкм) [12]. Поэтому для обеспечения надежной защиты пар трения судовых двигателей необходимо минимизировать содержание абразивных частиц, соизмеримых с толщиной минимального масляного клина.

Однако данное заключение не означает, что удаление частиц, соизмеримых с минимальным зазором, будет достаточным условием для качественной очистки масла. Результаты многих исследователей показывают, что на износ деталей двигателя оказывают влияние не только крупные частицы, но также и весьма мелкие [11, 12].

По мнению некоторых авторов, на износ особенно сильное влияние оказывают частицы неорганических примесей, а органические примеси (асфальтены, корбены и карбоиды) не только не обладают абра-

живным действием, но и способствуют уменьшению износа. Последнее обусловлено тем, что твердые высокодисперсные частицы в масле, обладающие значительными удельными поверхностями, покрываются полимолекулярной защитой из полярно-активных молекул продуктов окисления и оказывают буферное действие, предохраняя трущиеся поверхности от непосредственного контакта [13].

Однако имеются и противоположные точки зрения. Так, в более поздних работах доказывается, что органические примеси увеличивают износ деталей ДВС, и их наличие в масле в значительной степени интенсифицируют данный процесс. Отмечается, что содержание загрязнений органического происхождения в моторном масле составляет 80-90 %. Органическая составляющая загрязнения в основном представляет собой частицы нагара, которые являются продуктами глубокой карбонизации компонентов топлива и масла при достаточно высокой температуре.

Сернистые и азотистые соединения топлива и масла – основные источники формирования органической части нагаров. Твердость же частиц нагара в зависимости от содержания в топливе серы может достигать 800 НВ, что в несколько раз превышает твердость металла основных деталей группы движения, и тем самым вполне способна вызывать и вызывает абразивное изнашивание деталей дизелей.

Кроме абразивного изнашивания увеличение концентрации органических компонентов загрязнений может значительно снизить надежность работы ДВС вплоть до аварийной ситуации. Асфальтены и оксикислоты, образующие с маслом коллоидные растворы, при пониженных температурах могут выпадать из раствора. Асфальтово-смолистые продукты, обладая способностью адсорбироваться на поверхности твердых углеродистых и неорганических частиц, могут выпадать с ними в осадок. Вред от всех видов отложений очевиден. Нагар, кроме поставки абразивных частиц, ухудшает теплоотвод, вследствие чего повышается температура деталей, снижается механический КПД из-за увеличения потерь на трение, нарушается нормальный процесс горения. Отложения в продувочных и выпускных окнах дизелей уменьшают эффективное проходное сечение, ухудшая качество и полноту продувки. Лакообразование способствует пригоранию колец и перегреву деталей. Залегание колец обуславливает значительное проникновение масла в камеру сгорания и увеличивает его расход, возрастает прорыв газов из камеры сгорания в картер, что ускоряет процесс загрязнения масла. Пригорание колец приводит к чрезмерному трению, поломке колец и иногда – задиру поршня. Образование нагаров и лаков снижает надежность и долговечность работы дизеля, его экономичность и интенсифицирует процесс старения масла.

Влияние качества масла на состояние двигателя характеризуется наличием обратной связи: все те изменения, которые происходят с маслом при старении, неизбежно сказываются на состоянии двигателя, что в свою очередь определяет интенсификацию дальнейшего старения масла.

Таким образом, для надежной и долговечной работы дизеля необходимо, чтобы в процессе эксплуатации моторное масло очищалось как

от крупных неорганических примесей, так и от тонкодиспергирующих НРБ органического и неорганического происхождения.

Как отмечалось в начале статьи, одним из факторов, оказывающих существенное влияние на процесс старения работающего моторного масла, является его обводнение. Присутствие воды в моторном масле не только интенсифицирует процесс его старения, но и может вызвать серьезные поломки двигателя. Применение масел с присадками особенно остро поставило вопрос о влиянии воды на масло и возможности работы дизелей на обводненных маслах.

Установлено, что вода оказывает отрицательное воздействие на свойства масла. При обводнении масла снижается его щелочность, ухудшается его диспергирующая способность и моющие свойства масла, повышается его коррозионная агрессивность. Все это приводит к увеличению нагаро- и лакообразования и повышению износов деталей дизеля, а также досрочной смене масла при его обводнении, что значительно увеличивает эксплуатационные расходы (рис. 1). Как показывает практика эксплуатации двигателей внутреннего сгорания, попадание воды в масло наблюдается довольно часто. Например, при обследовании дизелей типа Д 100 в 30-60 % случаев была обнаружена в масле вода.



Рис. 1. Влияние обводнения масла на изменение его моторных свойств

Вода пресная или забортная обычно попадает в судовое масло через протекающие маслоохладители, сальники телескопических труб охлаждения поршней, в результате конденсации на стенках цистерн хранения и эксплуатационных систем, сепарации масла (из-за неправильного выбора гравитационного диска вода из водяного затвора попадает в очищенное масло). Обводнение масла нередко сопровождается образованием эмульсии, существенно снижающей его смазывающую способность; возникает опасность коррозионного повреждения деталей двигателя, особенно коррозионно опасна забортная вода. Вода в масле также провоцирует его бактериальное заражение [15].

Наибольшая вероятность обводнения масла имеет место в судовых дизелях [14]. При обследовании судов Северо-Западного речного пароходства [2] выяснилось, что почти третья часть причин выбраковки масла приходится на его обводнение (табл.1).

Таблица 1

Распределение причин выбраковки масел в дизелях

Тип дизеля	Относительная частота выбраковки проб масла (%) по причине содержания		
	механических примесей	воды	топлива
6ЧН 18/22	69	22	9
8 NVD-36	53	27	20
6 NVD-48	51	14	35
6 NVD-48А	58	3	39
6 NVD-48-2А	58	28	14
6L 275 ПН	88	6	6

Таким образом, источниками попадания воды в масло могут быть:

- поглощение маслом с присадками воды из влажного воздуха;
- конденсация влаги из воздуха на стенках масляных емкостей вследствие разности температур паровоздушного пространства и стенок емкости (этот процесс характерен для сточно-циркуляционных цистерн судовых дизелей, расположенных в междудонном пространстве судна, куда поступает теплый воздух, а цистерна омывается прохладной забортной водой;
- нарушение герметичности охлаждающих систем;
- конденсация водяных паров, непрерывно попадающих в картер с отработанными газами;
- выделение воды при реакциях окисления углеводородов;
- непосредственное попадание воды при негерметичности емкостей и масляных цистерн.

Считается, что попадание воды в масло может рассматриваться как явление случайное, специфическое лишь для особых условий эксплуатации, причем проникновение воды происходит извне, что содержание воды, проникающей из камеры сгорания в масло, сравнительно

невелико и составляет, например, в дизеле 12 ДН 23/30 при температуре масла 75 °С всего 0,005-0,011 %.

Однако некоторые исследователи отмечают, что обводнение масла в дизеле есть явление не случайное, а закономерное и является, в первую очередь, результатом прорыва в картер выхлопных газов, содержащих водяной пар, особенно при неполном сгорании топлива, а также конденсации из воздуха при резком понижении его температуры [15].

В табл. 2 приведены данные о содержании воды в смазочных системах различных судовых энергетических установок, определенные методом центрифугирования, из которой видно, что в зависимости от типа судовой энергетической установки содержание воды в масле колеблется от 0,001 до 2,8 %.

Таблица 2

Массовая концентрация содержания воды циркуляционных масел судовых энергетических установок [16]

Тип судовой энергетической установки	Содержание воды, %
Дизель крейцкопфный с поршнями, охлаждаемыми водой	0,01-0,24
Дизель крейцкопфный с поршнями, охлаждаемыми маслом	0,02-1,54
Дизель тронковый без охлаждения поршней, работающий непосредственно на винт	0,0105-0,197
Дизель тронковый с поршнями, охлаждаемыми маслом, непосредственно работающий на винт	0,0020-0,958
Дизель тронковый без охлаждения поршней, работающий на винт без редуктора	0,0121-1,8132
Дизель тронковый с поршнями, охлаждаемыми маслом, работающий на винт через редуктор	0,0191-0,0802

Как показывает многолетний опыт эксплуатации дизелей и анализ исследовательских работ, в масло неизбежно попадает влага, как с выхлопными газами, так и при отпотевании емкостей хранения. Кроме того, всегда существует возможность попадания воды из системы охлаждения, особенно на неустановившихся режимах работы дизеля. Масла с присадками весьма гигроскопичны, поэтому обводнение масла в различных условиях его применения практически неизбежно.

При обводнении масла концентрация в нем присадок в связи с выпадением их в осадок снижается до 50-60 % от первоначальной. Механизм выпадения присадок из масла в присутствии воды в случае многозольных сульфонатных присадок можно представить следующим образом: дополнительные «носители щелочности» – карбонаты – находятся в присадках в значительной степени в виде частиц крупных размеров. В присутствии воды могут образовываться и расти кристаллы карбоната соответствующего металла, в результате чего карбонаты выпадают в осадок. Это характерно не только для кальцийсо-

держающих присадок, но и практически для большей части присадок другого типа, применяемых в моторных маслах, и создает серьезные затруднения при применении масел.

Контакт масел с водяными парами или капельно-жидкой влагой приводит к гидролизу некоторых присадок, представляющих собой соли слабых органических кислот и сольных оснований. Такие присадки, как, например, диалкилдитиофосфат цинка при контакте с водой разлагаются, образуя органические кислоты и выпадающую в осадок гидроксид цинка.

Гидролизу присадок щелочного типа способствует присутствие в маслах поверхностно-активных моющих присадок, которые эмульгируют попадающую в масло воду и тем самым создают условия (развитую поверхность раздела фаз «вода-масло») для гидролиза.

На практике часто интенсивность срабатывания присадки принято оценивать по изменению щелочного числа [2]. Обводнение масла ускоряет процесс снижения щелочности. Так, по данным испытаний [14], при работе двигателя 2 NVD 18 при содержании в масле М-10В2 – 1 % воды, после 100 ч работы щелочное число его снизилось на 58 % и составило 1,7 мг КОН/г, а в необводненном – только на 22 %. В работе [14] также отмечается увеличение скорости срабатывания присадки при обводнении масла. В частности, изменение щелочности в среднем возросло в двигателе 6Ч 25/34 на 25 %, в двигателе G8 V 23, 5/33 – на 47 % и в двигателе 8ВАН 22 – на 54 %.

С повышением степени обводненности масла увеличивается и скорость снижения щелочности. Особенно заметное влияние на скорость снижения щелочности оказывает увеличение концентрации воды в работающем масле. При испытании масла М-14Д увеличение содержания воды до 5 % в свежем масле вызывает снижение щелочности с 3,6 до 1,3 мг КОН/ г, а в работающем снижение щелочности идет с 1,5 до 0,3 мг КОН/г при обводнении его до 1,5 %.

Срабатывание присадок при обводнении сказывается на увеличении скорости накопления НРБ примесей. Обводнение масла резко увеличивает скорость образования в масле загрязнений, что приводит к увеличению отложений в двигателе, в фильтрах и к их быстрому загрязнению. Количество отложений в обводненных маслах при содержании 3 % воды через 100 часов работы увеличилось в масле МС-20 в 2,8 раза, в масле М-20 Г в 7 раз и в масле М-12В в 4,8 раза, по сравнению с этими же маслами, не содержащими воду. Однако следует отметить, что сама вода не увеличивает количество загрязнений в масле, а только интенсифицирует процесс их образования, содействуя процессу коагуляции диспергированных примесей и выпадению их в осадок.

Также известно, что вода в масле играет важную роль в образовании низкотемпературных осадков. Образование их связано с прорывом в картер газов из цилиндров, которые содержат сажу, продукты окисления масла, водяные пары, а также некоторое количество, в зависимости от вида используемого топлива, серного и сернистого ангидридов. Во-

дяные пары, омывая стенки картера конденсируются, и жидкая фаза проникает в масло. Окисленные продукты износа или коррозии в присутствии воды образует мыла, которые плохо растворяются в масле и при низкой температуре выпадают в виде шлама. Благодаря высокой поверхностной активности эмульсионная вода обладает способностью собирать мелкодисперсионную фазу в крупные агрегаты, которые затем выпадают в осадок. Мыла стабилизируют водомасляную эмульсию, в результате чего и образуются так называемые низкотемпературные осадки. Асфальтово-смолистые компоненты, которые содержатся в осадке, придают ему липкость. Низкотемпературные осадки ухудшают работу фильтров, способствуют коррозии деталей и окислению масла.

Интенсивность образования осадков зависит от степени изношенности двигателя и, следовательно, от объема газа, прорывающегося из камеры сгорания. Скорость накопления отложений прямо пропорциональна скорости конденсации паров картерных газов.

Предотвратить или уменьшить осадкообразование можно путем использования соответствующих присадок. Однако это возможно не всегда, поскольку некоторые присадки, обладающие хорошим моющим действием, например, сульфонаты бария и кальция, усиливают склонность масла к образованию низкотемпературных осадков. Поэтому наиболее эффективный путь борьбы с осадкообразованием – совершенствование качества очистки масла, особенно от воды, а также повышение температурного режима работы дизеля. Так как при работе двигателя на долевых режимах работы с низкими рабочими температурами и в период пуска наблюдается увеличение коррозионно-механического износа цилиндров из-за повышенного содержания водного конденсата, попадающего в масло при низких температурах рабочего цикла ДВС. Общеизвестно, что при данном режиме работы двигателя износ цилиндров обусловлен, главным образом, процессом электрохимической коррозии.

