

629.12

Г. Я. ЛУКИН Н. Н. КОЛЕСНИК

184

ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ, ПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА



WWW.03-TS.RU

Г. Я. ЛУКИН, Н. Н. КОЛЕСНИК

ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ
УСТАНОВКИ
ПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
Москва - 1970

Опреснительные установки промышленного флота,**ЛУКИН Г. Я., КОЛЕСНИК Н. Н., 1970 г.**

В книге рассматриваются условия работы опреснителей на промысловых судах, их типы и конструкции. Дан анализ схем опреснительных установок в составе судовой энергетической установки.

Разработана методика назначения оптимальных технико-экономических характеристик многоступенчатых опреснителей. На этой основе даны рекомендации по выбору типа и характеристик опреснительных установок для основных категорий промысловых, приемо-перерабатывающих и транспортных судов. Обобщены материалы по использованию опресненной воды для питья. Рассмотрена экономика водоснабжения судов на промысле и пути ее улучшения. Подробно излагаются вопросы образования накипи и современные методы борьбы с ней, позволяющие существенно облегчить обслуживание опреснителей.

Описаны методы модернизации ряда опреснителей на судах промышленного флота, приведена методика расчета основных узлов модернизируемых установок и результаты испытаний модернизированных опреснителей.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников механико-судовых служб рыбопромышленных предприятий, плавсостав и конструкторов.

Таблиц 34. Иллюстраций 95. Библиография: 54 названия.

Рецензент Р. И. Попов

Непрерывное пополнение флота рыбной промышленности современными судами и быстрый прогресс техники опреснения морской воды обусловили появление на судах новых типов опреснителей.

Условия жизни и деятельности экипажа промысловых судов в значительной степени зависят от работы опреснителей. Это связано с длительным пребыванием (до 4—10 месяцев) промысловых судов в районах, удаленных от порта приписки на многие тысячи миль, большими расходами воды на технологические и бытовые нужды и невозможностью иметь на судне сколько-нибудь значительные запасы воды.

Вместе с тем недостаточно высокий уровень технической эксплуатации существующих опреснителей и во многих случаях их неудовлетворительные технико-экономические характеристики приводят к тому, что на ряде судов на опреснение расходуется до 30% топлива. В то же время современная техника позволяет значительно уменьшить эти расходы, что возможно лишь на основе тщательного анализа тепловых и энергетических ресурсов силовой установки, которая на промысловых судах работает в специфических и весьма неблагоприятных условиях.

Книга написана на основе материалов, накопленных авторами за многолетнюю работу по совершенствованию опреснительных установок промыслового флота, и главным образом на основе научно-исследовательских работ кафедры «Судовые турбины, котлы и общая теплотехника» Калининградского технического

института рыбной промышленности и хозяйства, результаты которых внедрены на судах Калининградского производственного управления рыбной промышленности.

Авторы выражают признательность инж. В. М. Резнику за большую помощь в работе над рукописью.

Введение, главы I, II, IV, V и VI написаны Г. Я. Лукиным, глава III — Г. Я. Лукиным и Н. Н. Колесником, глава VII — Н. Н. Колесником.

ВВЕДЕНИЕ

Быстро развивающийся флот рыбной промышленности СССР ныне является крупнейшим потребителем пресной воды в море. Расходы на доставку пресной воды в 1967 г. лишь по Калининградскому производственному управлению рыбной промышленности превысили 5 млн руб., а в целом по МРХ СССР они составляют ориентировочно 40—50 млн. руб. ежегодно.

При этом учитывается стоимость воды, которую каждое промысловое судно при выходе из порта имеет в танках и пиках. Как всякий груз, доставленный на промысел, эта вода оказывается достаточно дорогой, а ее отпускная цена на промысле составляет в среднем 20 руб. за 1 т. В близких районах океанского промысла цена воды равна 14,5 руб. за 1 т, в наиболее отдаленных (в Антарктике и у побережья Южной Америки) — 50 руб. за 1 т.

Доставка воды на промысел из близлежащих иностранных портов позволяет несколько уменьшить расходы на эксплуатацию танкеров, но зато резко увеличивает затраты валюты.

Естественно, что и качество воды в результате длительной перевозки (порой в течение 25—30 суток) заметно ухудшается, особенно при плавании в тропиках.

В этих условиях большое значение приобретает оборудование судов современными опреснительными установками, позволяющими получать пресную воду по себестоимости не более 1 руб. за 1 т, а также улучшение показателей существующих опреснителей. Эти мероприятия позволяют не только резко сократить расходы на доставку воды, но и более производительно использовать промысловое время и тем самым увеличить вылов рыбы, улучшить условия труда и быта экипажей, сократить расходы топлива по флоту. Потери времени на заправку водой, переходы к базам и танкерам и в очередях на заправку сокращаются на 40—50 ч ежегодно по каждому

промысловому судну. Экономический эффект только от ликвидации этих потерь времени значительно превышает стоимость самого совершенного и дорогого опреснителя.

Кроме того, ненормированное снабжение водой позволит улучшить бытовые условия на судах. Действующие в настоящее время нормы расхода пресной воды на промысловых судах (40 л мытьевой и 30 л питьевой воды на одного человека в сутки) не полностью удовлетворяют потребности экипажа. В частности, на судах приходится вводить такие ограничения, как подача воды в умывальники строго по расписанию, сокращение числа мест подачи воды и т. д.

Наконец, отметим, что растущее потребление флотом береговой воды создает определенные осложнения с водоснабжением и в портовых городах, водопровод которых обычно не рассчитан на снабжение флота.

В настоящее время опреснение является самым распространенным и радикальным методом обеспечения морских судов пресной водой, а техника опреснения на судах достигла весьма высокого уровня, о чем свидетельствуют следующие показатели:

минимальная себестоимость воды, вырабатываемой так называемыми утилизационными опреснителями, использующими отбросное тепло главных двигателей, достигает 40 коп. за 1 т;

выработка дистиллята на 1 т топлива в автономных опреснителях, работающих независимо от главных двигателей, достигает 120—140 т;

удельная стоимость судовых опреснителей составляет около 400—800 руб. на 1 т суточной производительности;

объем, занимаемый опреснительной установкой, составляет 16—10% от объема выработанной за сутки воды. Важно отметить, что применение опреснителей позволяет увеличить полезную кубатуру грузовых трюмов путем сокращения количества емкостей для воды.

Современные опреснители работают автоматически. Продолжительность работы между очередными вскрытиями и очисткой составляет 6—12 месяцев, а в ряде случаев — два года.

Опреснители большой мощности устанавливаются на крупных рыбообрабатывающих и пассажирских судах.

Так, на базах типа «Восток» устанавливают по два пятиступенчатых опреснителя, фактическая производительность каждого из которых достигает 300—320 т/сутки; на итальянских лайнерах «Микельанджело» и «Рафаэль» установлены четыре опреснителя производительностью 340 т/сутки каждый. Самые малые опреснители производительностью около 0,5 т/сутки предназначены для мелких рыболовных судов, яхт и катеров.

Наряду с дальнейшим совершенствованием дистилляционных опреснителей ведутся работы по созданию опреснителей, работающих на принципах электролиза, обратного осмоса и ионного обмена.

Выбор оптимального типа опреснителя и источника энергии для него представляет собой сложную технико-экономическую задачу, решение которой еще более усложняется спецификой флота рыбной промышленности. В частности, многообразие типов судов, их силовых установок и режимов работы не позволяет рекомендовать единый для всех судов тип опреснителя. Относительно большой расход воды на промысловых судах в отличие от транспортных при сравнительно малой мощности силовых установок, которые к тому же работают с резко и часто изменяющейся нагрузкой (а иногда длительное время вообще не работают), не позволяет использовать только утилизационные опреснители, вырабатывающие самую дешевую воду.

Большой срок работы судна между очередными заходами в порты (до 4—8 месяцев, а иногда и более) и большая удаленность от баз предъявляют повышенные требования к надежности установки. Опреснитель должен быть достаточно прост в обслуживании и занимать как можно меньше площади. Поскольку насыщенность машинно-котельных отделений на промысловых судах в 2—3 раза больше, чем на транспортных при равной мощности, то во многих случаях опреснители, пригодные для транспортного флота, оказываются чересчур громоздкими для промысловых судов. Габаритные ограничения затрудняют внедрение наиболее экономичных многоступенчатых опреснителей.

Опреснители, в полной мере соответствующие комплексу этих условий, до сих пор не созданы. Конструкции, хорошо зарекомендовавшие себя в одном отношении, обычно имеют недостатки в другом. Так, отечественные

испарители серии ИВС имеют достаточно малые габариты, но неудобны в эксплуатации и неэкономичны. Наоборот, опреснители серии Д экономичны и практически свободны от многих эксплуатационных недостатков, свойственных серии ИВС, но для большинства типов промысловых судов громоздки и не обеспечивают получения необходимого количества воды. Проблема разработки оптимального типа опреснителя для промысловых судов, наиболее полно отвечающего перечисленным требованиям, рассмотрена в гл. V.

ТИПЫ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ

У СПОСОБЫ ОПРЕСНЕНИЯ

1 Термическое опреснение, или дистилляция. При всех абсолютных давлениях, меньших 274 ат, между водой и ее паром существует четкая граница раздела фаз. На этой границе в поверхностном слое воды все ее молекулы испытывают сильное притяжение со стороны других молекул, находящихся в глубинных слоях. Со стороны пара молекулы поверхностного слоя испытывают значительно меньшее притяжение, так как плотность пара значительно меньше плотности воды. Лишь при очень высоких давлениях, когда плотность пара приближается к плотности воды, поверхности раздела не существует, так как в этом случае на молекулы поверхностного слоя со всех сторон действуют одинаковые силы.

Неуравновешенность межмолекулярных сил на поверхности пар — вода обуславливает значительное внутреннее давление в воде, достигающее 17 000 ат, которое часто называют также молекулярным давлением поверхностного слоя.

Существованием такого давления на границе раздела пар — вода и объясняется возможность опреснения в процессе дистилляции, или перегонки, воды. Для того чтобы молекула воды или иная частица, растворенная в воде, могла попасть в пар, необходимо сообщить ей энергию, достаточную для преодоления действия молекулярного давления. Эта энергия сообщается воде при нагревании до температуры насыщения. Дальнейшее повышение температуры оказывается невозможным, так как вся сообщаемая воде тепловая энергия расходуется на испарение молекул воды или их групп.

Однако температура насыщения еще недостаточна для того, чтобы растворенные в воде соли начали переходить в пар. Эти соли существуют в воде в форме так

называемых сольватов, которые представляют собой ион, окруженный плотной оболочкой связанных молекул воды (гидратной оболочкой). Число связанных молекул воды равно заряду иона. Так, ион Cl^- окружен 17 молекулами воды, ион Na^+ — одиннадцатью. Сольваты являются, таким образом, относительно громоздкими и малоподвижными образованиями. Их скорость теплового движения на целый порядок меньше скорости свободных молекул воды и совершенно недостаточна для отрыва от поверхностного слоя. Поэтому в процессе испарения практически все соли, растворенные в морской воде, не переходят в пар и остаются в рассоле. На этом явлении и основано опреснение методом дистилляции. Для опреснения этим методом необходимо лишь сконденсировать водяной пар, полученный дистиллят представляет собой идеально обессоленную воду. Некоторое остаточное содержание солей в дистилляте (0,5—2 мг/л) обусловлено уносом мельчайших капель рассола со вторичным паром.

Наиболее существенным недостатком этого метода, который до 50-х годов препятствовал широкому распространению дистилляционных опреснителей на судах, является относительно большой расход тепла — до 700 ккал на 1 кг дистиллята. Такому расходу тепла соответствует выход лишь 11—12 т дистиллята на 1 т топлива. Однако с 1958 г. для работы глубоковакуумных испарителей стали использовать низкопотенциальное или отбросное тепло главных двигателей, что позволило повысить их экономичность. Испарение при низкой температуре (38—40° С) резко уменьшает количество накипи, интенсивное образование которой также относится к недостаткам опреснения методом дистилляции. Эти обстоятельства наряду с полной автоматизацией и возможностью получения высококачественного дистиллята предопределили широкое распространение дистилляционных опреснителей на всех новых судах.