Веществами, вызывающими электрохимическую коррозию деталей, в основном является вода, водные растворы серной, сернистой, угольной и азотной кислот, а также высокомолекулярные органические кислоты, которые воздействуют на железо только после совокупного действия на него воды и кислорода и образования на поверхности железа слоя гидроксидов.

Также на развитие коррозии влияет микробиологическое заражение обводненного масла. Существуют различные виды бактерий, которые могут питаться маслом или некоторыми присадками к маслам. Помимо истощения присадок бактерии могут производить и коррозионные вещества, такие, как сульфиды. В обезвоженном масле микроорганизмы не размножаются, а в присутствии воды они активно развиваются, вызывая биологическую коррозию металлов, разрушение защитных покрытий, ухудшение качества нефтепродуктов вследствие их частичного разложения, забивку агрегатов и фильтров очистки масла.

Отрицательное влияние обводнение моторного масла оказывает на его противоизносные свойства. Если вода в свежем масле не только не снижает, но даже способствует повышению его противоизносных свойств (при содержании воды до 0,01 %), то в работающем масле при содержании от 0,03 % и выше, что соответствует реальным условиям эксплуатации, она ухудшает этот показатель.

Изучение влияния обводненного смазочного масла на режим жидкостного трения в подшипниках показывает, что небольшие поступления воды в масло (до 0,5 %) практически не оказывают влияния на гидродинамическое давление в масляном клине, несущую способность подшипника и работу трения в нем. Повышение же содержания воды в масле до 5,0 % снижает его несущую способность и резко увеличивает работу трения, о чем свидетельствует весьма интенсивный рост крутящего момента, характеризующего работу трения в подшипнике.

Таким образом, анализ влияния воды, попавшей в смазочное масло, свидетельствует, что увеличение содержания воды в смазочном слое, подаваемом в подшипники при режиме жидкостного трения, приводит к некоторому повышению гидродинамического давления в масляном слое и к росту затрат энергии на работу трения. Увеличение давления в слое свидетельствует об уменьшении толщины масляного слоя, т.е. о понижении несущей способности подшипника в результате обводнения масла.

При обводнении масла, особенно более 0,5 %, условия трения в подшипниках ухудшаются, его несущая способность падает, толщина масляного слоя уменьшается и становится сопоставимой с минимально допустимой критической величиной. При этом, очевидно, имеет место локальный контакт металлических поверхностей шейки и вкладыша подшипника, что приводит к повышенному износу вкладыша. При эксплуатации тепловозных двигателей износ вкладышей подшипников коленвалов при работе на обводненном масле был в 1,4-1,6 раза больше, чем при работе на масле без воды. Наличие воды в масле также способствует кавитационному разрушению подшипников и шеек коленчатых валов.

Таким образом, можно сделать вывод, что присутствие в масле воды более 0,5 % в несколько раз ускоряет срабатывание присадок и снижение щелочности, наблюдается интенсификация процесса накопления загрязнений, возрастает процесс коагуляции мелкодисперсных примесей в крупные агрегатные состояния, которые выпадают в осадок, осаждаются в сверлениях коленвалов, дренажных отверстиях поршней, забивают фильтры, увеличивается коррозионно-механический износ деталей двигателя, растет крутящий момент работы трения, нарушается гидродинамический режим смазки подшипников. Нарушение масляной пленки в зонах обводнения может привести к возникновению сухого трения и изнашиванию подшипников, к проворачиванию их вкладышей и задиру шеек коленчатого вала. То есть присутствие воды в масле оказывает отрицательное влияние на его моторные свойства и ставит

под вопрос безопасную эксплуатацию и надежную работу судового дизеля. Поэтому в процессе эксплуатации ДВС масло должно постоянно очищаться от воды с высокой эффективностью.

Эксплуатационные свойства масла периодически контролируются при отборе проб и проведении экспресс-анализов с помощью судовых лабораторий СКЛАМТ, СЛАН, СЛЭК, ЭЛАН и др. Большинство экспресс-методов позволяет получить качественную характеристику состояния работающего масла. Оценка физико-химических свойств масла позволяет обслуживающему персоналу сделать вывод о проведении необходимых мероприятий. В случае если по результатам анализа работающего масла установлено превышение допустимых значений по любому из принятых браковочных показателей, должна быть произведена полная замена масла в системе смазки, и масло должно быть переведено в разряд отработанных смазочных масел (ОСМ).

В судовых условиях ОСМ должны утилизироваться. Предпочтительным способом утилизации ОСМ, в соответствии с требованиями экологии, является регенерация ОСМ, к тому же с помощью регенерации достигается существенная экономия горюче-смазочных материалов. Однако регенерации ОСМ в судовых условиях до настоящего времени не уделялось должного внимания. Так, не разработаны способы и средства регенерации ОСМ на судах транспортного, рыбодобывающего, специального и служебно-вспомогательного портового флотов. Также необходимо проанализировать существующие браковочные показатели, исследовать их и разработать браковочные показатели для оптимизации и интенсификации процесса регенерации судовых масел с целью возможности получения после регенерации масел с восстановленными эксплуатационными свойствами, позволяющими применение их в главных судовых двигателях. Если не удастся с помощью имеющихся на судне средств регенерации и восстановления эксплуатационных свойств масел получить показатели, необходимые для их повторного использования в главных ДВС, то должна быть возможность оценки свойств полученных после регенерации масел с целью их повторного использования в других судовых механизмах и устройствах. Для этого необходимо разработать браковочные показатели для определения оптимальных свойств работающих смазочных масел, по которым их можно будет переводить в разряд ОСМ с сохранением необходимого запаса эксплуатационных свойств масла, которые позволят осуществить регенерацию ОСМ и получить восстановленное смазочное масло с такими эксплуатационными показателями качества, которые позволят восстановленному смазочному маслу конкурировать со свежим смазочным маслом, рекомендованным для данного ДВС.

При соблюдении данных условий можно с уверенностью рассчитывать на повторное использование ОСМ, после регенерации и восстановления его эксплуатационных свойств, которое обеспечит надежную, безопасную, экономичную работу ДВС и эффективное маслоиспользование в механизмах и устройствах судовой энергетической установки.

Библиографический список

1. *Григорьев М.А.* Очистка масла в двигателях внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1983. 148 с.
2. Повышение долговечности судовых дизелей / В.А. Сомов, Б.С. Агеев, В.В. Чурсин, Ю.Л. Щепельский. М.: Транспорт, 1983. 167 с.
3. *Щепельский Ю.Л., Певзнер Л.А.* Плотность как показатель загрязненности работающего моторного масла // Двигателестроение. 1986. № 7. С. 35-37.
4. *Черножуков Н.И., Крейн С.Э.* Химия минеральных масел. М.: Гостопттехиздат, 1959. 416 с.
5. *Виппер А.Б., Абрамов А.С., Балакин В.И.* Использование тяжелых нефтяных и альтернативных топлив в дизелях // Двигателестроение. 1984. № 7. С. 32-34.
6. *Липин Г.М., Кича Г.П., Гусев Е.В., Шилин Б.И.* Проблемы химмотологии при работе дизеля на альтернативных топливах // Теория и практика рационального использования горючих и смазочных материалов: тез. докл. науч.-техн. семинара. Челябинск, 1983. С. 25.
7. *Кича Г.П., Полоротов С.П.* Экспериментальное моделирование процесса изнашивания двигателей внутреннего сгорания в условиях полнопоточного фильтрования масла // Трение и износ. 1982. Т. 3, № 2. С. 290-298.
8. *Давыдов П.И., Сибарова И.И., Никифоров О.А.* Пути повышения качества моторных масел для форсированных дизелей // Двигателестроение. 1981. № 4. С. 47-50.
9. *Кича Г.П., Шилин Б.И., Свистунов Н.М., Давыденко В.А.* Исследование эффективности полнопоточной тонкой очистки масла в судовых дизелях отечественного производства: экспресс-информ.: ЦБНТИ ММФ, сер. Техническая эксплуатация флота. М., 1983. № 17 (565). С. 3-9.
10. *Полоротов С.П., Кича Г.П., Шилин Б.И.* Новые научно-технические решения по совершенствованию полнопоточной тонкой очистки масла в судовых дизелях // Повышение эффективности судовых технических средств: тез. докл. краевой науч.-техн. конф. Владивосток, 1984. С. 56-57.
11. *Розенберг Д.Н.* Пути повышения надежности и долговечности машин // Надежность и долговечность машин и приборов. Вып. 1. М.: Машиностроение, 1966. С. 6.
12. *Надежкин А.В., Шилин Б.И., Артемьев А.К.* Оценка влияния показателей загрязненности моторного масла на долговечность трибосопряжений дизелей // Вопросы повышения надежности и эффективности судовых энергетических установок: тез. докл. отрасл. науч.-техн. конф. Владивосток, 1985. С. 30-32.
13. *Венцель С.В., Боздеркин В.А., Миронов Е.А.* Теоретические и экспериментальные обоснования длительного применения масла в поршневых и газотурбинных двигателях // Двигателестроение. 1985. № 3. С. 58-60.

14. Жилко В.Н. Исследование процессов старения моторных масел в судовых тронковых дизелях методами теории подобия: дис. ... канд. техн. наук.

15. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. СПб., 2002. 136 с.

16. Средства очистки жидкости на судах: справ. / под общ. ред. И.А. Иванова. Л.: Судостроение, 1984. 272 с.

УДК 621.892.096.1.004:629/12

В.В. Тарасов, МГУ им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ НЕОБХОДИМОСТИ РЕГЕНЕРАЦИИ ОТРАБОТАННЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Проведен анализ токсикологических свойств отработанных смазочных материалов в процессе их утилизации. Рассмотрено состояние регенерации отработанных смазочных масел в Российской Федерации и за рубежом, на основании чего сделан вывод о необходимости возобновления регенерации отработанных смазочных масел.

Переработка (регенерация) отработанных смазочных материалов (ОСМ) в промышленном масштабе в Российской Федерации прекратилась в 1992 г. Это объяснялось экономической целесообразностью. На экономику промышленной регенерации влияют выбор способа переработки ОСМ, качество исходного сырья, степень освоения и технико-экономические показатели процессов, размещение нефтеперерабатывающих заводов (НПЗ), требования к охране окружающей среды. Все эти факторы влияют на эксплуатационные затраты производства регенерированного смазочного масла (РСМ); возрастает доля затрат на электрическую и тепловую энергию, катализаторы и реагенты; содержание и эксплуатацию оборудования; усложняются технологические схемы НПЗ; возрастают транспортные расходы. Вышеперечисленные факторы обуславливают увеличение энергетических, трудовых и материальных затрат. К тому же энергоёмкость производства в России на 30 ... 40 % выше, чем в Германии, Франции и Японии вместе взятых. Что касается объема производства смазочных материалов (СМ), то он в 1990 г. составлял 4,9 млн т и снизился к 1998 г. до 1,9 млн т (рис. 1). При этом 80 % потребности на 1998 г. в СМ удовлетворялось за счёт поставок зарубежной продукции. В 1998 г. безвозвратные потери при производстве СМ составляли 1,76 %. Доля использования вторичных ресурсов в производстве СМ составляла не более 8,6 % на 1992 г. [12]. В частности, сбор отработанных смазочных масел (ОСМ) упал с 1,9 млн т в 1990 г. до 0,05 млн т в 1993 г. [12]. С 1994 г. по 1998 г. сбор ОСМ в промышленном масштабе не производился. С 1998 г. появились официальные данные [13] об использовании ОСМ в качестве котельного топлива для получения тепловой энергии.

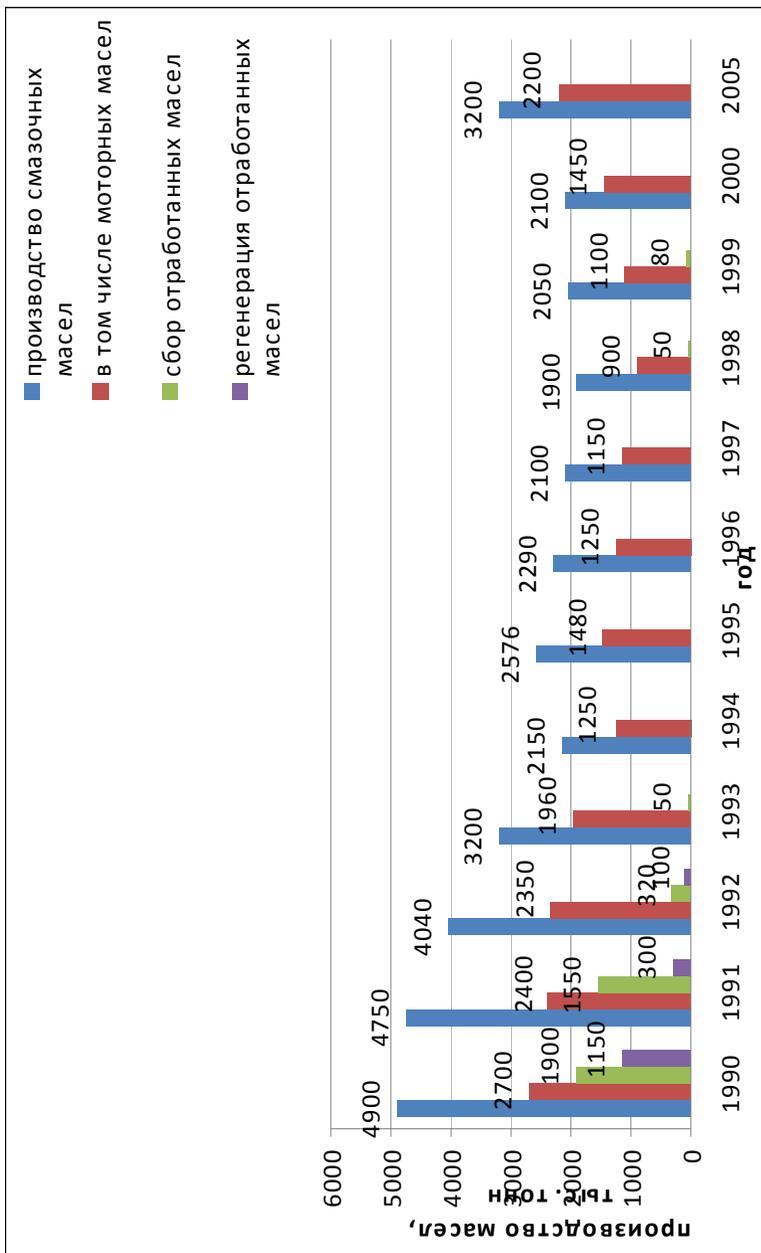


Рис 1. Баланс производства и потребления смазочных масел в России

В последние годы в мире увеличился парк энергетических установок с использованием двигателей внутреннего сгорания, для эксплуатации которых применяются не только традиционные сорта тяжелых топлив, но и альтернативные топлива: природный газ, биотоплива и другие. С применением таких топлив ужесточаются требования к свойствам смазочных материалов, которые насыщаются различными присадками, что приводит к удорожанию производства СМ. При этом прогнозируемая потребность в СМ на 2001 г. составила 4,9 млн т, реально было произведено 2,2 млн т [11]. Разницу планировалось ликвидировать за счёт импорта СМ или за счёт экономии СМ на различных этапах его использования. Одним из значимых путей экономии СМ в процессе их эксплуатации является повторное использование после соответствующей переработки. Рациональное применение нефтепродуктов и обострившиеся проблемы охраны окружающей среды ставят задачи по вторичному использованию отработанных продуктов нефтяной промышленности. Необходимость регенерации и возвращения в оборот ОСМ весьма ярко иллюстрирует пример решения этой актуальной задачи.

Сбор и регенерацию ОСМ ведут практически во всех промышленно развитых странах и в большинстве развивающихся стран. Из 10 ... 12 млн т СМ, ежегодно продаваемых в США, приблизительно половина теряется при эксплуатации. Однако 40 % из них, а это около 5 млн т, собирается для последующей переработки. В странах ЕЭС ежегодно потребляется более 4,5 млн т СМ, из которых 50 % расходуется безвозвратно. Остаётся около 2,2 млн т ОСМ [16]. Таким образом, примерно половина от общего производства масел может быть возвращена на утилизацию. Но это теоретически возможная величина. Она зависит в первую очередь от возможностей организовать сбор ОСМ. В действительности процент сбора масел в различных странах Западной Европы различен. В среднем он составляет лишь половину теоретически возможного. Передовыми в этом отношении являются Нидерланды и Германия, в которых регенерация составляет соответственно 45 % и 30 % от потребления. В Германии в материальном выражении эта величина составляет 360 тыс. т в год. Во Франции ежегодно регенерируется 230 тыс. т ОСМ, или 25 % от потребления, в Великобритании 18 %, в Бельгии около 12 % [17]. В России ежегодно образуется свыше 4 млн т отработанных смазочных материалов. Накопленные запасы ОСМ, по данным Госкомэкологии [17], составляют свыше 400 млн т. В Санкт-Петербурге ежегодно образуется около 50 тыс. т отработки. Накопленные запасы ОСМ составляют около 1 млн т. Данные различных источников о количестве сбора и накопленных запасов ОСМ довольно противоречивы, что объясняется трудностями учёта из-за отсутствия централизованного сбора в большинстве стран, тем более в России. Тем не менее, установлено [19], что общее количество нефтепродуктов, поступающее в Балтийское море, составляет от 21 до 66 тыс. т в год. Четырнадцать стран, полностью или частично располагающихся в пределах водосбора Балтики, являются по-

тенциальными загрязнителями, из них Россия находится на первом месте по количеству и степени токсичности сбрасываемых отходов.

В большинстве развитых стран сбор и регенерация ОСМ являются обязательными или поощряемыми государством. Для этого правительствами стран разработаны различные экономические стимулы, делающие сбор и регенерацию ОСМ выгодными [13, 18]. Государственные органы Российской Федерации (РФ) и стран Содружества независимых государств (СНГ) вопросами квалифицированной утилизации ОСМ перестали уделять внимание. Это привело к тому, что крупные потребители масел осуществляют утилизацию ОСМ, в лучшем случае, сжиганием. Мелкие потребители ограничиваются захоронением ОСМ на свалках, в канализации, или, в нарушение природоохранных норм, сливом их в укромных местах для организации мероприятий по утилизации ОСМ. Поэтому в первую очередь необходимо создать экономические условия, активизирующие их переработку. Предприятия, занимающиеся вопросами утилизации, а тем более регенерации, должны иметь стимулы для своей деятельности, закрепленные законодательством, как на федеральном уровне, так и на уровне региональных властей. На сегодняшний день данная проблема поднимается на федеральном уровне в Свердловской области, Москве, Челябинской, Брянской области и Приморском крае. Поскольку потребление СМ составляет всего около 1 % от общего потребления нефтепродуктов, на первый взгляд вопрос их переработки с точки зрения экологии и экономики не заслуживает столь большого внимания. Однако, именно экологические интересы при регенерации и переработке ОСМ преследуются в первую очередь. Это связано с тем, что значительная часть ОСМ попадает в окружающую среду. Экологами установлено [15], что ОСМ составляют не менее 50 % от общих загрязнений нефтепродуктами. Разработка и применение надлежащих методов утилизации и/или повторного использования ОСМ может оказать существенное влияние на снижение экологического давления на окружающую среду.

В бывшем СССР накоплен значительный опыт в вопросах разработки методов и средств регенерации, а также применения ОСМ для различных технологических нужд. В разное время проблемами регенерации ОСМ занимались такие учёные, как Черножуков Н.И., Шашкин П.И., Брай И.В., Нигородов В.В., Ставицкий Н.М., Чуршуков Е.С., Карпкина Т.П., Турчанинов В.Е., Топилин Г.Е., Лышко Г.П., Итинская Н.И., Григорьев М.А., Коваленко В.П., Рыбаков К.В., Фукс И.Г., Евдокимов А.Ю., Гуцин В.А., Бутов Н.П., Остриков В.В. и другие учёные. Научно-исследовательскими учреждениями страны (ГАНГ, ГОСНИТИ, ВИМ, АЧИМСХ, ВНИПТИМЭСХ, ВИИТиН, ВНИИ НП) были разработаны и использовались в некоторых производствах технические средства и технологии по переработке ОСМ.

Необходимость приоритетного снабжения предприятий рыбодобывающего и рыбоперерабатывающего комплекса народного хозяйства топливом и смазочными материалами объясняется тем, что рыбохо-

зыйственный комплекс – уникальный потребитель продуктов нефтехимии. Во-первых, потому, что отрасль производит предмет жизненно важной необходимости – продовольствие: рыбную продукцию и морепродукты в больших объемах и качественном ассортименте; во вторых, в силу биологического характера производства и большой зависимости от природных условий перебои в снабжении приводят к существенным потерям продукции и снижению её качества. Увеличение агрегатных мощностей двигателей на судах при одновременном повышении их рабочих температур, снижение расхода смазочных масел (СМ) и увеличение сроков его замены привели и к значительному росту жёсткости условий работы СМ. А если принять во внимание постоянное усложнение конструкции двигателей, трансмиссий, навесного оборудования технологических линий и насыщение их механизмами, работу при постоянной высокой влажности и периодически иногда низких или высоких температурах, сезонность и переменные нагрузки, то можно с уверенностью констатировать, что современные СМ должны удовлетворять самым жёстким требованиям, как со стороны производителей техники, так и со стороны эксплуатационников. Неотъемлемой частью эксплуатации современных машин и механизмов является рациональное использование нефтепродуктов, качество которых в значительной степени определяет надёжность работы техники, а также эксплуатационные расходы, трудоёмкость техобслуживания, долговечность её работы [1]. Отсутствие системы утилизации (регенерации) ОСМ в рыбопромышленном хозяйстве наносит наиболее ощутимый вред системе «биоэкология – продукты питания – человек».

Развитие хозяйственной деятельности человечества привело к загрязнению почвы, воды и атмосферы. Это выражается в резком ухудшении среды обитания всех живых организмов и, во многих случаях, необратимыми последствиями для них. По данным Госкомитета охраны окружающей среды размер допустимого воздействия человека на окружающую среду превышен в 8-10 раз [1]. На поддержание экологически необходимых и привычных условий жизни и работы человек тратит все больше энергии с все меньшим полезным эффектом по причине порчи механизма саморегуляции природы агрессивностью своего (антропогенного) воздействия. Таким образом, опасный круг для человека замкнулся дважды: первое по самоотравлению, второе по дефициту энергии с отравлением справиться. Таким образом, требования экологии по иерархии возникших проблем приобретают приоритет среди прочих. Развитие техносферы связано с интенсификацией применения топлив, смазочных материалов и специальных жидкостей, получаемых из природного и синтетического сырья. Причем, если топлива загрязняют окружающую среду преимущественно в процессе эксплуатации двигателей внутреннего сгорания, смазочные же материалы загрязняют экосистемы еще и при утилизации отработанных смазочных масел. ОСМ представляют собой сложные и многокомпонентные смеси, поэтому зная состав ОСМ, можно оценить степень их воздействия на биосферу и определить пути утилизации.

Экологически опасными компонентами как свежих товарных, так и отработанных смазочных материалов являются полициклические ароматические углеводороды (ПАУ), изначально присутствующие в нефти, полигалогендифенилы, в основном полихлордифенилы (ПХД) антропогенного происхождения, серосодержащие и хлорсодержащие присадки, ряд биоцидов, органические соединения металлов (свинца, бария, сурьмы, цинка), нитриты [12]. Они распространяются в атмосфере, воде и почве, и участвуя в процессах обеспечения жизнедеятельности человека, появляются в продуктах питания. Кроме того, углеводороды нефтяных и синтетических масел, имея низкую степень биоразлагаемости (всего до 30 %) и накапливаясь в окружающей среде, могут вызвать сдвиг экологического равновесия среды обитания, из-за мутации и усиленного размножения микроорганизмов, усваивающих нефтепродукты.

Атмосфера земли загрязняется в результате испарения и сжигания ОСМ. Токсичные компоненты (диоксид серы, органические соединения хлора и тяжелых металлов) с облаками разносятся по всей планете, что приводит к ее глобальному загрязнению. При сжигании синтетических продуктов загрязнение воздуха может быть существенно более опасным и менее предсказуемым. Сжигание ОСМ, содержащих ПХД, приводит к образованию более токсичных соединений – полихлордибензодиоксинов и полихлордибензофуранов [15,7], до 60 % которых попадает в биосферу путем сжигания. В США в 1989 г. диоксины и фураны обнаружены в воздухе, питьевой воде и придонных осадках [6]. Основными источниками токсикантов являются сжигаемые отходы производств и осадки сточных вод. Диоксины и фураны попадают в реки из атмосферы, которая загрязняется ими при сжигании топлив и ОСМ. В России подобные исследования не проводились.

Загрязнение биосферы ОСМ происходит путем просачивания в грунт и попадания в поверхностные и грунтовые воды при проливах и утечках [12]. При попадании отработанных масел в почву образуются так называемые масляные линзы. Характер распространения компонентов ОСМ из этих линз определяется структурой почвы и наличием грунтовых вод. В почву масла проникают под действием силы тяжести и поверхностно-активных явлений. В ней они частично подвергаются окислению и биоразложению под действием кислорода и микроорганизмов. Загрязнение почвы ОСМ зависит от характера надпочвенного слоя, гидрологических условий, а также от состава, плотности, вязкости, смачивающей способности ОСМ, от содержания и типа присадок в них. Скорость просачивания и бокового распространения нефтяных масел в почве составляет 10,2...10,5 мм/с [12]. На поверхности воды масла образуют разводы и пленки, которые эмульгируются, окисляются кислородом воздуха и частично биоразлагаются. При контакте с грунтовыми водами ряд компонентов масел растворяется и разносится с водой. Загрязнение грунтовой воды – один из основных источников загрязнения почвенных вод. Около 85 % общего объема загрязнений приходится на «хронические» небольшие утечки и проливы, и лишь около

15 % – на крупные катастрофы [6]. Известна возможность загрязнения приблизительно 7 миллионов литров воды всего 1 литром отработанного нефтяного масла. Образующаяся при этом экологическая система состоит из трех компонентов: воды, масла и поверхностно-активных веществ. Последние либо присутствуют в масле, либо являются продуктами его фотоокисления. Попадая в окружающую среду, ароматические углеводороды (включая полициклические ПАУ) вредно влияют на жизнедеятельность водных растений, рыб и других биоресурсов. По сравнению с алифатическими углеводородами они лучше растворяются в воде и медленнее выводятся из накапливающих их организмов. Идентифицировано 38 соединений, ряд которых обладает канцерогенным и мутагенным воздействием. По содержанию ПАУ можно судить о масштабах загрязнения почвы продуктами техногенных процессов. В донных отложениях озер Великобритании присутствуют ароматические углеводороды антропогенного происхождения. Источниками загрязнения их нефтью и нефтепродуктами является речной и морской водный транспорт и неочищенные стоки наземных автодорожных и разных других предприятий [8].