Опреснение вымораживанием. При медленном замораживании соленой воды лед оказывается пресным, так что методом вымораживания можно получить воду с содержанием солей 500—1000 мг/л. Достоинством этого метода является небольшой расход электроэнергии на получение необходимого количества холода — от 20 до 40 квт·ч на 1 т опресненной воды.

Однако сложность и большие габариты оборудования препятствуют внедрению этого метода опреснения на судах.

Электрохимическое опреснение (электродиализ). Метод основан на принципе удаления анионов и катионов из камер обессоливания под действием электрического поля. Камеры, в которых опресняется вода, отделены от рассольных камер полупроницаемыми ионитовыми мембранами. При достаточно большом числе пар мембран между анодом и катодом расход электроэнергии зависит главным образом от солености исходной и опресненной воды: чем меньше разница между ними, тем экономичнее процесс. Поэтому электродиализ широко применяется для опреснения слабосоленых вод, солесодержание которых должно быть снижено с 5000—10 000 до 500—1000 мг/л. На судах с повышенными требованиями к солесодержанию опресненной воды перспективы применения электродиализных опреснителей весьма ограничены. Их применяют на некоторых японских промысловых судах; опытная установка эксплуатировалась также на транспортном рефрижераторе «Ногинск».

Опреснение методом обратного осмоса, или ультрафильтрацией. С технической точки зрения этот метод является наиболее простым. Он основан на том, что некоторые специально обработанные пленки, в частности из ацетатцеллюлозы, под давлением около 100 атм способны пропускать молекулы воды, но не пропускают ионы растворенных солей. Применение метода ограничивается малым сроком службы пленок и большими размерами фильтрующей поверхности. Однако перспективы метода благоприятны. В настоящее время он применяется лишь в аварийных опреснителях на спасательных плотках и шлюпках.

Химическое опреснение. Ввиду высокого содержания солей в морской воде (около 35 000 мг/л) химический метод опреснения, основанный на образовании нерастворимых соединений основных солевых компонентов морской воды с более активными катионами и их последующем естественном осаждении, не получил широкого распространения. Единственным элементом, пригодным для осаждения соединений натрия и хлора, является серебро, но его высокая стоимость очевидна.

Поэтому химические опреснители используются только в исключительных случаях — в составе аварийных опреснительных пакетов, в спасательных плотках, шлюпках и др.

По изложенным причинам в дальнейшем детально рассматриваются только дистилляционные опреснители.

ТИПЫ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК, ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Любая дистилляционная опреснительная установка состоит из двух основных теплообменников — испарителя, в котором происходит выпаривание морской воды, и конденсатора — с обслуживающими их трубопроводами и арматурой. Однако при всей простоте принципиальной схемы дистилляционной установки на практике приходится сталкиваться с большим количеством типов и конструкций опреснителей и разнообразными тепловыми схемами.

Это разнообразие является следствием поисков наиболее экономичных схем, обусловленных конкретными особенностями судна или силовой установки, а также наиболее удобных для эксплуатации конструкций испарителей и оптимальных параметров их работы.

В настоящее время имеется не менее десяти различных типов судовых дистилляционных опреснительных установок, и в пределах каждого из этих типов существует множество конструкций. Несмотря на конструктивные различия, все существующие судовые опреснительные установки разделяются на два принципиально различных типа.

Основным признаком, определяющим тип испарителя, является способ испарения. Испарение может происходить как при постоянном давлении (поверхностное или молекулярное испарение, а также испарение внутри паровых пузырей в объеме кипящей жидкости), так и при понижении давления перегретой жидкости. В соответствии с этим различаются испарители с постоянным давлением — кипящие — и расширительные — некипящие.

Кроме кипящих, к испарителям с постоянным давлением относятся также тонкопленочные, в которых испарение происходит с поверхности тонкой пленки воды, на-

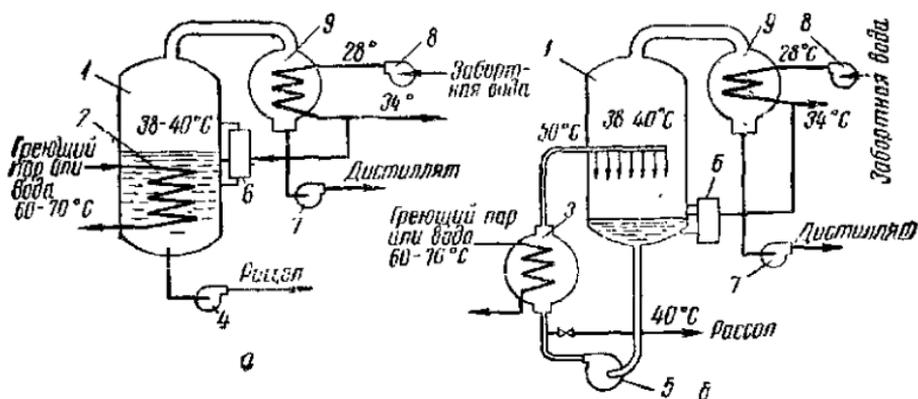


Рис. 1. Схемы опреснительных установок:

а — с испарителем кипящего типа; б — с адиабатным испарителем; 1 — испаритель; 2 — нагревательный элемент; 3 — подогреватель рассола; 4 — рассольный насос; 5 — циркуляционный насос; 6 — регулятор уровня; 7 — дистиллятный насос; 8 — насос заборной воды; 9 — конденсатор.

несенной на нагревательные трубки. Кипения в пленке при этом не происходит, так как вследствие малой толщины пленки паровые пузыри в ней образоваться не могут, а повышенная температура пленки предопределяет достаточно интенсивное испарение с ее наружной поверхности.

Тонкопленочные испарители характеризуются высоким коэффициентом теплопередачи.

Испарители, в которых пар получается в результате частичного испарения перегретой воды при понижении давления, называются адиабатными, поскольку испарение в них происходит вследствие адиабатического расширения струн воды, т. е. без подвода и отвода тепла в испарительной камере.

Принципиальные схемы этих двух основных типов испарителей приведены на рис. 1.

Испарители кипящего типа (см. рис. 1, а) используются в опреснительных установках малой производительности (до 20, редко до 50 т/сутки) и особенно удобны для теплоходов, где источником тепла для их работы может быть охлаждающая вода главных двигателей.

В адиабатных, или бесповерхностных, испарителях (см. рис. 1, б), вода нагревается в подогревателе 1 без кипения и далее вводится в камеру испарения. Здесь она частично испаряется благодаря поддержанию в камере

давления более низкого, чем давление насыщения при температуре воды, поступающей в камеру. Такие испарители, особенно в многоступенчатом исполнении, исключительно широко распространены на тех новых судах, где пар для опреснительной установки поступает из котла или из отбора от турбины.

Адиабатные испарители выгодно отличаются от кипящих следующими тремя особенностями:

на поверхностях нагрева этих испарителей в меньшей степени образуется накипь, так как кипения не происходит;

отсутствие пены и крупных пузырей пара обеспечивает более высокое качество дистиллята, получаемого в адиабатных испарителях, так как пар меньше загрязняется каплями рассола;

испарительные установки с многоступенчатыми адиабатными испарителями по конструкции получаются проще, чем с кипящими, поскольку отпадает необходимость в трубопроводах для перепуска пара и воды между ступенями. Благодаря этой особенности адиабатные испарители наиболее пригодны для испарительных установок большой производительности.

Повышение производительности адиабатных испарителей практически ничем не ограничено. Между тем стремление изготовить большой испаритель кипящего типа наталкивается на ухудшение теплопередачи, так как при большой высоте слоя кипящей воды на нижних трубках кипение затруднено большим гидростатическим давлением, подавляющим возникновение паровых пузырей. Это особенно заметно при глубоком вакууме.

К недостаткам адиабатных испарителей относится необходимость прокачивать через испаритель большие объемы воды, требующая применения мощных насосов.

РАСХОД ТЕПЛА В ОПРЕСНИТЕЛЯХ И СПОСОБЫ ЕГО УМЕНЬШЕНИЯ

Расход тепла в одноступенчатых испарителях. В простейшей опреснительной установке, состоящей только из испарителя и конденсатора, в которой не приняты какие-либо меры для экономии тепла, удельный его расход q_0 складывается из скрытой тепло-

ты парообразования r_2 и количества тепла, необходимо-го для нагревания забортной воды до температуры рас-сола в испарителе t_p , т. е.

$$q_0 = \frac{1}{\eta} [r_2 + mc(t_p - t_{з.в})],$$

где m — коэффициент подачи питательной воды, рав-ный отношению ее расхода к производительно-сти опреснителя;

c — теплоемкость забортной воды;

$t_{з.в}$ — температура забортной воды;

η — коэффициент сохранения тепла, учитывающий его потери через корпус и изоляцию испари-теля.

Для наиболее распространенного в вакуумных испа-рителях абсолютного давления $P_2=0,07$ ат, $r_2=$
 $=575$ ккал/кг, $m=3$, $t_p=39^\circ\text{C}$, $c=0,94$, $t_{з.в}=28^\circ\text{C}$ и $\eta=$
 $=0,99$ получим

$$q_0 = [575 + 3 \cdot 0,94(39 - 28)] \frac{1}{0,99} = 612 \text{ ккал/кг.}$$

Для испарителей избыточного давления характерны значения $P_2=1,2$ ат, $r_2=537$ ккал/кг, $m=2$, $t_p=105,4^\circ\text{C}$, $\eta=0,98$.

При этих условиях

$$q_0 = [537 + 2 \cdot 0,94(105,4 - 28)] \frac{1}{0,98} = 697 \text{ ккал/кг.}$$

В действительности в обычных одноступенчатых испа-рителях удельный расход тепла всегда несколько ниже, так как для питания испарителей используется вода, нагретая до $5-10^\circ\text{C}$ в конденсаторе. Это позволяет уменьшить q_0 на $10-20$ ккал/кг, т. е. всего на $1,5-3\%$. Более существенного уменьшения расхода тепла можно добиться лишь путем регенерации тепла вторичного пара. Варианты усложнения схем опреснительных уста-новок для обеспечения регенерации столь многочислен-ны, что для систематизации дальнейшего изложения це-лесообразно дать общую методику определения удель-ного расхода тепла для любого дистилляционного опреснителя.

Очевидно, как бы ни был усложнен опреснитель, для получения 1 кг дистиллята необходимо передать через поверхности нагрева количество тепла q_0 , равное разности энтальпий вторичного пара и заборной воды, а также количество тепла, теряемое с рассолом. Назовем эту величину теоретическим расходом тепла q_0 и по определению запишем

$$q_0 = \frac{1}{\eta} [(i_2 - i_{з.в}) + \varepsilon (i_p - i_{з.в})],$$

где i_2 — энтальпия вторичного пара. Если испарение происходит в нескольких ступенях с разным давлением, то должно быть принято средневзвешенное значение i_2 ;
 $i_{з.в}$ — энтальпия заборной воды ($i_{з.в} = c_{з.в} t_{з.в}$);
 i_p — энтальпия рассола ($i_p = c_p t_p$);
 ε — коэффициент продувания ($\varepsilon = m - 1$).

При определении $i_{з.в}$ и i_p следует учитывать, что с увеличением концентрации теплоемкость рассола уменьшается, а температура кипения t_p увеличивается [25].

Во всех случаях регенерации тепла вторичного пара (а иногда и рассола) расход тепла извне уменьшается на величину, равную количеству регенерированного тепла q_p . Вводя понятие «степень регенерации», определяемое как отношение $q_p : q_0 = \rho$, можно записать действительный расход тепла извне в общем виде

$$q = (1 - \rho) q_0.$$

Величину q_p или ρ для каждой схемы определить проще, чем общий расход тепла из уравнения теплового баланса.

Простейший случай регенерации — частичный подогрев питательной воды в конденсаторе (см. рис. 1) — рассмотрен выше.

В этом случае

$$q_p = mc (t_{п.в} - t_{з.в}),$$

где $t_{п.в}$ — температура питательной воды по выходе из конденсатора.

Для вакуумного испарителя

$$q_p = 3 \cdot 0,94 (33 - 28) = 14,1 \text{ ккал/кг};$$

$$\rho = \frac{14,1}{612} = 0,023;$$

$$q = (1 - 0,023) \cdot 612 = 599 \text{ ккал/кг.}$$

Удельный расход греющего пара на испаритель

$$d_{\text{и}} = \frac{q}{i_1 - i_{\text{к}}},$$

где i_1 — энтальпия греющего пара;

$i_{\text{к}}$ — энтальпия конденсата, отводимого из испарителя или охладителя конденсата, если таковой имеется.

В первом примере $d_{\text{и}} = 1,02 - 1,04$, во втором 1,15—1,25 кг дистиллята на 1 кг греющего пара. Величина, обратная $d_{\text{и}}$, называется коэффициентом продуктивности μ , или выходом дистиллята на 1 кг греющего пара. В рассмотренных примерах значения μ равны соответственно 0,96—0,98 и 0,80—0,87 кг дистиллята на 1 кг греющего пара.

Относительно большой удельный расход тепла, определенный в предыдущих примерах, не имеет существенного значения только для утилизационных глубоковакуумных испарителей, в которых используется тепло охлаждающей воды двигателей. В результате большого расхода тепла уменьшается производительность, достигаемая при данной мощности двигателя, но экономические характеристики этих наиболее выгодных опреснителей не ухудшаются.

Для автономных испарителей, потребляющих пар из котла, такой расход тепла не соответствует современным требованиям к экономичности, хотя себестоимость дистиллята при этом в 4—5 раз меньше, чем цена воды на промысле.

Расход топлива на выработку 1 т дистиллята $G_{\text{т}}$ зависит от к. п. д. котла $\eta_{\text{к}}$, энтальпии питательной воды $i_{\text{п.в}}$, теплотворной способности топлива $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ и удельного расхода пара на испаритель $d_{\text{и}}$. Напомним, что последний не должен зависеть от начальных параметров пара в котле, так как на испаритель следует подавать дросселированный пар при абсолютном давлении 1,2—1,3 ат, охлажденный до температуры насыщения.

$$G_{\text{т}} = \frac{1000 d_{\text{и}} (i_1 - i_{\text{п.в}})}{\eta_{\text{к}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}} = \frac{1000 q}{\eta_{\text{к}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}} \frac{(i_1 - i_{\text{п.в}})}{(i_1 - i_{\text{к}})} \text{ кг/т.}$$

Правая часть этого выражения для вакуумных испарителей весьма мало отличается от единицы. Лишь для испарителей избыточного давления она оказывается больше единицы, так как обычно конденсат отводится из охладителя с энтальпией не ниже $i_k = 80$ ккал/кг. В то же время энтальпия питательной воды не превышает 50—60 ккал/кг по условиям предотвращения накипеобразования в подогревателе.

Для вакуумных испарителей, которые более экономичны и на новых судах более распространены, при $\eta_k = 0,93$, $i_k = i_{п.в} = 50$ ккал/кг, $i_1 = 641$ ккал/кг и $Q_p^H = 9600$ ккал/кг

$$G_T = \frac{1000(641 - 50) \cdot 1,04}{0,93 \cdot 9600} = 68,8 \text{ кг/т.}$$

Следовательно, максимальное количество дистиллята D , которое можно получить на 1 т топлива, в наиболее распространенных одноступенчатых установках составляет

$$D = \frac{1000}{b} = \frac{1000}{68,8} = 14,5 \text{ т.}$$

Величину D можно также определить как произведение коэффициента продуктивности опреснителя на количество пара D_k , которое вырабатывается в котле (при начальных параметрах, необходимых для испарителя) на 1 т топлива. В наиболее экономичных котельных установках $D_k = 15$ т. При $\mu = 0,96$ получается тот же результат: $D = \mu D_k = 0,96 \cdot 15 = 14,5$ т.

Такой выход дистиллята достигается, в частности, на плавбазах типа «Рыбацкая слава». При стоимости котельного топлива 29 руб. за 1 т топливная составляющая себестоимости опресненной воды — 2 руб. за 1 т. На более старых судах, у которых котлы имеют к. п. д. не более 0,76—0,78, а испарители избыточного давления расходуют до 700 ккал на 1 кг дистиллята, выход дистиллята на 1 т топлива, естественно, оказывается еще меньше и находится в пределах 10—11 т.

Поскольку большую часть времени на промышленных судах используется топливо, доставляемое другими судами (танкерами и плавбазами), стоимость которого на промысле превышает 50 руб за 1 т, то себестоимость опресненной воды достигает 5 руб. за 1 т.

Между тем современная техника опреснения позволяет добиться себестоимости опресненной воды приблизительно 60—90 коп. за 1 т даже на тех судах, на которых опреснитель не может утилизировать тепло главных двигателей. Достигается это либо путем совместной выработки дистиллята и электроэнергии, либо применением регенерации тепла вторичного пара, либо комбинацией этих двух методов. Вопрос о выборе метода повышения экономичности опреснителей подробно изложен в гл. V. Здесь рассмотрим только способ регенерации.

Регенерация тепла вторичного пара. В простейшем одноступенчатом испарителе около 98% тепла, израсходованного на испарение, теряется с охлаждающей водой в конденсаторе. И лишь 2% этого тепла удается вернуть, используя для питания испарителя забортную воду, подогретую в конденсаторе. На увеличении доли тепла вторичного пара, которую можно повторно использовать (регенерировать), и основаны все существующие методы снижения удельного расхода тепла на опреснитель.

Радикальным методом регенерации является использование в работе опреснительной установки принципа теплового насоса. Для этого вторичный пар, сжатый компрессором, используется в качестве греющего в той же ступени, и таким образом необходимость в подаче греющего пара от котла практически полностью исключается.

Поскольку, однако, тепловые потери с откачиваемым рассолом и с конденсатом неизбежны, их приходится компенсировать дополнительным подогревом. Обычно он осуществляется электрическими нагревателями, так как рассматриваемые опреснители наиболее удобны для тех судов, где нет паровых котлов. Эти опреснители получили название компрессионных. Схема такого опреснителя изображена на рис. 2. В этой схеме количество регенерируемого тепла $q_p = i_2 - i_k + (i_p - i_p')\epsilon$, где i_p' — энтальпия рассола на выходе из подогревателя питательной воды. Для параметров, указанных на рис. 2,

$$q_p = 639 - 50 + 0,5(90 - 50) = 609 \text{ ккал/кг};$$

$$q_0 = \frac{1}{0,98} [639 - 26 + 0,5(90 - 26)] = 656 \text{ ккал/кг};$$

$$\rho = \frac{609}{656} = 0,928;$$

$$q = (1 - \rho) q_0 = (1 - 0,928) \cdot 656 = 47 \text{ ккал/кг.}$$

Благодаря применению развитых поверхностей нагрева разность температур греющего и вторичного пара может не превышать 10°C , так что мощность, необходимая для компрессора, оказывается сравнительно небольшой — не более 1,5—1,6 кВт на 1 т суточной производительности. Расход электроэнергии на компрессор и на подогреватели в лучших компрессионных опреснителях составляет 32—35 кВт·ч на 1 т дистиллята. Достижимая в этих установках степень регенерации $\rho = 0,93$ является самой высокой.

Наиболее широко эти опреснители применяются в передвижных опреснительных агрегатах с дизельным приводом. В этом случае утилизируя тепло выхлопных газов и охлаждающей воды, удастся достигнуть рекордно высокого выхода дистиллята — до 300 т на 1 т топлива. На судах компрессионные опреснители нашли ограниченное применение. Они используются главным образом на подводных лодках, на которых единственным источником энергии являются аккумуляторные батареи.

На рыбопромысловых судах, на которых силовая установка загружена по времени незначительно, напри-

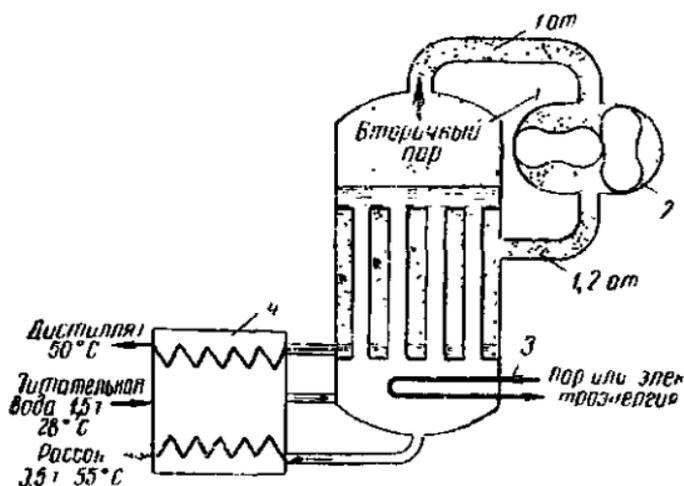


Рис. 2. Схема компрессионного опреснителя:

1 — испаритель; 2 — компрессор; 3 — дополнительный пусковой подогреватель; 4 — подогреватель питательной воды.

мер на сейнерах, эти опреснители также позволяют наиболее экономично решить проблему водоснабжения.

Необходимо отметить, что высокая экономичность компрессионных опреснителей достигается путем сравнительно больших первоначальных капиталовложений. Стоимость компрессора с электроприводом превышает стоимость самого опреснителя. Кроме того,

для уменьшения потерь тепла количество продуваемого рассола должно составлять лишь 35% от количества питательной воды, что способствует образованию накипи вследствие повышенной концентрации рассола. Если же в испарителе поддерживать обычную концентрацию рассола (равную двойной концентрации заборной воды), то потери тепла с продуванием резко увеличиваются и расход электроэнергии возрастает до 50—60 кВт·ч на 1 т дистиллята.

По ряду причин в этих опреснителях обычно используется давление вторичного пара, близкое к атмосферному. В связи с этим также увеличивается отложение накипи и возникает необходимость в частой разборке испарителя для очистки. Учитывая отмеченные эксплуатационные недостатки, когда приемлемой экономичности опреснителей можно добиться иными путями, компрессионные испарители на судах не применяют. Однако по мере разработки методов борьбы с образованием накипи и химической очистки перспективы применения компрессионных испарителей на некоторых типах судов, в частности на промышленных, становятся все более благоприятными.

Значительно проще достигается частичная регенерация при использовании струйных компрессоров. Схема и параметры пара в одноступенчатом вакуумном испарителе со струйным компрессором показаны на рис. 3.

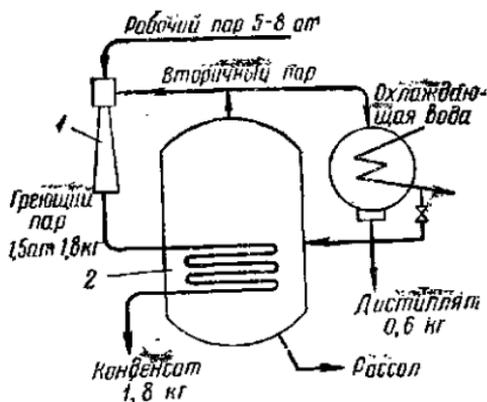


Рис. 3. Схема опреснителя со струйным компрессором: 1 — компрессор; 2 — испаритель.

Энергия рабочего пара из вспомогательного котла (абсолютное давление в котором обычно составляет 5—8 ат) используется для сжатия части вторичного пара, который смешивается с рабочим в компрессоре и направляется в нагревательную батарею, где его тепло используется для испарения воды.

Количество регенерируемого таким образом тепла определяется коэффициентом инжекции u^* , который в свою очередь зависит от располагаемого теплоперепада рабочего пара H_a и степени сжатия $n = \frac{P_2}{P_1}$ следующим образом [3]:

$$u \approx \frac{H_a}{An}.$$

При $n = 1,3 \div 2,2$ коэффициент A может быть принят равным 62—65, а при $n > 2,2$ или при малых расходах пара $A \approx 100$. Для давлений рабочего, вторичного и греющего пара (см. рис. 3).

$$n = \frac{0,24}{0,08} = 3; H_a = 145 \text{ ккал/кг}, u = 0,50.$$

Следовательно, каждым килограммом рабочего пара сжимается 0,5 кг вторичного пара. Таким образом, в результате применения струйного компрессора удается уменьшить расход пара из котла приблизительно на $\frac{1}{3}$.