Значительно распространены в биосфере хлорорганические соединения. Хлоропарафины обнаружены в почве, морях, донных осадках, тканях растений и животных [6]. В странах ЕЭС производство и применение ПДХ запрещено с 1978-1979 г. Несмотря на это, ПХД распространяются в биосфере в глобальном масштабе, что объясняется их высокой стабильностью, малой биоразлагаемостью и нелегальным применением [15]. Ежегодно в Северные моря попадает около 7т ПХД и других углеводородов [6]. В Чехословакии ПХД обнаружены в детских песочницах; в Германии, Польше, США и ряде азиатских стран - в женском молоке [5]. Высокая концентрация ПХД отмечена в зонах, прилегающих к гаваням [2]. По прогнозам, к 2080 г. их концентрация в тихоокеанской воде возрастет до 0,5...0,7 мг/кг, а в теле морских животных до 0,5...0,8 мг/кг [2].

Для водной системы Балтийского бассейна преобладающими загрязняющими веществами являются хлороформ, бензапирен, нефтепродукты, тяжёлые металлы [4]. В устье реки Невы обнаружены наиболее опасные соединения – полихлорированные бифенилы (ПХБ) (предельно допустимая концентрация (ПДК) которых составляет 1 мг/л). Однако в некоторых местах содержание ПХБ превосходит ПДК в десятки, а то и в сотни раз. По данным института Токсикологии Минздрава РФ, содержание ПХБ в грудном молоке кормящих матерей составляет 21,5 мг/л. В странах Западной Европы этот показатель доходит до 320 мг/л, США – до 111,3 мг/л, Канаде – до 28,4 мг/л. Таким образом, для всех стран основной проблемой, требующей незамедлительного решения, является снижение уровня техногенного загрязнения.

В последнее время в ОСМ, особенно в отработанных моторных маслах (ОММ), появляются новые специфические загрязнения, связанные с изменением состава топлива и смазочных материалов, жизне-

деятельностью микроорганизмов и др. [15]. Применение в ДВС альтернативных топлив приводит к появлению в моторных маслах (ММ) новых видов загрязнений. ОММ из двигателей, работавших на смеси метанола с бензином, содержат 0,025...0,425 % метанола. При работе двигателя на чистом метаноле его содержание в маслах менялось от 0,227 % до 7,7 %. Рост содержания метанола в масле зависит в основном от типа двигателя. Работа ДВС на газовом топливе (природный газ, газ химводоочистки, переработка бытового и промышленного мусора) вызывает попадание в ММ оксидов азота, способствующих образованию органических нитратов и продуктов окисления. Присутствие в газах сероводорода до 0,2 % и галогенуглеводородов до 0,09 % вызывает появление в ОММ синильных кислот. Попадание в подсолнечное масло дизельного топлива приводит к загущению последнего за счет автоокисления и полимеризации ненасыщенных триглицеридов растительного масла [15]. К выходу механизмов из строя приводит загрязнение работающих масел продуктами жизнедеятельности бактерий, особенно в районах с тропическим климатом. Биоразложение электроизоляционных масел ускоряется в присутствии воды и бумажных или хлопчатобумажных изоляционных материалов. Специфические условия эксплуатации ряда смазочных материалов приводят к попаданию в них радиоактивных загрязнений. Экологические последствия применения альтернативных топлив и смазочных материалов вообще не исследовались. Перечисленные факторы при использовании альтернативных топлив и смазочных масел существенно влияют на последующее рациональное использование ОСМ и выбор технологии их переработки.

Токсичность ОСМ определяется разложением масел при эксплуатации. Токсичные загрязнения, такие, как свинцовые антидетонаторы, продукты неполного сгорания топлива в ММ, металлические примеси (продукты износа), разложившиеся присадки, бактерии, грибки возникают при окислении и термическом разложении. Токсичность нефтяных масел повышается с ростом их молекулярной массы и кислотного числа, с увеличением в их составе доли аренов, смол, сернистых соединений. Соединения с разветвленной боковой цепью менее токсичны, чем углеводороды нормальной строения. Циклические соединения обычно токсичнее, чем соединения с открытой цепью. Ненасыщенные соединения более токсичны, чем насыщенные. Опасность увеличивается с ростом растворимости масляных компонентов в жидкостях, что повышает возможность проникновения в организм [6]. Чрезвычайно опасными с точки зрения токсичности являются отработанные синтетические масла, особенно на основе полихлордифенилов. Например, сложные эфиры фосфорной кислоты обладают раздражающим и неврологическим действием. Отработанные масла в 15-30 раз токсичнее свежих масел. О токсичности некоторых масел было известно более 70 лет назад, однако только последние 15-20 лет этому вопросу уделяется пристальное внимание. Более 30 лет назад на это обстоятельство обращал внимание К.К. Папок [10]. Однако такие работы до сих пор ведутся в

незначительном объеме [15]. Производство и применение масел на нефтяной и синтетической основе в ряде случаев приводит к возникновению ксенобиотиков – веществ, полностью чуждых биосфере, зачастую обладающих высокой токсичностью, практически не участвующих в обменных процессах и вследствие этого накапливающихся в живых организмах. К ним в первую очередь относятся полихлордифенилы, полихлордифензодиоксиды и полихлордибензофураны. Токсичность особенно характерна для масел с присадками, претерпевающих химические превращения в условиях эксплуатации. Нефтяные смазочные материалы являются также источником полициклических аренов и нитрозаминов, не ксенобиотиков, но также представляющих существенную опасность вследствие канцерогенности и негативного влияния на обменные процессы в живых организмах.

В плане экологических проблем за последние 4-5 лет усилилась канцерогенная активность некоторых работающих нефтяных масел по сравнению со свежими вследствие накопления биологически активных полициклических аренов (ПА), продуктов неполного сгорания топлива и термического разложения масла [15]. Потенциальными канцерогенами являются нитрозамины, возникновение которых происходит при каталитическом воздействии ряда микробов и посторонних загрязнений на присадки к маслам [3]. Десятикратное увеличение соединений ПА характерно для работающих дизельных масел. Стократное и более увеличение соединений ПА наблюдается в маслах бензиновых двигателей благодаря попаданию в них продуктов неполного сгорания бензина. Таким образом, канцерогенность ОСМ связана с присутствием ПА, однако она не должна рассматриваться отдельно от других экологических свойств. В этой связи задача усложняется необходимостью исследования весьма малых количеств соединений очень сложной структуры.

Смазочные материалы, как товарные, так и отработанные, представляют существенную экологическую опасность, тем более в виде сложных многокомпонентных смесей, образующихся при сборе масел в промышленных масштабах. [15]. К тому же источниками устойчивого загрязнения почвы, водоемов и атмосферы являются не только сами отработанные смазочные материалы, в том числе и ОСМ, а также и отходы их переработки, которые чаще всего не утилизируются и представляют собой еще большую опасность, чем сами ОСМ и отработанные смазочные материалы. Лишь незначительная часть из попадающих в окружающую среду вышеперечисленных продуктов обезвреживается естественным путем - окислением, фотохимическими реакциями, био-разложением (составляет всего 10 ... 30 %). Кроме того, при рассмотрении экологической опасности, связанной с ОСМ, следует учитывать производство и эксплуатацию как смазочных материалов, так и присадок к ним, так как многие присадки обладают неблагоприятными свойствами (серо- и хлорсодержащие продукты, биоциды) [9].

ОСМ вызывают экологические и медицинские проблемы в плане личной гигиены при работе со свежими и отработанными смазочными

маслами, где отсутствие средств защиты приводит к возникновению дерматитов, обезжириванию кожи, появлению трещин и, как следствие, занесению инфекции.

С точки зрения медицинской проблемы дерматологические и аллергические заболевания вызывают отработанные нефтяные масла в связи с усложнением их состава. Считается, что наибольшую опасность в ОСМ представляют галогенсодержащие соединения хлора (0,3...0,65 %), способные вызывать раковые заболевания, расстройство иммунной системы, бесплодие. Хлорорганические соединения в ОСМ создают опасность для грунтовых вод, проникают в жировые ткани, где отлагаются и накапливаются по причине своей незначительной биоразлагаемости. В образцах свежих, отработанных и регенерированных моторных масел, в загрязненной маслами почве обнаружены продукты разложения хлорсодержащих присадок в количестве до 7 %, в том числе высокотоксичных полихлордибензодиоксинов и полихлордibenзофуранов.

Основным источником катастрофического загрязнения ОСМ являются полихлордифенилы (ПХД) и их производные. Использование ПХД в качестве основы придает синтетическим маслам хорошие диэлектрические свойства, высокую термическую стабильность, огнестойкость. Запрещены они были в связи с отрицательными экологическими свойствами: высокой токсичностью, плохой биоразлагаемостью и возможностью накопления в организме. Однако ПХД в смесях ОСМ превышают 0,02 %, что указывает на образование ПХД в самих СМ в процессе эксплуатации или переработки. При исследовании основных присадок (с содержанием хлора 0,002...35 %) отмечено высокое содержание хлора у противоизносных присадок в редуторных и трансмиссионных маслах. В присадки хлор попадает в процессе производства при использовании катализаторов или из смесей в сырье (0,1...1,0 %). Содержание хлора в свежих ММ составляет 0,092 %. Вместе с тем нет доказательств образования ПХД в работающих ММ [15]. Содержание общего хлора (до 0,64 %) в ОММ зависит от присутствия выносителей свинца в бензинах и от срока службы моторного масла. При термическом разложении и низкотемпературном сжигании ПХД образуют ещё более токсичные вещества: полихлордибензодиоксины, полихлордibenзофураны и наиболее опасные 2-, 3-, 7-, 8-тетра-хлордibenзодиоксины. Присутствие диоксинов и фуранов в отработанных и регенерированных моторных маслах доказано рядом медицинских исследований. Анализ смесей ОСМ и полученных из них базовых масел вторичной переработки выявил содержание до 0,035 % гекса-, гепта-, октаизомеров хлордibenзодиоксинов и хлордibenзофуранов. Не исключено, что хлорсодержащие соединения могут способствовать возникновению токсичных диоксинов и фуранов непосредственно в процессах вторичной переработки (например, при вакуумной перегонке ПХД концентрируются в низко-кипящих фракциях) [7]. В той же степени опасны аналогичные соединения других галогенов, например, полибромдифенилов (бром используется как выноситель свинца в этилированных бензинах).

Результаты экологических и эпидемиологических исследований трудны для интерпретации по причине различий в методах оценки степени воздействия экологических опасных компонентов ОСМ на биосферу. Экологические последствия и степень риска для здоровья людей при существующем уровне загрязнения окончательно не выяснены [14]. Факт глобального экологического кризиса свидетельствует о качественно новом уровне противодействия биосферы человеку [4]. Это проявляется, прежде всего, в действии на организм человека наиболее опасных компонентов смазочных материалов – полихлордефинолов (ПХД), которые при неполном сгорании, в основном бензина, образуют еще более токсичные производные фуранов и диоксинов, разрушающих иммунную систему людей и животных, вызывающих рак и нарушающих нормальную репродуктивную их способность (рис. 2). У свежих масел селективной очистки и отработанных дизельных масел отсутствуют признаки токсичности и канцерогенности, а вот у неочищенных масляных дистиллятов, дистиллятных экстрактов и ОММ из бензиновых двигателей канцерогенность и токсичность существенные, причем у ММ бензиновых двигателей канцерогенность появляется после пробега свыше 5 тыс. км одновременно с образованием и накоплением ПА. На накопление ПА влияет тип двигателя и срок службы ММ. Зарубежные специалисты считают необходимым пересмотр срока службы ММ и ограничение его оптимальной продолжительности с точки зрения экологии. Научно обоснованные критерии срабатываемости свойств масел, смазок и специальных жидкостей к настоящему времени не разработаны. Существующие показатели далеко не всегда учитывают реальную работоспособность смазочного материала. Поэтому в ряде случаев придерживаются норм, рекомендованных специалистами по конструированию машин и оборудованию. Эти нормы не учитывают реальную работоспособность и фактическое состояние смазочного материала. К качеству получаемых из ОСМ продуктов предъявляются достаточно высокие требования, а это предполагает применение более эффективных и информативных методов анализа не только показателей качества, но и экологических показателей. При оценке экологической опасности необходим в первую очередь анализ новых специфических загрязнений в ОСМ, содержания в них ПА, органических соединений галогенов, и в первую очередь ПХД. Ранее при оценке канцерогенной активности ОСМ использовали животных. При высокой надёжности данный метод является весьма длительным (до 3 лет) и дорогостоящим (свыше 15 тыс. долларов за один образец нефтепродукта) [15]. В последнее время при оценке канцерогенной опасности путем определения содержания ПА в маслах используют жидкостную хроматографию [3].

Отработанные масла по своим действительным характеристикам гораздо более опасны для окружающей среды, чем это принято считать. К тому же на сегодняшний день количество экспериментальных исследований по оценке токсичности и канцерогенности ОСМ крайне мало, что не позволяет в полной мере определять уровень связанной с

ними опасности, поэтому просто их захоронить или сжечь при утилизации становится невозможным. Они требуют специальной обработки на обезвреживание. Такая обработка хорошо встраивается в технологию регенерации, совмещая полезное с необходимым. Регенерация смазочных масел, выполненная с учётом экологических требований, становится по праву одним из лучших способов их утилизации. Обеспечивая прирост местных ресурсов производства масел, она предохраняет окружающую среду от загрязнения [2, 3, 6, 15]. Таким образом, проблему использования смазочных материалов следует рассматривать не только как техническую и экономическую, но в значительной степени как экологическую, где одним из эффективнейших способов предотвращения загрязнения окружающей среды есть максимальное вовлечение ОСМ в переработку. Вместе с тем переработка отработанных масел во всем мире не превышает 5% от потребления.