Удельный расход греющего пара, который представляет собой смесь рабочего и вторичного,

$$d_u = \frac{q_0}{i_{см} - i_k},$$

где $i_{см}$ — энтальпия смеси [$i_{см} = (i_1 + ui_2) : (1 + u)$] (в этой формуле i_1 — энтальпия рабочего пара).

Количество вторичного пара, полученного от 1 + u кг греющего,

$$d = (1 + u) : d_u.$$

Расход рабочего пара на 1 кг вторичного пара (дистиллята) составляет

$$d_1 = d_u : (1 + u),$$

* Коэффициент инжекции представляет собой отношение количества всасываемого струйным компрессором пара к количеству рабочего пара.

а количество пара, отсасываемого струйным компрессором,

$$d_p^- = u d_1.$$

Отсюда количество регенерируемого тепла

$$q_p = d_p^- (i_2 - i_k) = q_0 \frac{u}{1+u} \cdot \frac{i_2 - i_k}{i_{cm} - i_k}.$$

Степень регенерации

$$\rho_1 = \frac{u}{1+u} \cdot \frac{i_2 - i_k}{i_{cm} - i_k}.$$

Для параметров, указанных на рис. 3, находим

$$i_{cm} = \frac{0,48 \cdot 615,2 + 656}{1 + 0,48} = 642 \text{ ккал/кг};$$

$$d_u = \frac{600}{642 - 65} = 1,04 \text{ кг/кг};$$

$$\rho_1 = \frac{0,5}{1 + 0,5} \cdot \frac{615,2 - 65}{642 - 65} = 0,318.$$

Степень регенерации тепла в конденсаторе, как и в предыдущем примере, $\rho = 0,023$. Отсюда общая степень регенерации

$$\rho = \rho_1 + \rho_k = 0,341.$$

Удельный расход тепла

$$q = (1 - \rho) q_0 = (1 - 0,341) 612 = 403 \text{ ккал/кг}.$$

Коэффициент продуктивности $\mu = \frac{i_1 - i_k}{q} = \frac{656 - 65}{403} = 1,46 \text{ кг/кг}.$

Выход дистиллята на 1 т топлива для условий предыдущего примера здесь будет больше в $1 : (1 - \rho)$ раз, т. е. составит 22 т, что можно признать удовлетворительным показателем экономичности.

Наибольшие перспективы такой метод регенерации имеет на судах с развитым паровым хозяйством, где имеются значительные потери пара и конденсата, в частности на плавбазах, рыбомучных и некоторых других судах. Как видно из рассмотренного примера, до $1/3$ производительности опреснителя можно использовать для пополнения утечек в паро-конденсатной системе, осталь-

ную часть — на бытовые нужды. Примерно в таком соотношении потребляется вода на судах типа БМРТ. Этот способ повышения экономичности с конструктивной и эксплуатационной точек зрения является самым простым и его можно применять для модернизации существующих на судах вакуумных опреснителей. Дополнительным преимуществом опреснительных установок со струйными компрессорами является возможность уменьшить поверхность конденсатора и расход охлаждающей воды пропорционально степени регенерации, т. е. ориентировочно на $\frac{1}{3}$, и соответственно уменьшить их стоимость. Тем самым удается с избытком компенсировать стоимость струйного компрессора.

Регенерация при многоступенчатом испарении. Экономичность обоих основных типов испарителей — кипящего и адиабатного — резко увеличивается при организации многоступенчатого испарения.

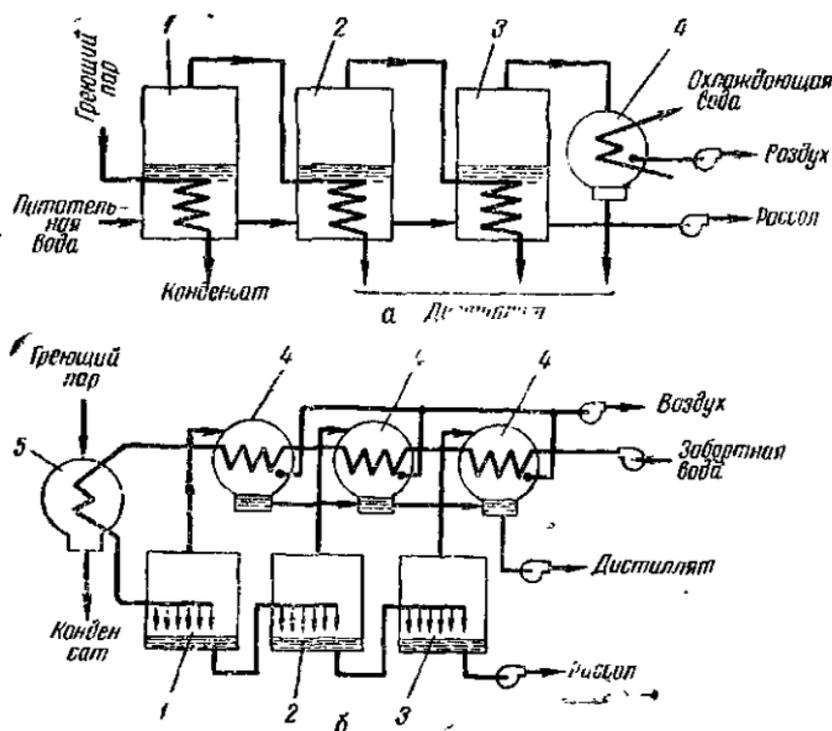


Рис. 4. Схема многоступенчатой опреснительной установки
 а — с испарителями кипящего типа; б — с адиабатными испарителями.
 1, 2 и 3 — испарители I, II и III ступеней; 4 — конденсаторы

Схема многоступенчатых установок с кипящими и адиабатными испарителями изображена на рис. 4. В схеме с кипящими испарителями все тепло вторичного пара первой ступени и часть тепла рассола используется для образования пара во второй ступени. Благодаря этому удельный расход греющего пара и тепла снижается в двухступенчатой установке до 60—55%, в трехступенчатой — до 40% от обычного расхода на одноступенчатый опреснитель. Однако в последние 10 лет трехступенчатые установки с кипящими испарителями на судах не устанавливаются, так как при большой производительности они по всем показателям уступают более совершенным адиабатным многоступенчатым опреснителям. Двухступенчатые испарители не редки и на новых судах; они, в частности, установлены на транспортных рефрижераторах французской постройки и на китобазах типа «Владивосток».

Чаще всего двухступенчатое испарение организуют путем последовательного соединения двух одноступенчатых испарителей (рис. 5).

Количество регенерируемого тепла на 1 кг вторичного пара равно скрытой теплоте парообразования r_2 , так как только это тепло может быть реализовано для выработки пара во II ступени. Тепло, вносимое во II ступень с перегретым рассолом, нельзя считать регенерируемым, так как оно не позволяет выработать во II ступени дополнительное количество пара, т. е. не может быть использовано повторно. Для этой доли тепла I ступень является лишь подогревателем.

Доля тепла вторичного пара, которую возвращает питательная вода из конденсатора II ступени, является регенерированным теплом, причем она регенерируется с незначительными потерями (около 10%) дважды — в I и во II ступенях, поэтому можно записать

$$q'_p = q_{II} + 1,8q_k = r_2 + 1,8m_1c_{з.в}(t_{п.в} - t_{з.в}).$$

где m_1 — коэффициент подачи воды в I ступень при последовательном питании и в обе ступени — при параллельном.

При последовательном питании (см. рис. 5, а)

$$q'_p = 560,5 + 1,8 \cdot 6(33 - 28)0,94 = 610 \text{ ккал.}$$

Коэффициент продуктивности II ступени

$$\mu_{II} = \eta \frac{q_2}{r_3} = \eta \frac{r_2 + c_{pI} (m-1) (t_2 - t_3)}{r_3},$$

где q_2 — количество тепла, передаваемое из I ступени на образование пара во II ступени, отнесенное к 1 кг производительности I ступени;

r_3 — скрытая теплота парообразования во II ступени;

c_{pI} — теплоемкость рассола, перепускаемого из I ступени во II ступень;

t_2 — температура испарения в I ступени;

t_3 — то же, во II ступени.

Для рассматриваемой схемы ($m_I = 6$)

$$\mu_{II} = 0,99 \cdot \frac{560,5 + 0,93 (6-1) (64,6 - 40)}{574,7} = 1,162.$$

Общая производительность обеих ступеней, отнесенная к 1 кг вторичного пара I ступени

$$\mu_0 = 1 + \mu_{II} = 1 + 1,162 = 2,162.$$

Количество регенерируемого тепла, отнесенное к производительности опреснителя $q_p = q_p' : \mu_0 = 610 : 2,162 = 282$ ккал/кг.

Теоретический расход тепла, как и в одноступенчатом опреснителе,

$$q_0 = \frac{1}{\eta} [i_{2cp} - i_{3n} + \epsilon (i_p - i_{3n})] = \\ = \frac{11}{0,99} [619 - 26,3 + 2(38 - 26,3)] = 623 \text{ ккал/кг.}$$

Степень регенерации

$$\rho = \frac{q_p}{q_0} = \frac{282}{623} = 0,453.$$

Удельный расход тепла на опреснитель

$$q = (1 - \rho) q_0 = (1 - 0,453) 623 = 341 \text{ ккал/кг.}$$

Продуктивность опреснителя

$$\mu = \frac{i_1 - i_k}{q} = \frac{641 - 60}{341} \cdot 0,99 = 1,68 \text{ кг/кг.}$$

Следует иметь в виду, что избыточное тепло рассола, вносимое во II ступень, в регенерации участия не принимает. Поэтому чем меньше тепла расходуется на нагревание морской воды и чем больше — на нагревание вторичного пара, скрытая теплота которого полностью регенерируется, тем выше будет продуктивность установки.

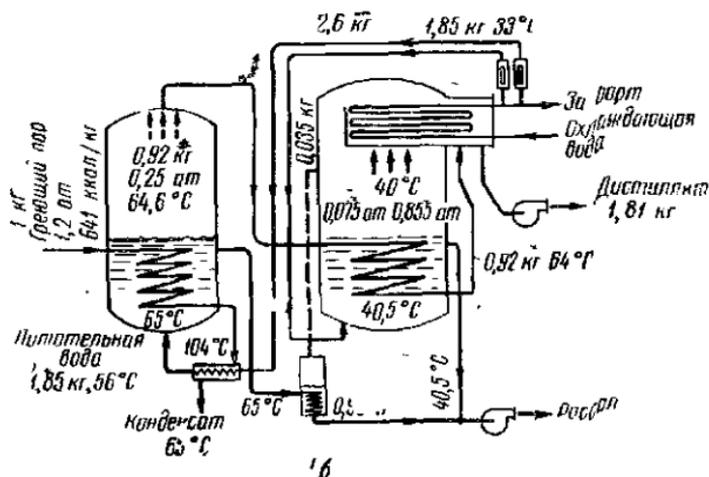
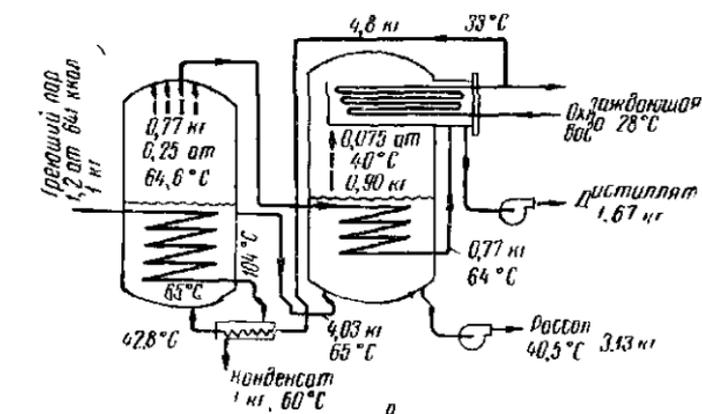


Рис. 5. Тепловая схема двухступенчатой опреснительной установки с последовательным (а) и параллельным (б) питанием.