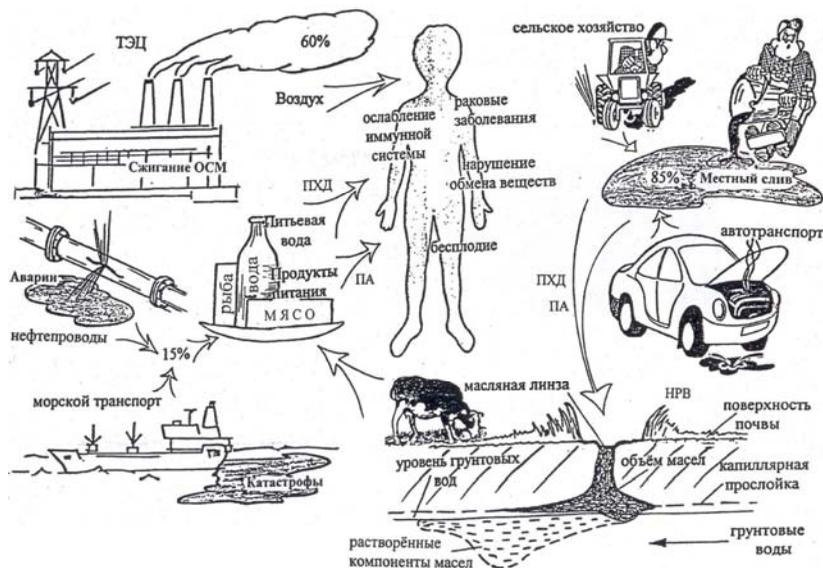


Рис. 2. Экологические проблемы загрязнения окружающей среды отработанными маслами

Так как экологическая проблема утилизации ОСМ стоит остро, во многих развитых странах приняты меры по предотвращению загрязнений: организовывается квалифицированный сбор ОСМ, разрабатываются эффективные способы удаления из них экологически опасных соединений, осуществляется очистка почвы и вод. Достигнутые результаты локальны, поскольку предпринимаемые меры устраняют следствие, а не причину – источник загрязнения.

Из приведенного анализа следует, что ОСМ нельзя сжигать и сливать в землю; ОММ бензиновых двигателей более токсичны, чем дизельных; ОСМ на синтетической основе более токсичны, чем на минеральной; присадки в маслах (особенно хлорсодержащие в трансмиссионных и редукторных) усиливают токсичность ОСМ; попадание топлива в смазочные масла двигателей увеличивает токсичность ОММ; увеличение срока службы ММ усиливает канцерогенность ОММ; при промышленном сборе ОСМ многокомпонентные смеси более опасны, чем ОММ, в том числе вероятностью радиационного и биологического заражения; при вторичной переработке (глубокой вакуумной перегонке) образуются более токсичные компоненты, чем при регенерации; отходы вторичной переработки более опасны, чем ОСМ.

С экологической точки зрения вопросы дифференцированной регенерации ОСМ на речном и морском водном транспорте не изучались. Не рассматривались вопросы преимущества регенерации перед другими способами утилизации ОСМ.

Библиографический список

1. *Азаркин Н.Н.* Отработанным нефтепродуктам – вторую жизнь // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1987. № 12. С. 64.
2. Большая энциклопедия транспорта: Экология. Т. 1. СПб., 1998. С. 334-336.
3. *Вронский В.А.* Прикладная экология: учеб. пособие. Ростов н/Д.: Феникс, 1996. 512 с.
4. *Данилов-Данильян В.И., Горшков В.Г., Арский Ю.М. и др.* Окружающая среда между прошлым и будущим: мир и Россия. М.: ВИНТИ, 1994. 133 с.
5. *Дерягин Б.В.* О природе маслянистости смазочных средств и методах ее количественной оценки // Трение и износ. Т. 1. М.: АН СССР, 1939.
6. *Евдокимов А.Ю., Лапши В.Л., Джамалов А.А.* Отработанные смазочные материалы и вопросы экологии // Химия и технология топлив и масел. 1992. № 11. С. 26-30.
7. *Евдокимов А.Ю., Фукс И.Г., Загородный Н.Г.* Экологические аспекты использования отработанных смазочных материалов // Химия и технология топлив и масел. 1990. № 11. С. 3.
8. *Луканин В.Н., Трофименко Ю.В.* Промышленно-транспортная экология: учебник для вузов // Под ред. В.Н. Луканина. М.: Высш. шк., 2001. 273 с.
9. *Павлов А.Г., Резников В.Д.* Новые требования к моторным маслам за рубежом // Химия и технология топлив и масел. 1994. № 7. С. 33-37.
10. *Папок К.К., Барон И.Г.* Ядовитость топлив, масел и технических жидкостей. М.: Изд-во Минобороны СССР, 1960. 79 с.
11. Производство смазочных материалов в России: факт и прогноз // Мир нефтепродуктов. 1999. № 1. С. 9-11.

12. *Соболев Б.А.* Производство смазочных масел предприятиями России // Мир нефтепродуктов. 2000. № 2. С. 1-2.
13. *Сурин С.А.* Отработанные масла: вторая жизнь // Мир нефтепродуктов. 2000. № 2. С. 22-24.
14. *Стадницкий Г.В., Родионов А.И.* Экология. М.: Высш. шк., 1988. С. 272.
15. *Фукс И.Г., Евдокимов А.Ю., Лашхи В.Л., Самойхмедов Ш.М.* Экологические проблемы рационального использования смазочных материалов. М.: Нефть и газ, 1993. 352 с.
16. *Шеннон И., Шей Р.* Смазочные материалы: снижение вредного воздействия на окружающую среду // Мир нефтепродуктов. 2000. № 3. С. 30-33.
17. *Юзефович В.И.* Организация сбора отработанных масел // Мир нефтепродуктов. 2001. № 3. С. 28-30.

УДК 536.24+629.12.002

В.Д. Чайка, Л.И. Ильченко, Дальрыбвтуз, Владивосток

ТЕПЛОВОЙ ДВУХФАЗНЫЙ ПОГРАНИЧНЫЙ СЛОЙ ВОДЫ НА ГОРИЗОНТАЛЬНО ПЛОСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Выполнен анализ экспериментальных данных по пузырьковому кипению воды в условиях атмосферного давления, полученных разными исследователями на горизонтальных плоских поверхностях нагрева. Установлено влияние нагрева и геометрии поверхности на процесс кипения. Выявлено влияние термокапиллярной конвекции на формирование теплового пограничного и двухфазного кипящего пристенного слоя на процесс кипения.

В настоящее время принята общая концепция теплового пограничного слоя (т.п.с.) как метода, позволяющего определить температуру начала закипания на плоских металлических поверхностях нагрева, при этом окружающая тепловой пузырь жидкость, увеличиваясь в объеме, понижает свою температуру. При повышении температуры в т.п.с., когда $T_n \leq T_o$, происходит зарождение парового пузыря. Он растет и отталкивает пристенный слой жидкости. Верхняя часть межфазной границы парового пузыря, испаряясь, поглощает избыточную энтальпию и понижает температуру окружающих слоев жидкости. Одновременно происходит испарение в пузырь перегретой микропенки между ее основанием и поверхностью перегрева. Температура на всех участках межфазной границы резко снижается. К моменту отрыва пузыря от поверхности пластины она может быть ниже T_n , равна ей или выше ее. Вероятно, это зависит от режима пузырькового кипения, форм и поверхности кипения.

Наличие разрывов в пограничном слое [8] создает необходимость изучать процесс переноса плотности теплового потока в т.п.с., в котором создаются условия для регенерации паровых зародышей на металлической поверхности нагрева. Это требует статического анализа пульсации температуры, скорости пульсации температуры и скорости движения жидкости около нагретой стенки.

Как показали многочисленные исследования теплообмена при кипении, этот процесс можно изучать с позиции макроскопических или микроскопических подходов. С макроскопической точки зрения для описания процессов переноса требуются значения определенных феноменологических законов макроскопических уравнений переноса, уравнения сохранения количества движения и энергии. Микроскопический подход к изучению процессов переноса основан на статической и квантовой концепции большого числа частиц в системе.

Известно, что при зарождении и росте парового пузыря на горизонтальной нагретой пластине между основанием пузыря и пластиной образуется слой перегретой жидкости (микрослой), однако механизмы его образования и его гидродинамика пока неизвестны.

Из анализа многочисленных публикаций следует, что основная доля теплового потока при росте парового пузыря в условиях $P \leq 100$ кПа отводится главным образом испарением этого микрослоя. На рис. 1 приведена кривая зависимости $q = b (\Delta T_c)$, при кипении воды на медной пластине, полученная Р. Гертнером [2], которая охватывает всю область пузырькового кипения от начала генерации паровых пузырей до перехода к пленочному кипению. По Гертнеру, с момента действия хотя бы одного «активного» центра генерации паровых пузырей начинается первая стадия пузырькового кипения – режим изоляционных пузырей.

Вследствие сильной турбулизации в потоке т.п.с. не может расти бесконечно. По достижении некоторой предельной толщины вихревая диффузия становится настолько сильной, что здесь устанавливается постоянная температура, равная температуре основной массы жидкости [3].

Толщина микрослоя определяется движением жидкости на границе основания растущего пузыря. Повышение плотности теплового потока (q) сопровождается прорывом жидкой пленки и появлением сухих пятен между частями основания пузыря и греющей поверхностью, что указывает на переход к пленочному кипению [2].

Детальное изучение микрослоя, находящегося под паровым пузырем, подтверждает модель его испарения, которое показывает, что эта модель лучше описывает рост пузыря при низких давлениях.

Ф. Мур и Р. Меслер [4] отметили, что значительные пульсации температуры поверхности нагрева объясняют высокую скорость испарения жидкой пленки через межфазную границу под основанием парового пузыря.

В 1965 г. Б. Маркус и Д. Дропкин провели обширное исследование т.п.с. на медной пластине, покрытой никелем, при пузырьковом кипении

воды в большом объеме, из которого следует, что толщина т.п.с. уменьшается с увеличением плотности теплового потока. При этом была получена зависимость между экстраполированной толщиной перегретого слоя и коэффициентом теплоотдачи (рисунки 1 и 2) [5].

В 1968 г. Т. Липперт и Р. Дугель предприняли исследование, аналогичное исследованию Маркуса и Дропкина, в котором измерили температурные профили т.п.с. для фреона-113, метилового спирта и воды при кипении их на медной поверхности нагрева.

Анализ экспериментальных данных на рис. 2 показывает, что каждому изменению наклона кривых соответствуют изменения в структуре течения микрослоя под паровым пузырем. Маркус и Дропкин объясняют [5] это явление изменением режима течения жидкости в т.п.с. из ламинарного в турбулентный. Это происходит при толщине т.п.с. $\delta_T = 0,27$ мм. Липперт и Дугель считают, что изменение наклона кривой соответствует переходу от конвективного теплообмена к теплообмену при пузырьковом кипении с толщиной т.п.с. $\delta_T = 0,19$ мм.

Первому изменению наклона соответствует переход из режима естественной конвекции в область отдельных пузырей (точки А, А'), кривая $\alpha = \beta$ (δ_T), а затем переход в область паровых грибов (точка Б). На рис. 1 этому режиму также соответствует изменение наклона кривой $q = \beta$ (ΔT_0). Это переходная область, в которой происходит переход к пленочному режиму кипения. На рис. 2 начало этого режима отмечено точкой В. Шлихтинг Г. полагает, что моделью для расчета δ_T (т.п.с.) может служить модель заторможенного ламинарного конвективного потока, которая имеет вид [13]

$$\delta_T = 5 \sqrt{\frac{\nu \ell}{U}}, \quad (1)$$

где U – скорость течения жидкости, $\ell = \sqrt{\frac{\delta}{g(\rho' - \rho'')}}$ – линейный размер,

ν – коэффициент кинематической вязкости.

В том же 1968 г. Бобст Р. и Колвер С. сообщили об изменениях температуры в т.п.с. при кипении насыщенной воды в большом объеме, чем подтвердили достоверность результатов предыдущих работ и тоже получили связь коэффициента теплоотдачи с экстраполированной толщиной т.п.с. в более широком диапазоне изменения режимных параметров [7].

По экспериментальным данным [2], паровые пузыри при закипании воды зарождались при плотности теплового потока $q_0 = 33,145$ кВт/м² и перегреве горизонтальной пластины из меди $\Delta T_0 = 10,4$ °С, при этом т.п.с. имел толщину примерно 1,5 мм. В центрах активации пар образовывался в виде отдельных пузырьков. При отрыве от поверхности пла-

стины пузыри имели почти сферическую форму или каплевидную и при всплывании в объеме жидкости они принимали самые различные формы. С ростом плотности теплового потока в некоторых центрах вместо отдельных пузырей образовывались паровые струи, затем эти струи сливались, и получались паровые грибы. При $q = 945 \text{ кВт/м}^2$ средний диаметр паровых «ножек» (струй) паровых грибов был равен 0,20 мм, а средняя длина ножек (толщина т.п.с.) была равна 0,12 мм [2].