ки и меньше удельный расход тепла. Отсюда ясно, что более экономичной должна быть двухступенчатая установка с параллельным питанием, причем с минимальным значением m для первой ступени (см. рис. 5, б).

Здесь продуктивность I ступени значительно больше, а продуктивность II ступени — меньше, чем в предыдущей схеме. Благодаря этому степень регенерации заметно увеличивается. Действительно, при указанных на схеме параметрах продуктивность II ступени

$$\begin{aligned} \mu_{II} &= \eta \frac{r_2 + (m_1 - 1)c_{p1}(t_2 - t_3)}{r_3 + m_2c(t_3 - t_{п.в})} = \\ &= 0,99 \frac{560,5 + (2 - 1)0,93(65 - 40,5)}{574,7 + 3 \cdot 0,94(40,5 - 33)} = 0,97. \end{aligned}$$

Количество регенерируемого тепла на 1 кг вторичного пара I ступени

$$\begin{aligned} q'_p &= r_2 + 1,8m_1c(t_{п.в} - t_{3,в}) + m_2c(t_{п.в} - t_{3,в}) = \\ &= 560,5 + 18,2 \cdot 0,94(33 - 28) + 3 \cdot 0,94(33 - 28) = \\ &= 591,5 \text{ ккал}. \end{aligned}$$

То же, отнесенное к 1 кг дистиллята от обеих ступеней

$$q_p = q'_p : (1 + \mu_{II}) = 591,5 : 1,97 = 300 \text{ ккал/кг}.$$

Теоретический расход тепла здесь будет несколько меньшим, так как общее относительное количество продуваемого рассола (см. рис. 5, б) равно $\epsilon = 1,46$. Благодаря этому значение q_0 уменьшается по сравнению с предыдущим значением на 6,2 ккал/кг и равно 617 ккал/кг.

Степень регенерации

$$\rho = \frac{q_p}{q_0} = \frac{300}{617} = 0,487.$$

Удельный расход тепла

$$q = q_0 - q_p = 617 - 300 = 317 \text{ ккал/кг}$$

Продуктивность опреснителя

$$\mu = \frac{i_1 - i_k}{q} = \frac{641 - 65}{317} = 1,815.$$

Выход дистиллята на 1 т топлива при наибольшем значении $D_k = 15$ т здесь равен

$$D = \mu D_k = 1,815 \cdot 15 = 27,2 \text{ т/т.}$$

Такие экономические характеристики достаточно близки к оптимальным (см. гл. V) и оправдывают применение подобных установок на судах промыслового флота. Однако двухступенчатым опреснительным установкам присущ и неизбежный эксплуатационный недостаток — образование накипи в I ступени, в которой температура кипения составляет 60—65° С. Поэтому для обеспечения нормальной производительности и работы без разборки и очистки испарителя в течение приемлемого срока (около 3000 ч) необходимо применять противонакипные присадки. В одноступенчатых испарителях с температурой кипения не более 40° С образование накипи не представляет проблемы (подробнее об условиях образования накипи см. в гл. IV).

При включении двух одноступенчатых испарителей по схеме двухступенчатого испарения суммарная производительность несколько снижается. Если питательная вода подается в испарители последовательно, то причиной снижения производительности будет перегрузка «зеркала испарения» и конденсатора во II ступени, в которую подводится и перегретый рассол из I ступени. Из рассмотренного выше примера видно, что коэффициент продуктивности II ступени значительно выше, чем при обычном одноступенчатом испарении. При параллельном питании обоих испарителей перегрузка зеркала исключается, но зато повышается расход тепла, так как рассол I ступени с относительно высокой температурой во II ступень не поступает.

Другой причиной снижения производительности при двухступенчатом испарении является ограниченный напор нагревательной батареи II ступени, обычно составляющий 20° С. При большем напоре температуру кипения в I ступени пришлось бы соответственно поднимать выше 60—65° С, что приводит к интенсивному образованию накипи и потере тепла с конденсатом греющего пара и с рассолом. Между тем многие одноступенчатые вакуумные испарители рассчитаны на температурный напор в батареях до 40—50° С. Естественно, что такие испари-

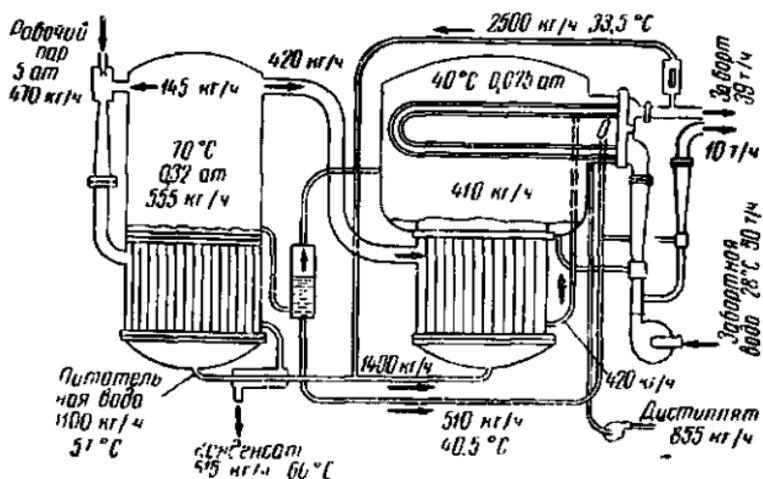


Рис. 6. Тепловая схема двухступенчатой опреснительной установки со струйным компрессором.

тели могут удовлетворительно работать по схеме двухступенчатого испарения лишь при существенном уменьшении производительности каждого корпуса — до 50—60% от номинальной. Лишь глубоковакуумные опреснители с развитой поверхностью нагрева, рассчитанные на использование в качестве греющей среды как горячей воды, так и пара, пригодны для двухступенчатого испарения с сохранением суммарной номинальной производительности.

Еще более благоприятных экономических показателей можно добиться сочетанием двухступенчатого испарения со струйным компрессором для сжатия вторичного пара I ступени. На рис. 6 показана схема такой установки производительностью 24 т/сутки, из которых 3,5 т расходуется на пополнение запасов котельной воды, а 20,5 т — на бытовые нужды. Применение струйного компрессора позволяет добиться практически таких же экономических показателей, как и при трехступенчатом испарении. При этом удельный расход тепла удается снизить до 272 ккал/кг, удельный расход пара — до 0,470 кг/кг, а себестоимость дистиллята — до 90—95 коп. за 1 кг, выход дистиллята на 1 т топлива увеличить до 32 т. Такие экономические характеристики наиболее близки к оптимальным (см. главу V). Описанная схема

наиболее удобна для модернизации существующих установок с вакуумными испарителями. Однако предварительным условием широкого внедрения двухступенчатого испарения является освоение методов борьбы с накипью (см. гл. IV).

Область наиболее выгодного применения двухступенчатых опреснителей — суда с расходом воды от 5 до 20—30 т/сутки. К этой категории относятся производственные рефрижераторы, некоторые транспортные рефрижераторы, суда типа СРТМ, РТМ и БМРТ.

Регенерация тепла в многоступенчатых испарителях. При адиабатном испарении через испаритель проходит относительно большое количество нагретой воды, температура которой в ступени понижается не более чем на 20° С. В связи с этим при одноступенчатом испарении количество подаваемой в испаритель воды в 25—30 раз превышает его производительность. Соответственно из испарителя необходимо откачивать большое количество рассола, и если не принять специальных мер по уменьшению потерь тепла с рассолом, то удельный расход тепла оказывается значительно большим, чем в одноступенчатых кипящих испарителях.

В частности, адиабатные испарители на РТМ типа «Тропик», выполненные по проточной схеме, именно по этой причине имеют удельный расход тепла около 1200 ккал/кг, т. е. вдвое больше нормального для вакуумных испарителей.

Во избежание повышенных потерь тепла с рассолом одноступенчатые адиабатные испарители выполняют с рециркуляцией рассола (см. рис. 1, б). В этом случае они имеют такой же удельный расход тепла, как и кипящие.

К их преимуществам относятся более стабильная работа парового объема и меньшая вероятность засоления дистиллята при вспенивании рассола и его набухании, лучшая теплопередача и меньшие габариты.

Однако при многоступенчатом исполнении отчетливо проявляются другие преимущества испарителей этого типа — более простое конструктивное исполнение большого числа ступеней, возможность применить сколь угодно большое число ступеней в данном интервале темпера-

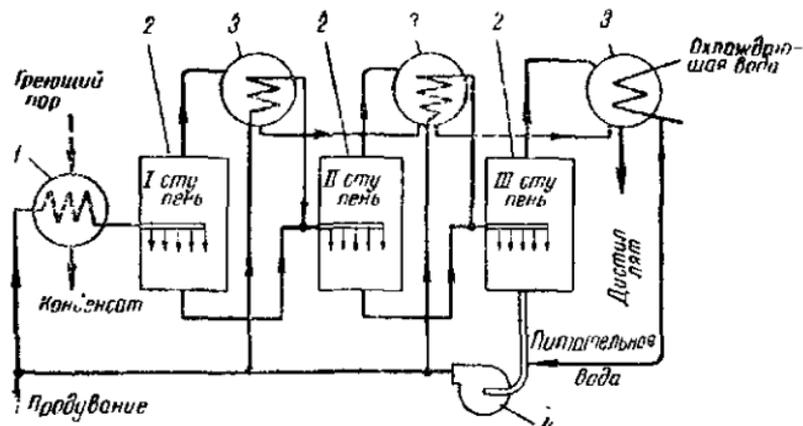


Рис. 7. Условная схема регенерации тепла в многоступенчатой адиабатной опреснительной установке:

1 — подогреватель, 2 — испаритель; 3 — конденсатор; 4 — циркуляционный насос.

тур* и отсюда — возможность достигнуть весьма малых удельных расходов тепла.

Условная схема регенерации тепла при многоступенчатом испарении показана на рис. 7. Если испарять воду не в одной, а в двух или более последовательно расположенных расширительных камерах, то ее можно нагревать не только в наружном подогревателе за счет внешнего тепла, но и в конденсаторе I ступени. Далее все тепло вторичного пара I ступени может быть использовано для получения пара во II ступени, куда направляется для испарения охлаждающая вода. Аналогично многоступенчатому испарению в кипящих испарителях теплота конденсации пара ступеней высокого давления может быть регенерирована в последующих ступенях, а расход тепла на подогреватель соответственно уменьшен.

* Интервал температур кипения, в котором можно организовать многоступенчатое испарение, по условиям образования накипи и охлаждения в современных испарителях составляет 40—50° С.

В этом интервале число ступеней кипящих испарителей не превышает трех, так как при температурном напоре менее 15° интенсивность теплопередачи резко падает.

Адиабатные испарители в этом интервале могут иметь любое число ступеней. Интенсивность теплопередачи с уменьшением температурного напора здесь, наоборот, увеличивается благодаря меньшему изолирующему эффекту пленки конденсата на трубках.

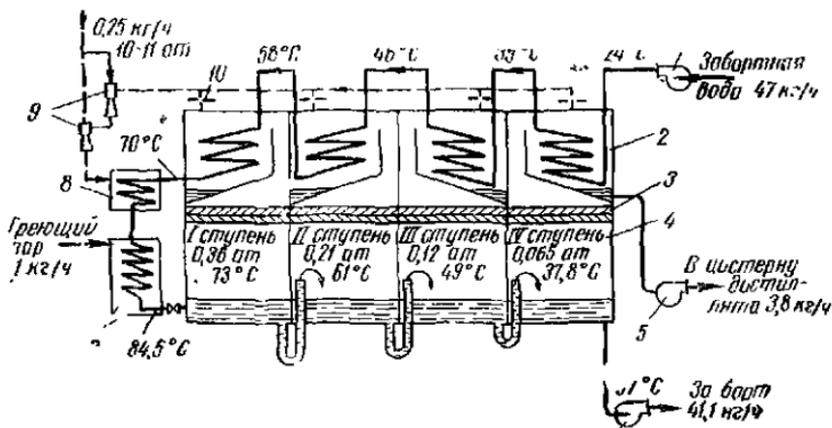


Рис. 8. Схема четырехступенчатого проточного адиабатного испарителя:

1 — циркуляционный насос; 2 — конденсаторы; 3 — сепаратор; 4 — испарительные камеры; 5 — дистиллятный насос; 6 — рассольный насос; 7 — подогреватель; 8 — охладитель эжекторов; 9 — эжекторы; 10 — дроссельная шайба.

В действительности адиабатные многоступенчатые опреснители выполняют по более простой и термодинамически более совершенной схеме (рис. 8). Здесь охлаждающая вода из конденсаторов не поступает непосредственно в расположенные ниже расширительные камеры, а последовательно проходит через все конденсаторы, аккумулируя тепло вторичного пара, и направляется в наружный подогреватель, в котором и достигает наивысшей температуры t_0 . Для предотвращения образования накипи t_0 не должна превышать 90—93° С, а если специальные меры уменьшения накипобразования не предусмотрены, то 80° С.

Рециркуляция испаряемой воды (рассола) при многоступенчатом испарении необязательна, если в последних ступенях удастся поддерживать достаточно глубокий вакуум. На судах применяют почти исключительно проточные адиабатные опреснители, как более простые. Поэтому все дальнейшие выводы приводятся только для проточных опреснителей.

Обозначим нагрев заборной воды в каждом конденсаторе θ , а разность между температурой пара в ступени и температурой охлаждающей воды на выходе из конденсатора δ . Если θ для всех ступеней имеет одно и то же

значение, то полный нагрев воды в испарителе с числом ступеней z

$$T = t_0 - t_{3.в} = \theta(z + 1) + \delta,$$

где t_0 — температура воды перед первой ступенью.

Количество тепла, израсходованного на нагрев 1 кг воды в испарителе,

$$\bar{q}_0 = cT = c[(z + 1)\theta + \delta] \text{ ккал/кг.}$$

Отсюда следует, что в результате регенерации получено

$$\bar{q}_p = cz\theta \text{ ккал/кг}$$

и должно быть подведено в подогреватель

$$\bar{q} = c(\theta + \delta).$$

Отсюда степень регенерации

$$\rho = \frac{z\theta}{(z + 1)\theta + \delta}.$$

Расход воды через испаритель для получения 1 кг дистиллята

$$\bar{W} = \frac{r_{ср}}{\eta c \theta z} \text{ кг/кг,}$$

где $r_{ср}$ — среднее по всем ступеням значение скрытой теплоты парообразования;

η — коэффициент сохранения тепла.

Отсюда удельный расход тепла

$$\begin{aligned} q &= (1 - \rho) \bar{W} \bar{q}_0 = r_{ср} \frac{\theta + \delta}{z \theta \eta} = \\ &= r_{ср} \frac{T + z\delta}{z(T - \delta) \eta} \text{ ккал/кг.} \end{aligned}$$

Величина $z\theta$ ограничена общим нагревом T . Поэтому, увеличивая z и соответственно уменьшая θ и δ , можно получить сколь угодно малые значения q . Но при этом, естественно, увеличивается и стоимость испарителя, так как все конденсаторы при малых значениях δ должны

иметь весьма развитые поверхности. Поэтому в реальных конструкциях значения $\delta < 2,5^\circ \text{C}$ практически не встречаются. Кроме того, следует учитывать, что для расчета конденсаторов значение δ должно быть принято меньше рассматриваемого здесь на величину температурной депрессии.

Принимая при $T=50^\circ \text{C}$, $z=10$, $\delta=2,5^\circ \text{C}$, $\eta=0,95$ и $r_{\text{ср}}=565$ ккал/кг, получим

$$\theta = \frac{T - \delta}{z + 1} = 4,31^\circ \text{C};$$

$$q = 565 \cdot \frac{4,31 + 2,5}{10 \cdot 4,31 \cdot 0,95} = 94 \text{ ккал/кг.}$$

Коэффициент использования тепла учитывает потери тепла в окружающую среду, потери от растечки тепла по металлу от ступени к ступени и от так называемого вторичного испарения дистиллята. Для крупных многоступенчатых испарителей $\eta=0,92-0,94$. С уменьшением производительности доля этих потерь, естественно, увеличивается и при производительности 20—30 т/сутки η понижается до 0,85—0,80.

Удельный расход тепла менее 90 ккал/кг для судовых испарителей этого типа не характерен, так как почти во всех случаях, где требуются многоступенчатые испарители, есть возможность утилизировать отработавший или низкопотенциальный пар, отбираемый от турбин. При этом даже сравнительно небольшое число ступеней (пять, восемь) позволяет снизить себестоимость опресненной воды до 60 коп. за 1 т.

Многоступенчатые испарители с рециркуляцией россола широкого распространения не получили, так как в нормальных условиях, т. е. при расчетной температуре заборной воды 28—30° С, их экономичность не отличается от экономичности более простых проточных опреснителей. Однако при большом числе ступеней и низкой температуре заборной воды рециркуляция становится совершенно необходимым условием сохранения высокой экономичности. Поскольку периоды плавания промысловых судов в относительно холодных водах (температурой 10—15° С) довольно продолжительны, анализ пригодных для этих условий схем опреснительных установок заслуживает внимания.

Как видно из предыдущего, температуры испарения в отдельных ступенях определяются следующим образом:

$$t_n = t_0 - n\theta = t_0 - n \frac{t_0 - t_{з.в} - \delta}{z + 1},$$

где n — порядковый номер ступени при общем их числе z и при равенстве θ для всех ступеней.

При этом в последней ступени температура испарения

$$t_z = t_{з.в} + \delta + \theta.$$

Значения t_z в зависимости от числа ступеней по мере понижения температуры заборной воды $t_0 - t_{з.в} = 60^\circ$ и $\delta = 4^\circ\text{C}$ приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

$t_{з.в}, ^\circ\text{C}$	Число ступеней z						
	2	3	4	5	6	8	10
25	47,7	43	40,2	38,2	37	35,2	34,1
20	42,7	38	35,2	33,3	32	30,2	29,1
15	37,7	33	30,2	28,3	27	25,2	24,1
10	32,7	28	25,2	23,3	22	20,2	19,1

Как видно из табл. 1 даже при температуре заборной воды 25°C , t_z в пятиступенчатом испарителе меньше 40°C . Между тем по конструктивным соображениям $t_z < 40^\circ\text{C}$ крайне нежелательна, так как при пониженной температуре испарения требуются большой объем камеры, развитая поверхность конденсатора, двухступенчатые эжекторы. В реальных условиях эксплуатации испарителя снижение t_z вызовет увеличение скорости подъема пара и засоление дистиллята, а по достижении эжекторами предела разрежения — понижение температуры во всех ступенях, в том числе и в подогревателе. Это в свою очередь приведет к снижению производительности испарителя или при попытках сохранить номинальное значение t_0 — к перерасходу греющего пара. Если $t_z = 40^\circ\text{C}$, то для судна, плавающего в холодных водах, необходимо предусмотреть способ повышения температуры питательной воды.

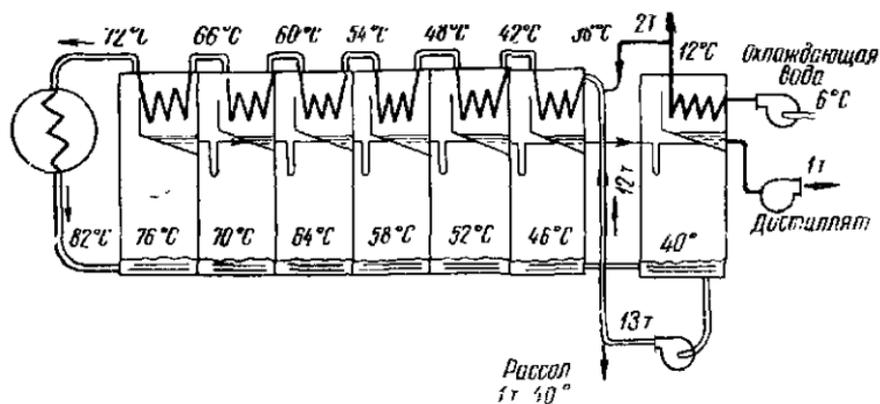


Рис. 9. Схема семиступенчатого адиабатного опреснителя с циркуляцией рассола.

Проще всего это сделать перепускиванием части рассола в приемный патрубок питательного насоса. Однако для опреснителя, рассчитанного на повышенную температуру заборной воды, эта мера является временной. Если опреснитель должен большую часть времени работать в относительно холодных водах, то целесообразно использовать рециркуляцию рассола, направляя основную его часть в конденсатор предпоследней ступени или предшествующей ей, как показано на рис. 9. В этом случае через конденсатор последней или нескольких последних ступеней прокачивают холодную заборную воду, что позволяет резко сократить его поверхность благодаря большому температурному напору. Поэтому рециркуляция широко используется на береговых станциях опреснения морской воды, где число ступеней достигает 50. Рециркуляция рассола применена в двадцатиступенчатом опреснителе производительностью 600 т/сутки на английском пассажирском пароходе «Нозерн Стар».

Экономический анализ вопроса о стоимости и целесообразном числе ступеней показывает, что оптимальная экономичность достигается при трех-четыре ступенях, если в опреснителе используется пар из отборов от турбины или отработавший. Лишь в тех случаях, когда на опреснители приходится расходовать свежий пар из котла (дресселированный и соответственно увлажненный), оптимальное число ступеней равно семи—девяти. Для таких опреснителей рециркуляция рассола могла бы

быть эффективным средством уменьшения их габаритов и стоимости, а также сохранения экономичности при плавании в холодных водах.

Еще одна особенность многоступенчатых адиабатных опреснителей проявляется при анализе возможностей улучшения их характеристик путем применения компрессоров. Оказывается, что основной эффект применения компрессора, подающего сжатый пар из n -й ступени в подогреватель, заключается в возможности уменьшения поверхности конденсатора этой и всех расположенных выше ступеней пропорционально количеству отобранного пара. Поэтому, чем ближе к последней ступени производится отбор, тем больше его эффект, но вместе с тем больше и затраты энергии на сжатие пара. Интересно, что при постоянном значении t_0 — t_2 применение компрессоров не уменьшает расхода тепла и позволяет лишь уменьшить размеры и стоимость конденсаторов.

Приведенный выше обзор типов опреснителей и их экономических характеристик показывает, что современная техника опреснения позволяет для любых, даже самых неблагоприятных условий (например, при полном отсутствии пара на судне), подобрать достаточно экономичный опреснитель, вырабатывающий воду по себестоимости того же порядка, что и цена водопроводной воды в портах (85 коп. за 1 т при заправке с портовых плавсредств и 35 коп. за 1 т — непосредственно из водопроводной сети). Более подробно выбор типа и характеристик опреснителя рассмотрен в гл. V.

ГЛАВА II

РАБОТА ОПРЕСНИТЕЛЯ В СОСТАВЕ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Включение опреснителя в состав судовой энергетической установки налагает на его характеристики определенные ограничения по габаритам, качеству дистиллята и другим эксплуатационным характеристикам, но вместе с тем дает ряд крупных преимуществ, позволяя использовать малоценное или отбросное тепло. В большинстве случаев, особенно на крупных судах, этого тепла вполне достаточно для обеспечения требуемой производительности даже сравнительно простого по конструкции опреснителя.

Обеспечение теплом дистилляционных опреснителей на транспортных судах производится путем утилизации тепла главных двигателей или отбора пара низкого давления из турбин. Большое количество низкопотенциального тепла позволяет использовать на этих судах простейшие схемы и конструкции опреснителей.

Иначе обстоит дело на большинстве типов судов промышленного флота. Сравнительно малая мощность двигателей и большой расход воды вынуждают изыскивать схемы и типы опреснительных установок, которые позволили бы получить возможно большее количество дистиллята при ограниченной мощности двигателей или ограниченном расходе пара. В связи с этим ниже подробно анализируются различные схемы утилизации тепла двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и использования пара низкого давления.