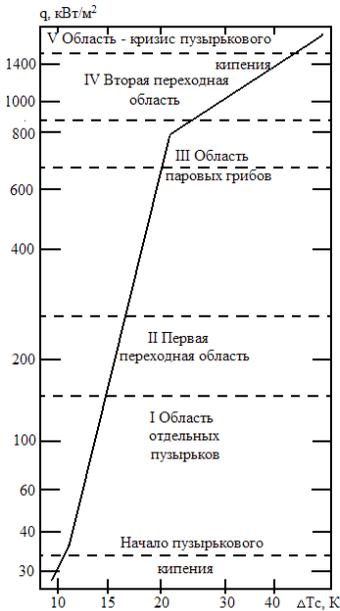


Рис. 1. Влияние парообразования на тепловой и температурный режимы кипения [2]

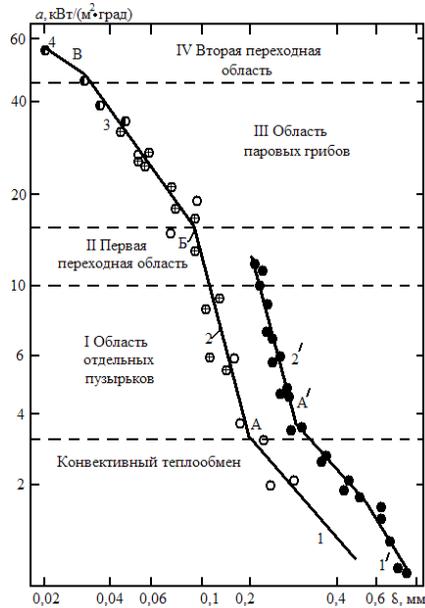


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от толщины двухфазного пограничного слоя: ● - торец медного стержня диаметром 20 мм, покрытый никелем толщиной 5-7 10 мм | 15 |; ○ - торец медного стержня диаметром 50 мм | 6 |; ◻ - пластина из нерж. стали 5,08 x 19 x 63,5 мм | 7 |; ● - | 5 |

В опытах Гриффитса толщина т.п.с. была равна 0,076 мм, и Сю У. объясняет это тем, что δ_m определяется главным образом геометрическими размерами впадин (пор). Сю У. провел анализ толщины т.п.с., предположив, что существует такая толщина т.п.с., в пределах которой, при $R_K < \delta_T$ преобладает молекулярный перенос теплоты, тогда как при $R_K > \delta_T$ температура пограничного слоя должна превышать глубину ак-

тивных впадин. Эта гипотеза привела к следующему выражению для расчета «активных» впадин на поверхности нагрева [12]:

$$R_{\frac{\max}{\min}} = \frac{\delta_T}{C_1} \left(1 \pm \left(1 - \frac{8 \cdot \sigma \cdot T_H \cdot C_2}{r \cdot \rho'' \cdot \delta_T \cdot \Delta T_0} \right)^{1/2} \right) \quad (2)$$

где C_1 и C_2 – константы, равные соответственно 2,0 и 1,6 [3], δ_T – толщина перегретого слоя жидкости.

Согласно уравнению, если величина δ_T известна, то для любых заданных значений давлений и недогрева можно предотвратить начало закипания, или же наоборот, можно оценить величину δ_T , если известна точка начала закипания ΔT_0 .

Фольмер М. предположил, что число зародышей паровых пузырей, вырастающих за некоторый промежуток времени до видимых размеров в жидкости, нагретой до температуры насыщения, пропорционально количеству критических зародышей, образовавшихся за определенный промежуток времени. И анализ многочисленных литературных данных подтверждает наличие этого процесса, который сопровождается «набуханием» объема жидкости и образованием теплового пограничного слоя [9].

Тьен С. считает, что одним из основных вопросов, не решенных в работе Сю У., является вопрос о природе т.п.с., в частности о его толщине. Существуют два определенных типа т.п.с. при пузырьковом кипении. Первый тип т.п.с. существует в области, где движение жидкости обусловлено сильным воздействием всплывающих пузырей. Тьен С. предлагает решать эту задачу, используя метод обращенного заторможенного течения, которое имеет одинаковое распределение скорости при изменении знака ее направления. Поскольку направление потока не влияет на распределение температуры, то интенсивность теплообмена соответствует случаю заторможенного течения.

Толщина т.п.с. первого типа обозначена на рис. 3 через δ_{T1} . Точно такой же характер поведения т.п.с. наблюдали Сю У. и Грэхем [1]. При фотографическом исследовании, т.е. для кипящей воды, т.п.с. становится тоньше. Уравнение, которое согласуется с гипотезой Тьена С., имеет вид

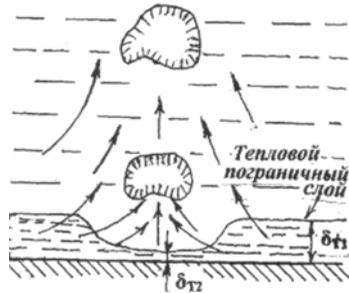


Рис. 3. Схема поля температур теплового пограничного слоя при закипании воды на горизонтальной пластине [21]:
 δ_{T1} – однофазный т.п.с.,
 δ_{T2} – двухфазный тонкий д.п.с.

$$\alpha = C \cdot \delta_T, \quad (3)$$

где, по Тьену, $C = 3,22$, у Маркуса и Дропкина $C = 1,57$ среднее значение $C = 1,65$, $n = 2,6$.

Второй тип т.п.с. существует в узкой зоне эффективного центра образования (см. рис. 3) и является определяющим фактором в последующем процессе генерации пузырей.

Корреляция для известных экспериментальных данных в области II не установлена, однако каждая кривая (см. рис. 2) для области II имеет примерно один и тот же угол наклона ($n = 2,6$), но значение постоянной в уравнении (2) зависит и от свойств жидкости. Приняв за основу гипотезу Фольмера-Деринга, рассмотрим некоторые результаты фотографического исследования, полученные Гертнером Р. [2], в процессе «набухания» пристенного слоя жидкости перед её закипанием и развитием величины δ_T ,

На теновом снимке видны конвективные токи в жидкости вблизи нагретой плоской поверхности. Волнистая серая лента-струя, входящая в тепловой слой при отрыве пузыря непосредственно от поверхности нагрева, изображает т.п.с. перегретой жидкости. Измерения показывают, что этот тепловой слой имеет среднюю толщину 1,5 мм. Угол отделения струи от пузыря составляет 54° . Структура этой струи по внешнему виду сходна со струями, наблюдавшимися за движущимися каплями жидкости, пузырьками газа в кипящем слое при псевдоожигении и твердыми сферами. Гертнер установил, что скорость струи, тянущейся за газовым пузырем, не отличается от скорости роста пузыря на расстоянии 1,1 его диаметра, а затем резко падает и становится пренебрежимо мала.

Фотоснимки, сделанные теновым и шпирен методами и показывающие поведение т.п.с. при кипении в области отдельных пузырьков, были опубликованы Гертнером Р. в работе [2]. Он установил, что возмущения, возникающие в т.п.с. вследствие генерации пузырьков, распространяются примерно на 1 диаметр пузырька от центра активации.

На рис. 4 представлена упрощенная схема температурных и гидродинамических полей в тепловом пограничном слое на нагретой горизонтальной пластине. Если повышается плотность теплового потока, то растет температура стенки и растет температура теплового пограничного (пристенного) слоя жидкости до ΔT_0 . При таком уровне перегрева происходит генерация паровых пузырей и формируется двухфазный поток.

Первая стадия роста зарождение пузыря (1) происходит в области «А» в режиме без силового воздействия со стороны окружающей среды. В случае высоких скоростей роста в области «Б» пузырь принимает полусферическую форму (4), и большая часть пара поступает в паровой пузырь за счет испарения микрослоя. Для области высоких давлений стадия роста пузыря протекает без учета инерционных сил в области «В». В этом случае паровой пузырь растет за счет испарения жидкости в подложке (4*) и $T_{ж} - T_n = \Delta T_0$. Паровой пузырь, вырастая в области вы-

соких давлений, находится в стадии отрыва. Температура жидкости, окружающей паровой пузырь, превышает температуру насыщения T_n . Температура стенки $T_c - T_0$, температурный напор микрослоя $T_{ж} = T_0$.

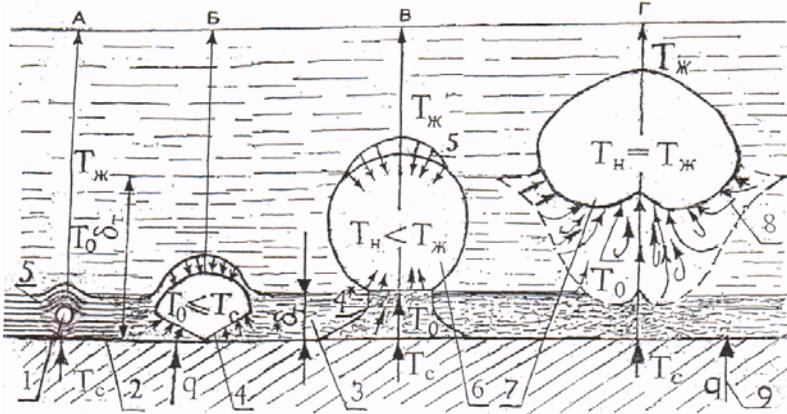


Рис. 4. Упрощенная схема распределения тепловых и гидродинамических потоков в двухфазном пограничном слое на горизонтальной пластине:
 1 – зародыш парового пузыря; 2 – поверхность нагрева; 3 – двухфазный пограничный слой; 4 – микрослой (4* подложка пузыря); 5 – перегретый слой;
 6 – паровой пузырь в стадии отрыва; 7 – отрыв пузыря от пластины;
 8 – термогидродинамика потока при отрыве пузыря; 9 – плотность теплового потока; А, Б, В, Г – области, в каждой из которой происходит развитие соответствующих стадий роста парового пузыря соответственно; зарождение; рост до отрыва от центра зарождения (Б и В – два варианта) и стадия отрыва

Область «В» характеризует в области низких давлений начальную стадию отрыва, при этом перегретые слои жидкости поступают в подложку пузыря и через его фронтальную границу.

Область «Г» – стадия отрыва парового пузыря фронтальная граница пузыря выталкивает перегретый слой жидкости, который замыкает его кормовую границу.

В работе [11] на основе анализа результатов кинематографического исследования были установлены две области генерации и скорости роста паро-паровых пузырей – динамическая инерционная и энергетическая тепловая. Первая область высоких давлений характеризуется низкой скоростью роста пузырей и низким значением температурного напора начала пузырькового кипения (ΔT_0).

Вторая область характеризуется высокими скоростями роста пузырей, высокими значениями ΔT_0 , полусферической формой пузыря, принимающих в момент отрыва форму сфероида вращения.

В литературе сделано несколько попыток анализа пульсаций температуры при кипении в большом объеме. Изучение пульсаций в боль-

шом объеме позволяет получить информацию об интенсивности самого процесса кипения. Пульсации температуры в т.п.с. вызваны двумя факторами: объем жидкости находится при том же самом перегреве, который соответствует перегреву жидкости, а температура T_n равна соответствующему давлению в системе [8]. Нулевая амплитуда соответствует сигналу термопары, когда ее горячий спай находится в паре.

В работе [8] Афган Н. делает вывод о том, что все решения описывают перенос теплового потока вблизи межфазной границы парового пузыря, около которой формируется тепловой слой. Афган Н. полагает, что при любом образовании пара в жидкости с однородной температурой без посторонних центров генерации паровых пузырей температура жидкости не должна превышать максимальный перегрев, который соответствует границе метастабильного состояния.

В [8] он вводит понятия «двухфазный пограничный слой (д.п.с.)» и «двухфазный кипящий пограничный слой (д.к.п.с.)», который, вероятно, характеризует температурное поле около пузыря, параметры которого: температура насыщения (T_n), температура жидкости (T_j), температура начала закипания и температура жидкости ($T_0 - T_j$), т.е. параметры, которые характеризуют уровень термогидродинамической границы устойчивости данной системы. В этом случае поток может быть недогрет, иметь температуру насыщения или быть перегретым. Далее Афган Н. отмечает, что скорость течения жидкости около пузыря можно определить, измерив скорость его роста. По кинограммам, толщина т.п.с. для $t = 2$ мс, $\delta_m = 0,5$ мм, скорость течения жидкости вблизи растущего пузыря составляет $W = 0,8$ м/с. Используя подвижную микротермопару, он доказал наличие т.п.с. вокруг растущего пузыря.

Измерение температурного поля в двухфазном кипящем пограничном слое было выполнено на горизонтальной плоской полированной поверхности из нержавеющей стали площадью 600 мм^2 Афган Н. делает вывод о том, что вокруг межфазной границы парового пузыря существует тепловой пограничный слой, который, испаряясь, выталкивается растущим пузырем.

Анализ опубликованных в литературе данных позволяет сделать вывод о том, что термогидродинамические процессы, протекающие в т.п.с., являются менее сложными, чем в д.к.п.с. На рис. 5 показан типичный пример пульсаций перегрева жидкости в фиксированной точке д.п.с. при кипении на горизонтальной пластине. Афган Н. выделил три характерных периода. Период I соответствует времени, когда горячий спай термопары находится в жидком перегретом слое (т.п.с.), окружающим паровой пузырь в процессе его роста. Период II фиксирует время, в течение которого термопара находится в паре, а период III фиксирует время, в течение которого горячий спай находится в окружающей жидкости.

Каждая область имеет свои собственные температурные пульсации. Известно, что температура паровой фазы не подвержена пульсациям и соответствует температуре насыщения. Пульсации в жидком

перегретом слое соответствуют тем пульсациям, которые наблюдались в системе при самых высоких температурах. По этой методике для уровней температуры вводятся два ограничения – температура насыщения (T_n) и температура перегрева (T_0). Переход от перегретого слоя к окружающей жидкости определяется соответствующей производной по времени, связанной с процессом переноса теплового потока между этими двумя областями. Это означает, что избыточная энтальпия в жидком перегретом слое частично передается окружающей жидкости, определяя соответствующую скорость изменения температуры на границе областей д.п.с. Известно, что температура паровой фазы соответствует температуре насыщения и не подвержена пульсациям. Термопара дает чередующиеся показания температур перегрева окружающей жидкости и пара. Отсюда следует, что пузырь должен быть окружен перегретыми слоями жидкости, а температурный напор между перегретой жидкостью и стенкой регулирует отвод теплового потока.

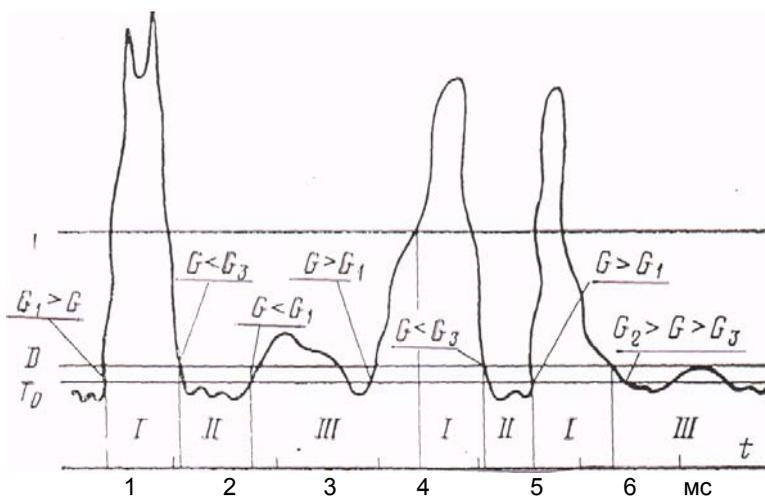


Рис. 5. Пульсации перегрева жидкости в двухфазном пограничном слое [8]

Известно, что при естественной конвекции тепловой пограничный слой (т.п.с.), имеет две структуры - ламинарную (внутреннюю) и турбулентную (наружную).

Появление парового пузыря в т.п.с. определяет запуск механизма генерации паровых пузырей. Образуется двухфазный пограничный слой (д.п.с.). В д.п.с. формируется турбулентно-пульсационный режим течения двухфазного потока. Очевидно, использование нестационарной теплопроводности до распространения теплового поля в т.п.с. должно рассматриваться для анализа конвективного теплового потока.

И поэтому пузырь должен быть окружен перегретыми слоями жидкости, а температурный напор между перегретой жидкостью и паром регулирует процесс роста пузыря. Этот тип модели применим главным образом при рассмотрении последней стадии роста пузыря. Различные типы решений были получены при использовании уравнения Клапейрона-Клаузиуса

$$(P'' - P_0) / \rho^l = [(T'' - T_n) \rho^l \cdot T_n] \cdot \rho^l r \quad (4)$$

при соответствующих начальных и граничных условиях.

Разность температур между жидкой и паровой фазами является тем параметром, который определяет величину отклонения неравновесного состояния системы от соответствующего равновесного состояния. Отсюда следует вывод, что изучение пульсаций температуры позволяет получить информацию об интенсивности процесса пузырькового кипения и основными причинами, вызывающими пульсации температуры при пузырьковом кипении в д.п.с. являются пульсации прямоугольного сигнала, которые являются результатом изменения паросодержания в любой фиксируемой точке системы. Экспериментальное исследование пульсаций температуры в д.п.с. было изучено подвижной микротермопарой. Измерение пульсаций температуры при кипении воды выполнялось на вертикальных и горизонтальных поверхностях нагрева. Афган Н. также получил, что при увеличении плотности теплового потока толщина т.п.с. на поверхности нагрева уменьшается. По его мнению, указанное обстоятельство является результатом увеличения турбулентности вблизи обогреваемой стенки. Результаты исследований, опубликованные в [8], показывают, что возрастание плотности теплового потока сопровождается падением температуры в т.п.с., окружающим пузырь, при увеличении расстояния от обогреваемой стенки.

Пузырьковому кипению предшествует режим термогравитационной конвекции. Переход от конвективного теплообмена к пузырьковому кипению обусловлен термогидродинамикой потока. Схема течения жидкости около плоской горизонтальной пластины, обращенной нагретой частью вверх и вниз, представлена на рис. 6.

Установлено многочисленными исследованиями, что зарождению парового пузыря на горизонтальной пластине, обращенной нагретой частью вверх, соответствует турбулентный режим течения жидкости. Течение при больших числах Релея ($R_a = 3000-3100$) имеет постоянную завихренность в ядре валика. Движение жидкости около нагретых горизонтальных пластин носит иной характер и зависит от размера пластины [2, 14, 19]. На пластине, обращенной нагретой поверхностью вверх, образуются восходящие потоки, соответствующие схеме, приведенной на рис. 6, 3 – малые размеры пластин ($\delta_T > 1$), а на рис. 6, 1 большие размеры ($\delta_T < 1$). В последнем случае центральная часть пластины как бы изолирована потоками жидкости, за счет притока или «провала» холодной жидкости сверху [14].

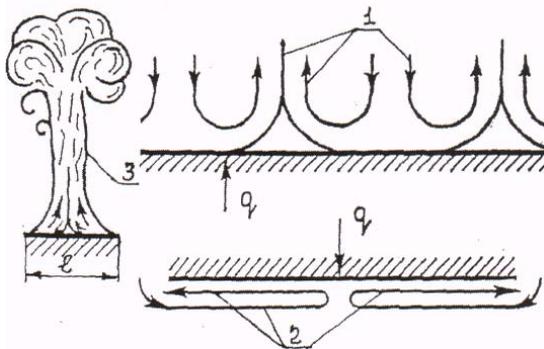


Рис. 6. Схема движения конвективных потоков около горизонтальных нагретых пластин: 1 – циркуляция потоков около пластины больших размеров; 2 – ячеистая структура течения около пластины, обращенной нагретой частью вниз; 3 – подъемный ствол конвективных потоков около пластины малых размеров [14]

Из анализа картины на рис. 6 следует, что структура т.п.с. и, следовательно, интенсивность теплоотдачи зависят от размеров горизонтальных пластин и от их ориентации относительно вектора силы тяжести.

На горизонтальной плите [14], обращенной нагретой поверхностью вверх (см. рис. 6, 1 и 6, 3), распределение температуры с точностью до 7 % аппроксимируется

$$\Phi = B \cdot e^{-c(x-0,07)^2} + B(0,07 - x)^2, \quad (5)$$

где X – координата по длине полости: $0 \leq X \leq 0,14$, A , B и C – численные коэффициенты, $30 \leq A \leq 50$, $2700 \leq B \leq 3700$, $300 \leq C \leq 400$.

В работе [16] установлено, что отвод теплового потока от горизонтальной пластины при термогравитационной конвекции осуществляется главным образом системой парных вихрей, образующихся на плоской горизонтальной поверхности нагрева, в диапазоне изменения критерия Релея $1700 \leq Ra \leq 10^5$. Схема завихренности течения жидкости показана на рис. 7.

На основе интегральных соотношений импульса и энергии, а также законов течения и теплообмена для пограничного слоя, нарастающего на поверхности от вихря, авторы работы [16] получили замкнутую систему уравнений и аналитическое решение задачи теплообмена при свободной термогравитационной конвекции. Толщину т.п.с. они рекомендуют определять по формуле

$$\delta_T = 2,88 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \nu}{\Delta T_0 \cdot \beta \cdot g} \right)^{1/3}, \quad (6)$$

где α – коэффициент температуропроводности, ν – коэффициент кинематической вязкости, β – коэффициент объемного температурного расширения, g – гравитационное ускорение, ΔT_0 – температурный напор начала пузырькового кипения.

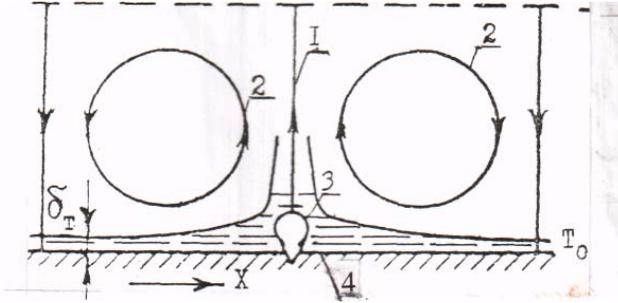


Рис. 7. Схема течения жидкости вблизи горизонтальной нагретой пластины в большом объеме (рисунок заимствован из [61]): 1 – контур циркуляции; 2 – вихрь циркуляционного контура; 3 – зародыш парового пузыря; 4 – поверхность нагрева

При этом предложенная схема течения жидкости будет сохраняться до момента генерации парового пузыря, который должен находиться в т.п.с. толщиной δ_T .

На горизонтальных пластинах малых размеров $1,5 \leq l \leq 2,5$ мм появление ячеистой структуры конвективного потока затягивается в область более высоких плотностей теплового потока. На малых поверхностях нагрева (рис. 6, 3) течение ячеистой структуры отсутствует [18]. На малой поверхности нагрева (горизонтальный торец медного стержня диаметром 1,5 мм) получена картина развития потока (рис. 8), из которой следует, что отсутствуют вихревые течения в виде цилиндрических валиков.

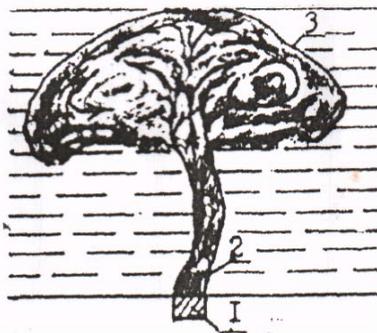


Рис. 8. Репродукция теневой фотографии течения жидкости (воды) около горизонтального торца цилиндра диаметром 1,5 мм при термогравитационной конвекции в условиях атмосферного давления: 1 – горизонтальный торец цилиндрического нагревателя; 2 – ствол подъемного течения нагретых слоев жидкости; 3 – охлаждаемые слои конвективного потока [18]

На рис. 8 представлена репродукция теневой фотографии турбулентного режима течения при термогравитационной конвекции на плоской поверхности диаметром 1,5 мм. Появлению паровых пузырей на торце рабочего участка соответствуют более высокие значения q по сравнению с закипанием в ячеистом слое. При обработке кинограмм определялась средняя скорость подъема жидкости. Скорость подъема потока W не превышала 0,02 м/с. Это значение скорости соответствовало верхней части потока. Внизу у основания потока в области формирования потока эта скорость составляла 0,008 м/с. При турбулентном течении $Re_a = 4700$ частота и амплитуда колебаний ствола подъемного течения зависят от плотности теплового потока и величины недогрева жидкости. При переходе от ламинарного течения к турбулентному появляются вихревые течения в виде цилиндрических валиков [16]. Следуя Дину Р. [22], вихрь любой циркуляции является центром генерации паровых пузырей. На горизонтальной нагретой пластине, находящейся в слое большой высоты, нарушение устойчивости обусловлено работой конвективного механизма и наступает при $Re_a = g \cdot \beta \cdot l \cdot \Delta T_c / \nu \approx 1700$. Объемную термогравитационную силу $P_{m\sigma}$, направленную перпендикулярно горизонтальной поверхности нагрева, определяют по формуле

$$P_{TT} = g \beta \rho \Delta T_c. \quad (7)$$

Формула работы образования парового пузыря в условиях термогравитационной конвекции имеет вид

$$W_{TT} = 4/3 (\pi R^3) (P_{II} - P_{TT}). \quad (8)$$

Известно, что зарождение паровых пузырей в условиях термогравитационной конвекции происходит в порах или микровпадинах плоской поверхности нагрева, которые становятся центрами генерации паровых пузырей.

На горизонтальной плите, обращенной нагретой частью вниз (см. рис. 6, 2), движение жидкости происходит только в пристенном пограничном слое, при этом течение в пограничном слое имеет ячеистую структуру 114'1. Это подтверждает картина конвективного движения воздуха с добавлением для наглядности табачного дыма при дельтаобразном подогреве сверху (рис. 9).

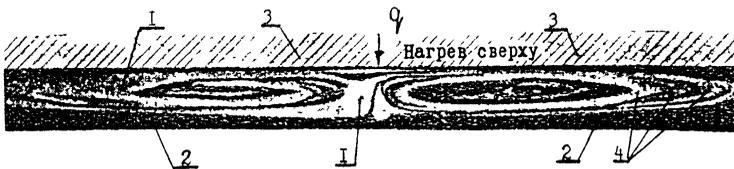


Рис. 9. Термокапиллярная конвекция воздуха и табачного дыма при дельтаобразном подогреве сверху (рисунок из [14]): 1 – табачный дым; 2 – воздух; 3 – горючая пластина, обращённая нагретой частью вниз; 4 – ячеистая структура [14]

На этой горизонтальной плите распределение температуры с точностью до 3,6 % описывается формулой [14]

$$T = -Ath \cdot \frac{X - 0,065}{C} + B, \quad (9)$$

где $2 \leq A < 20$, $21,4 \leq B < 42,4$, $0,03 \leq C < 0,05$, X – координата.