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Утилизация тепла охлаждающей воды ДВС. Внедрение в технику опреснения испарения при низких температурах открыло широкие перспективы утилизации отбросного тепла ДВС и, прежде всего, тепла охлаждающей воды. Простейшая схема такой утилизации, использованная, в частности, на судах типа «Тро-

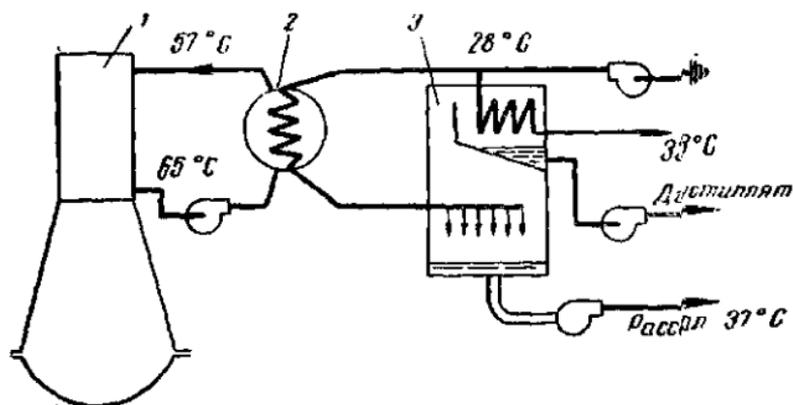


Рис. 10 Схема утилизации тепла охлаждающей воды в адиабатном проточном опреснителе с параллельным охлаждением:

1 — двигатель; 2 — водо-водяной теплообменник (охладитель контура пресной воды); 3 — опреснитель.

лик», предусматривает адиабатное испарение заборной охлаждающей воды с соответствующим понижением ее температуры от 45—50°C перед испарителем до 36—40°C на выходе (рис. 10). При всей простоте такой схемы крупным ее недостатком является большой удельный расход тепла и, как следствие этого, малая производительность опреснителя.

При параметрах, указанных на рис. 10, удельный расход тепла составляет 1220 ккал/кг, т. е. вдвое больше, чем для кипящих испарителей.

Несколько меньшего расхода тепла (до 900 ккал/кг) удастся достичь при использовании в водо-водяном холодильнике той же воды, которая охлаждает конденсатор испарителя (рис. 11), т. е. по обычной схеме проточного адиабатного испарения.

Существенного уменьшения расхода тепла можно добиться повышением температуры воды перед испарителем (см. рис. 11). Увеличение t_0 до 50°C позволило бы снизить q до 825 ккал/кг, а при двухступенчатом испарении — до 730 ккал/кг. Однако возможность повышения t_0 ограничена температурой пресной воды $t_{п.в}$ в системе охлаждения двигателя, которая в большинстве судовых дизельных установок не превышает 65°C. При сохранении разности температур между пресной и морской водой 20°C и получается приведенное выше значение $t_0 = 45°C$.

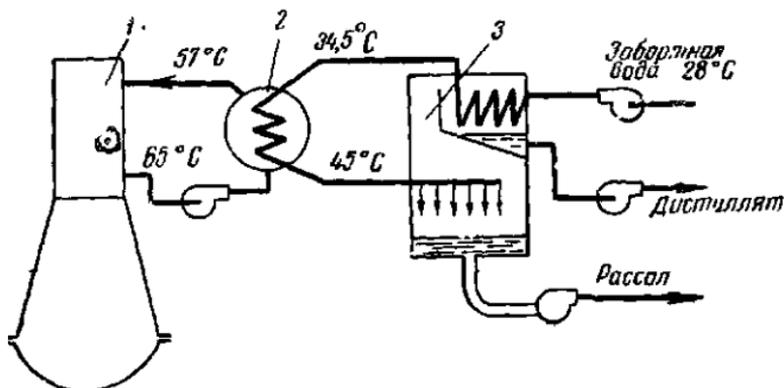


Рис. 11. Утилизация тепла охлаждающей воды при последовательном охлаждении конденсатора и водо-водяного теплообменника:

1 — двигатель; 2 — водо-водяной теплообменник; 3 — опреснитель.

Повышение $t_{п.в}$ до 100—120°С в так называемых системах высокотемпературного охлаждения дизелей позволило бы улучшить теплоиспользование двигателя. Однако до сих пор высокотемпературное охлаждение применяли лишь в отдельных двигателях малой мощности, например Катерпиллер Д-353Е, мощностью 345 л. с. при 1200 об/мин, в которых допускается кипение воды в водяных полостях крышек цилиндров.

Органическим свойством схемы высокотемпературного охлаждения является уменьшение количества располагаемого тепла на величину потерь в маслоохладителе, который во всех случаях должен прокачиваться холодной водой и не может быть включен в контур высокотемпературного охлаждения. Между тем в некоторых типах двигателей, особенно с масляным охлаждением поршней, с маслом отводится до $\frac{1}{3}$ общего тепла в системе охлаждения. Поэтому далеко не во всех случаях повышение температуры охлаждающей воды может привести к заметному увеличению производительности опреснителя.

Чаще всего тепло охлаждающей воды утилизируется при ее обычной температуре (60—65°С) в одноступенчатых кипящих глубоковакуумных испарителях с удельным расходом тепла 600—610 ккал/кг. Схема включения испарителя в контур охлаждающей пресной воды двигателя показана на рис. 12.

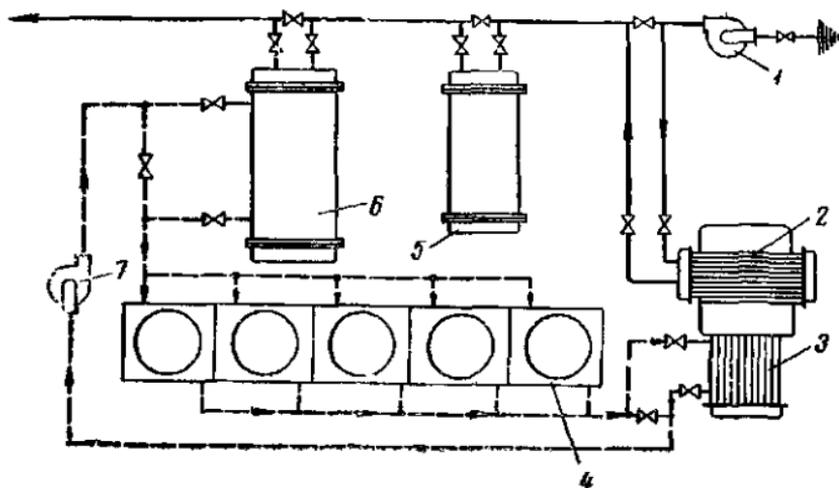


Рис. 12. Схема включения утилизационного опреснителя в контур охлаждения двигателя:

1 — насос заборной воды; 2 — конденсатор опреснителя; 3 — греющая батарея опреснителя; 4 — двигатель; 5 — маслоохладитель; 6 — водоводяной теплообменник; 7 — циркуляционный насос пресной воды.

Количество тепла охлаждающей воды, которое можно использовать для выработки дистиллята, колеблется в зависимости от типа двигателя и его конструктивного исполнения в довольно широких пределах — от 10% теплоты сгорания топлива в мощных двигателях с турбонаддувом и охлаждением воздуха до 30% в двигателях малой мощности. Эти различия обусловлены следующими причинами:

с увеличением размеров цилиндра уменьшается относительная площадь поверхностей, омываемых газами. Поэтому при равной мощности и прочих равных условиях в быстроходном двигателе относительные потери на охлаждение будут больше, чем в тихоходном с малым числом оборотов;

в двигателях большой мощности охлаждение масла производится, как правило, заборной водой;

в мощных двигателях с газотурбинным наддувом нагнетаемый в цилиндры воздух охлаждается. Воздухоохладители прокачиваются заборной водой и поэтому, как правило, их тепло также не удастся использовать в контуре пресной воды. Между тем это количество тепла составляет 6% теплоты сгорания топлива. Температура охлаждающей воды также снижается до 60—55° С;

при малой мощности двигателей поршни обычно не

охлаждаются и вследствие этого увеличивается доля тепла, передаваемого через стенки и крышку цилиндра. В крупных двигателях поршни, как правило, охлаждаются маслом и соответственно на 2—3% уменьшается отвод тепла в систему водяного охлаждения. Однако в некоторых конструкциях встречается и водяное охлаждение поршней, например в двигателях МАН;

увеличение мощности, достигаемое путем наддува двигателя, также ведет к уменьшению относительного отвода тепла в систему водяного охлаждения ориентировочно на $\frac{1}{4}$, так как при постоянной величине теплопередающей поверхности интенсивность теплопередачи при наддуве повышается в меньшей степени, чем мощность.

Учитывая эти факторы, количество тепла [в ккал/(э. л. с. ч)] в системе водяного охлаждения, которое может быть использовано для опреснения, составляет:

В четырехтактных двигателях	
без наддува	400—480
с наддувом	300—350
. В двухтактных двигателях	
без наддува	300—350
с наддувом	200—250

Меньшие значения этих величин относятся к двигателям с цилиндром диаметром более 30 см, большие — к малоразмерным двигателям мощностью до 150 л. с. При охлаждении наддувочного воздуха количество тепла в системе водяного охлаждения должно быть уменьшено на 40—60 ккал/(э. л. с. ч). В табл. 2 приведены значения тепловых потерь с охлаждающей водой в наиболее распространенных двигателях.

Изменение теплоотдачи в охлаждающую воду в зависимости от мощности двигателя представлено (по данным Вагнера) на рис. 13. В соответствии с этими данными при удельном расходе тепла в одноступенчатых глубоковакуумных опреснителях 610—620 ккал/кг в них можно получить от 0,04 до 0,11 т дистиллята в час на 100 л. с. Следует, однако, оговориться, что большие значения справедливы лишь для маломерных двигателей, встречающихся в основном на судах прибрежного лова, которые в опреснителях не нуждаются. На судах, предназначенных для океанского промысла, даже вспомогательные двигатели имеют мощность на один цилиндр не

Таблица 2

Марка двигателя	Мощность, э. л. с.	Число оборотов в минуту	Удельный расход топлива, г/(э. л. с. ч)	Температура выхлопных газов, °С	Потери с выхлопными газами		Количество утилизируемого тепла выхлопных газов, ккал/(э. л. с. ч)	Потери с охлаждающей водой	
					%	ккал/(э. л. с. ч)		%	ккал/(э. л. с. ч)
Четырехтактные									
6Ч 15/18	140	1500	—	400	21,4	600	395	21,6	400
6Ч 16/22,5	140	1500	—	—	—	—	—	—	455
4Ч 17,5/24 (NVD-24)	100	760	168	400	18,2	405	—	—	450
6Ч 23/30	—	—	—	—	—	—	—	—	395
6Ч 28/38 (МАН)	690	580	175	—	33,5	590	—	25	441
6ЧН 28/38 (МАН)	950	700	170	—	42,5	725	—	15,5	265
6ЧР 32/48 (Букау—Вольф)	400	175	—	400	—	570	350	—	—
8Ч 24/36 (8NVD-36)	405	500	—	370—380	—	550	340	—	—
8ЧРН 32/48 (8NVD 48-2А)	1160	375	—	395—445	—	600—650	380—400	—	—
Двухтактные									
8ДР 43/61	2000	250	175	260	32	550	—	23,9	410
6ДР 52//90 (МАН)	1900	145	—	265	—	—	—	—	—
6ДКРН 74/160	7500	115	160	—	—	—	—	15	240
„Гетаверкен“	7200	120	160	320	—	—	—	—	—

менее 25 л. с. (4Ч 17,5/24), поэтому выход дистиллята за счет охлаждающей воды достигает 1,7—1,8 т сутки на 100 л. с.