На другой пластине, обращенной также нагретой частью вниз [20], изучалось межфазное течение жидкости визуально в системе вода – *изоамиловый спирт* (рис. 10), и было установлено, что на нижней части при отводе теплового потока также образуется ячеистая структура течения жидкости.

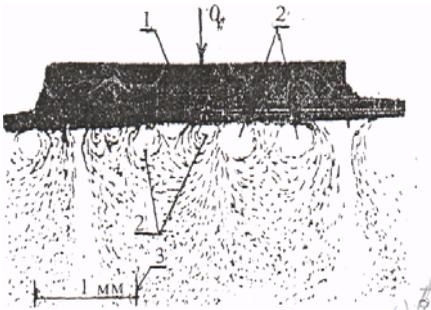


Рис. 10. Схема развития термокапиллярной конвекции в системе вода – *изоамиловый спирт*: 1 – горизонтальная пластина, обращенная нагретой частью вниз; 2 – система парных вихрей; 3 – масштабный элемент; q – плотность теплового потока, давление насыщения – $P_n = 100$ кПа

В работе [20] представлены результаты экспериментов с газовыми и паровыми пузырями на горизонтальной плите, обращенной нагретой частью вниз, которые показали, что градиент поверхностного натяжения, обусловленный разностью температур вокруг газовых и паровых пузырей, создает значительные потоки жидкости (эффект Марангони), что может помочь объяснить их высокое температурное состояние, достигаемое при отводе теплового потока в процессе пузырькового кипения.

При генерации паровых пузырей в [21] наблюдали траекторию движения парового потока и циркуляцию жидкости вокруг газовых и паровых пузырей. Основная траектория потока жидкости показана на рис. 11. Авторы [21] делают выводы о том, что поток жидкости, вызванный эффектом Марангони, служит основным фактором в механизме переноса теплового потока для условий, в которых газовые и паровые пузыри остаются на греющей поверхности относительно длительный промежуток времени. Однако аналитических решений таких гипотез авторы [21] не предлагают.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что ячеистая структура течения на пластине, обращенной нагретой частью вниз, образуется благодаря эффекту Марангони, т.е. действует механизм термокапиллярной конвекции, и движение жидкости на границе раздела фаз обра-

зуется посредством сил поверхностного натяжения, которые являются следствием градиентов концентрации и не зависят от направления вектора силы тяжести.

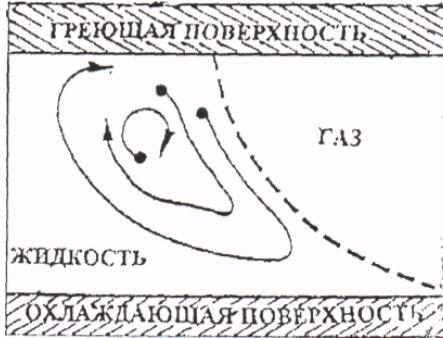


Рис. 11. Фрагмент течения жидкости, вызванный эффектом Марангони, около межфазной границы парового пузыря при температурном градиенте $50\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{см}$ [21]

Однако на горизонтальных трубах из меди диаметром 10-70 мм паровые пузыри зарождаются на нижней образующей спонтанно в любой ее точке. В этом случае просматривается аналогия с кипением на горизонтальной пластине, обращенной нагретой частью вниз, и генерацией паровых пузырей управляет механизм термокапиллярной конвекции [19].

Принято также, что подъемные силы определяют главным образом скорость циркуляции жидкости в ячейках и не оказывают существенного влияния на развитие теплового пограничного слоя [16].

Гертнер Р. выделил по интенсивности генерации паровых пузырей четыре области отвода теплового потока, состояние которых можно проанализировать с помощью рис. 1. Первая область охватывает диапазон изменения перегрева стенки от $\Delta T_0 = 10,4\text{ K}$ до $\Delta T_c = 16\text{ K}$.

Во второй области отдельные центры генерации паровых пузырей начинают «работать» в режиме непрерывной паровой «струи». Эта область соответствует изменению ΔT_c на 2-3 K, при этом диапазон изменения плотности теплового потока $140\text{-}250\text{ кВт}/\text{м}^2$.

Третий режим наступает тогда, когда расстояние между центрами генерации паровых пузырей меньше $2D_0$ отрывных диаметров. В этом режиме парообразования начинается силовое и тепловое взаимодействие между фазами. Для горизонтальной пластины увеличение $q = 190\text{ кВт}/\text{м}^2$ сопровождается изменением внутренних характеристик.

Четвертый режим пузырькового кипения – вторая переходная область – начинается при плотности теплового потока примерно $600\text{ кВт}/\text{м}^2$ и $\Delta T_c = 22\text{ K}$. Эта переходная область продолжается до наступления кризиса пузырькового кипения.

Гертнер Р. выделил в отдельную пятую область плотность теплового потока 1600 кВт/м^2 .

Таким образом, при кипении воды на горизонтальной пластине в условиях атмосферного давления существуют четыре режима пузырькового кипения.

В работах других авторов термогидродинамические режимы исследовались по состоянию пристенного слоя жидкости под паровым пузырем. Исследование толщины пристенного слоя выполнялось главным образом в работах [2, 5, 6, 7, 15]. Сопоставив результаты исследований, приведенные на рис.1, с данными на рис. 2 и используя соотношение

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T_c}, \quad (10)$$

получаем, что в каждой области теплообмена, обозначенной на рис. 1, соответствует определенная область на рис. 2.

Переходная область от конвективного теплообмена к пузырьковому кипению

$$1. \alpha = \frac{q}{\Delta T_c} = 1,082 \delta_T^{-1,0} [6]. \quad (11)$$

$$2. \alpha = \frac{q}{\Delta T_c} = 0,848 \delta_T^{-0,8} [6]. \quad (12)$$

Первая и вторая области пузырькового кипения

$$1. \alpha = \frac{q}{\Delta T_c} = 0,31 \delta_T^{-2,0} [5]. \quad (13)$$

$$2. \alpha = \frac{q}{\Delta T_c} = 0,036 \delta_T^{-2,6} [6]. \quad (14)$$

Область паровых грибов

$$1. \alpha = \frac{q}{\Delta T_c} = 1,1 \delta_T^{-1,056} [7]. \quad (15)$$

$$2. \alpha = \frac{q}{\Delta T_c} = 1,08 \delta_T^{-1,055} [6]. \quad (16)$$

В работах [5, 6, 7, 15] толщина теплового пограничного перегретого слоя жидкости во второй переходной области не изучалась. Для этой области пузырькового кипения автор предлагает зависимость

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T_c} = 5,9 \delta_T^{-0,55}. \quad (17)$$

Перегрев жидкости в большом объеме является общим термодинамическим потенциалом процесса переноса теплового потока. Температурное поле в д.п.с. представляет собой один из основных параметров, определяющих интенсивность процесса кипения. Следует отметить, что измерение пульсаций температуры можно использовать для определения местного паросодержания для любого режима двухфазного потока [8].

Основные причины, вызывающие пульсации в д.п.с., можно отнести за счет пульсаций прямоугольного сигнала, которые являются результатом изменения паросодержания в любой фиксируемой точке. Экспериментальное определение пульсаций температуры в д.с.п. было изучено микродатчиками [8, 15]. Измерение пульсаций температуры при пузырьковом кипении воды проводилось на горизонтальных [8, 15] и вертикальных [8] поверхностях нагрева. При увеличении плотности теплового потока (C_p уменьшается толщина теплового пограничного слоя δ_T). Указанное обстоятельство является результатом увеличения турбулентности вблизи пластины. Эти результаты показывают, что рост δ_T сопровождается быстрым понижением температуры в т.п.с., окружающем паровой пузырь.

Критерий зарождения новой фазы, например, для генерации пара на микровпадинах размера δ_T – характеризует начальную метастабильность жидкости или уровень термогидродинамической границы устойчивости перед закипанием

$$K_T = \frac{(T_c - T'')r\rho''}{T''\delta}. \quad (18)$$

Критерий взаимодействия капиллярных сил, молекулярных сил и сил трения

$$T_0 = \frac{\mu l}{\delta a}. \quad (19)$$

В формуле числа Марангони он характеризует термокапиллярные эффекты на свободной поверхности жидкой фазы.

$$Ma = \left[\frac{DT_c L}{ma} \right] \frac{\partial \delta}{\partial T_c}. \quad (20)$$

На горизонтальных пластинах, обращенных нагретой частью вниз, развивается процесс термокапиллярной конвекции [19-21, 23]. Объемную термокапиллярную силу можно определить по формуле

$$P_{TK} = grad \delta \rho = \left(\frac{\partial \delta}{\partial T_0} \right) grad T_c. \quad (21)$$

Если по экспериментальным данным [19] на верхней части горизонтальной трубы из меди диаметром 70 мм генерация паровых пузырей начинается при $\Delta T_0 = 7,54$ °С, на горизонтальной пластине из меди $\Delta T_0 = 7,2$ °С [24], то на нижней образующей горизонтальной трубы из меди $\Delta T_0 = 2,4$ °С, т.е. на процесс закипания действует механизм термокапиллярной конвекции [19].

Влияние термокапиллярной конвекции на процесс пузырькового кипения обнаружено также в работе [23].

Библиографический список

1. Гиббс Дж.У. Термодинамика. Статистическая механика. М.: Наука, 1981. 584 с.
2. Гертнер Р.Ф. Фотографическое исследование пузырькового кипения в большом объеме // Теплопередача. М.: Мир, 1965. Т. 87. № 1. С. 20-35.
3. Сю У. О предельных размерах впадин на поверхности нагрева, являющихся активными центрами парообразования // Теплопередача. М.: Мир, 1962, Т.84. №3. С.18-29.
4. Moor F.D., Mesler R.B. The measurement of rapid surface temperature during nucleate boiling of water // AIChE. 1961. Vol. 7. No 4. P. 620-624.
5. Маркус В., Дропкин Д. Экспериментальное исследование температурных профилей в перегретом пограничном слое над горизонтальной поверхностью при пузырьковом кипении воды в большом объеме // Теплопередача. М.: Мир, 1965. Т. 87. № 3 С. 14-25.
6. Липперт Т., Дугель Р. Экспериментальное исследование профилей температуры в тепловом подслое при пузырьковом кипении в большом объеме воды, фреона-113 и метилового спирта // Теплопередача. М.: Мир, 1968. Т. 90. № 3. С. 71-77.
7. Bobst R.W., Colver C.M. Temperature Profiles up to Burnout Adjacent to a horizontal Heating Surface in nucleate Pool Boiling Water// Chem. Engn. Progr. Symp. Ser. 1968. Vol. 64. N 82. P. 26-32.

8. *Афган Н.* Перегрев кипящих жидкостей. М.: Энергия, 1979. 79 с.
9. *Volmer M.* Kinetik der Phasenbildung. Dresden-Leipzig, 1938.
10. *Tien C.L.* A hydrodynamic model for nucleate pool boiling. Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 5. P. 533-560.
11. *Лабунцов Д.А.* Современные представления о механизме пузырькового кипения жидкостей. Теплообмен и физическая гидрогазодинамика. М.: Наука, 1974. С. 98-115.
12. *Лабунцов Д.А., Ягов В.В., Городов А.К.* Экспериментальное определение температурного напора начала кипения воды и этанола в области низких давлений / Кипение и конденсация. Рига: Риж. политехн. ин-т, 1977. С. 16-21.
13. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 712 с.
14. *Лыков А.В.* Теплообмен. М.: Энергия, 1972. 560 с.
15. *Цыганок А.А., Сорокин Д.М., Джусов Ю.П.* Экспериментальное исследование профилей температур и паросодержания на горизонтальной поверхности при пузырьковом кипении воды в большом объеме. Обнинск: ФЭИ, 1978. 14 с.
16. *Леонтьев А.И., Кирдяшкин Ф.Г.* О возникновении паровой фазы на горизонтальной поверхности нагрева // ИФЖ, 1969. Т. 16, № 6. С. 1110-1115.
17. *Cooper M.G.* Nucleate Boiling-6th Int. Heat Transfer Conf. Toronto: 1978. Kiyrote pap Ottawa. 1978. Vol. 6. P. 463-471.
18. *Добржанская Г.М., Чайка В.Д.* Применение теневого метода для исследования нагрева и кипения дистиллята // Судовые силовые установки. Владивосток: ДВПИ, 1974. С. 118-124.
19. *Чайка В.Д.* Эксперимент и теория при закипании воды на горизонтальных трубах: моногр. 2-е изд., перераб. и доп. Владивосток: Дальрыбвтуз, 2006. 96 с.
20. *Beer H.* Interfacial velocities and bubble growth in nucleate boiling // Int. Symp Two-Phase Syst. Technion City., Haife, Aug. 29 Sept.1971, 2 S. 1 S. 24 p.
21. *Mg.Grow Y.L., Bamford F.L, Rehm T.R.* Marangoni Flow: An Additional Mechanism in Boiling Heat Transfer Science, 1966, Vol. 153. No 3740. P. 1106-1107.
22. *Дин Р.* Образование паровых пузырей / Вопросы физики кипения. М.: Мир, 1964. С. 13-27.
23. *Бараненко В.И., Чичкань Л.А., Белов Л.А.* О влиянии термокапиллярной конвекции на кипение жидкостей / Кипение и конденсация. Рига: Риж. политехн. ин-т, 1981. С. 32-44.
24. *Nishikawa K, Fujita Y, Nawata Y, Nishijima T.* Studies on Nucleate Pool Boiling at Low Pressures // Heat Transfer Jap. Res. 1976. Vol. 5. No 2. P. 66-89.