При полной загрузке двигателей, устанавливаемых на промышленных судах, такого выхода дистиллята было бы достаточно для удовлетворения всех нужд судна. Так, на судах типа «Троник» нагрузка двигателей (двух главных и трех вспомогательных) составляет 2400 л. с. и соответствующий выход дистиллята мог бы быть равным 36 т/сутки, что вдвое превышает потребности судна. Однако принятая для этих судов схема опреснительной установки не допускает одновременной утилизации тепла всех двигателей, а повышенный удельный расход тепла и неполная нагрузка двигателей на различных режимах работы судна приводят к тому, что суточная выработка дистиллята за счет утилизации тепла охлаждающей воды не превышает 8—9 т на 1000 л. с.

На подавляющем большинстве морских транспортных судов в качестве утилизационных применяют одноступенчатые вакуумные опреснители кипящего типа, как наиболее простые.

На промышленных судах, где опреснитель должен вырабатывать возможно большее количество воды при ограниченной мощности и переменной нагрузке двигателя, целесообразно применять адиабатные испарители. При переменной нагрузке, особенно при резком ее увеличении, в кипящих опреснителях часто происходит заброс пены и капель рассола в конденсатор, особенно при глубоком вакууме. Однако двигатели транспортных судов работают со стабильной нагрузкой, так что этот недостаток кипящих опреснителей не проявляется. На промышленных судах он неизбежен и поэтому более перспективны адиабатные испарители, которые благодаря отсутствию пены и заброса рассола работают при переменных

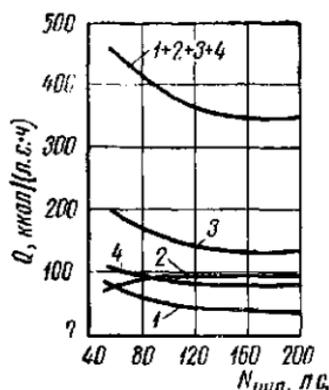


Рис. 13. Потери тепла с охлаждающей водой в зависимости от мощности цилиндра в четырехтактных дизелях:

1 — потери на охлаждение поршня, 2 — потери на охлаждение стенки цилиндра; 3 — потери на охлаждение крышки цилиндра; 4 — охлаждение турбоагрегата.

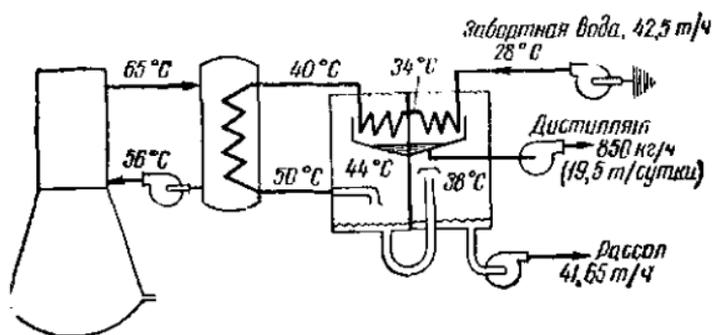


Рис. 14. Схема двухступенчатого утилизационного опреснителя в контуре охлаждения ДВС.

нагрузках вполне устойчиво. Дополнительным их преимуществом, особенно для промышленного судна, является возможность уменьшить размеры парового пространства, так как вероятность засоления пара здесь благодаря отсутствию кипения значительно меньше. Проточная схема движения испаряемой воды позволяет уменьшить на 30—50% соленость рассола, что также способствует увеличению чистоты вторичного пара и уменьшению размеров испарителя.

Наконец, для увеличения выработки дистиллята на единицу мощности дизеля можно пойти на некоторое усложнение конструкции опреснителя, используя две адиабатные ступени. При температурах $t_{з.в.} = 28^\circ\text{C}$, $t_0 = 50^\circ\text{C}$ и $t_2 = 38^\circ\text{C}$ (рис. 14) удельный расход тепла на опреснитель снижается до 480 ккал/кг, а выход дистиллята на 100 л. с. увеличивается до 1,95 т/суки. Эта схема позволяет решить проблему водоснабжения целиком за счет утилизационных опреснителей на некоторых промышленных судах, например на траулерах с электродвижением при единой системе тока на главные и вспомогательные потребители, когда нагрузка судовой электростанции оказывается достаточно большой.

Утилизация тепла выхлопных газов ДВС. Как видно из табл. 2, потери тепла с выхлопными газами для большинства двигателей значительно больше потерь с охлаждающей водой и составляют 500—750 ккал/(э. л. с. ч). Наддув и увеличение размеров цилиндров способствуют росту этих потерь за счет соответствующего уменьшения потерь на охлаждение. Хотя это тепло не может быть полностью утилизировано, тем не менее количество утилизируемого тепла выхлопных

газов близко к количеству тепла, отводимому с охлаждающей водой, и позволяет добиться достаточно большой производительности утилизационных опреснителей. Проблема максимальной выработки пресной воды за счет утилизации тепла ДВС в силу ряда причин приобрела особую актуальность лишь на отечественных промысловых судах, ведущих промысел на расстояниях до 6000 миль от своих портов. Промысловые суда других стран находятся с этой точки зрения в более благоприятных условиях, так как они работают вблизи своих портов и характеризуются меньшим отношением количества расходуемой воды к мощности дизелей.

Доля тепла выхлопных газов, которую можно использовать в опреснителях, определяется их температурой на входе в утилизационный подогреватель или котел $t_{в.г}$ и на выходе из него t_{yx}

$$q_{yt} = q_{в.г} \frac{t_{в.г} - t_{yx}}{t_{в.г} - t_{н.в}}$$

где $q_{в.г}$ — располагаемое тепло выхлопных газов, ккал/(э. л. с. ч);

$t_{н.в}$ — температура наружного воздуха.

Для предотвращения коррозии поверхностей нагрева температура уходящих из утилизатора газов принимается не ниже 150—160°С. Для сохранения достаточного температурного напора в утилизаторе (не менее 50°С), необходимо соблюдать следующее условие:

$$t_{yx} \geq t_0 + 50,$$

где t_0 — температура теплоносителя на выходе из утилизатора (температура воды в подогревателе или температура насыщенного пара в котле), °С.

Если утилизированное тепло предназначено только для опреснителя, то нет необходимости применять в качестве утилизатора паровой котел, достаточно иметь подогреватель пресной воды, температура которой на выходе может быть не выше 100°С. В этом случае можно принимать $t_{yx} = 150 \div 160^\circ\text{C}$ при наиболее длительной нагрузке. Следует, однако, учитывать, что минимальная температура уходящих газов, позволяющая добиться максимальной утилизации тепла, не во всех случаях

оказывается наивыгоднейшей. Известно, что в утилиза-
ционных котлах и подогревателях тепловые потоки в
8—10 раз меньше, чем в испарителях. Поэтому заданной
производительности опреснителя можно добиться и при
меньшей доле утилизируемого тепла, используя более
экономичный многоступенчатый опреснитель с развиты-
ми поверхностями конденсаторов.

Температура выхлопных газов (в °С) зависит от типа
и размеров двигателя, его быстроходности и степени
наддува и находится при номинальной нагрузке в следую-
щих границах:

Для четырехтактных дизелей	
тихоходных	350—450
быстроходных	450—550
Для двухтактных дизелей	
тихоходных	300—350
быстроходных	350—450

Бóльшие значения этих температур относятся к дви-
гателям с наддувом, меньшие — к двигателям без над-
дува.

Количество тепла, утилизируемого при температуре
уходящих газов 160°С и наружного воздуха 20°С для
ряда двигателей, распространенных на промысловых су-
дах, приведено в табл. 2.

По данным В. А. Ваншейдта, для ориентировочного
определения $q_{в.г}$ количество выхлопных газов $G_{в.г}$ можно
принимать равным 5,2 ÷ 6,5 кг/(э. л. с. ч) для четырех-
тактных и 9—10 кг/(э. л. с. ч) для двухтактных дви-
гателей. При этом бóльшие значения принимают для дви-
гателей с меньшей температурой выхлопных газов.

$$q_{в.г} = c_{в.г} t_{в.г} G_{в.г},$$

где $c_{в.г}$ — удельная теплоемкость выхлопных газов.

Пренебрегая изменением теплоемкости с температу-
рой, в диапазоне 300—400°С можно принять в среднем
 $c_{в.г} = 0,23$ ккал/(кг·град) для двухтактных и $c_{в.г} =$
 $= 0,25$ ккал/(кг·град) для четырехтактных двигателей.

Как видно из приведенных данных, от выхлопных га-
зов можно утилизировать почти столько же тепла, сколь-
ко и от охлаждающей воды.

Важным преимуществом рассматриваемого способа
утилизации тепла является значительно более высокая
температура теплоносителя, позволяющая применить

многоступенчатое испарение и таким образом резко увеличить выработку опресненной воды при ограниченной мощности двигателя. Например, четырехступенчатый опреснитель с удельным расходом тепла 240 ккал/кг в сочетании с двигателем 8 NVD-36 может за счет утилизации тепла выхлопных газов выработать до 140 кг дистиллята на 100 э. л. с. ч, или 13—14 т/сутки при полной нагрузке двигателя. Это позволяет решить проблему водоснабжения без затрат топлива, за счет тепла выхлопных газов дизельгенераторов почти на всех промысловых судах.

Заметим, что в отличие от судов транспортного флота для промысловых судов характерна относительно большая мощность электростанции. На многих траулерах суммарная мощность дизельгенераторов близка к номинальной мощности главных дизелей, а на РТМ типа «Тропик» даже превосходит последнюю. Нагрузка электростанции на промысле весьма близка к нагрузке главного двигателя, но отличается большей стабильностью. На траулерах тепло главного двигателя использовать невозможно из-за частых изменений режима работы. Вспомогательные дизель-генераторы в отличие от главных дизелей работают безостановочно и не подвержены столь резким и частым изменениям нагрузки.

Для судов типа БМРТ среднесуточная нагрузка электростанции на промысле в субтропических широтах (350—400 кВт) позволяет за счет утилизации тепла выхлопных газов получить не менее 20 т воды от опреснителя с удельным расходом тепла 240 ккал/кг, или 24 т/сутки, при удельном расходе тепла 200 ккал/кг. Неравномерность выделения тепла в утилизаторах, неизбежная при колебаниях расхода электроэнергии, в значительной степени гасится за счет тепловой инерции опреснителя и утилизатора. К работе при переменном подводе тепла лучше всего приспособлены адиабатные проточные опреснители. Это подтверждается успешным опытом эксплуатации таких утилизационных опреснителей на производственных рефрижераторах типа «Красногорск» в составе «Востокрыбхолодфлота», разработанных под руководством автора.

К недостаткам системы утилизации тепла относятся большая поверхность и большие габариты утилизатора, связанные с малой интенсивностью теплоотдачи от газов

к трубкам утилизатора. Поверхность утилизатора значительно превышает поверхность опреснителя даже в наиболее экономичных установках. Поэтому для удешевления утилизатора (выполнения его трубок из обычной углеродистой стали) вполне оправдано применение отдельного контура охлаждения его пресной водой. Несмотря на дополнительный теплообменник и насос, стоимость оборудования при этом резко уменьшается, так как отпадает необходимость в использовании для утилизатора цветных металлов. Существенным преимуществом схемы с промежуточным контуром является отсутствие накипи в утилизаторе, а также возможность включения и выключения утилизатора на ходу при работающем дизеле без риска отложения солей на его трубках.

Совместная утилизация тепла выхлопных газов и воды. Максимального выхода опресненной воды — до 2,5—3,2 кг/(э. л. с. ч) можно добиться при совместной утилизации тепла выхлопных газов и охлаждающей воды в единой системе высокотемпературного охлаждения, в которой температура поддерживается не ниже 90—95° С. При этом давление в контуре охлаждения двигателя остается в обычных пределах (1,5—2,5 кг/см²) и поэтому конструкция самого двигателя в изменениях не нуждается.

Количество утилизируемого тепла при этом может быть доведено до 750—800 ккал/(э. л. с.), так что современный многоступенчатый опреснитель с удельным расходом тепла 220—240 ккал/кг позволяет добиться упомянутого выхода дистиллята. Это означает, что дизель-генератор со среднесуточной загрузкой 200 кВт мог бы обеспечить теплом, например, пятиступенчатый опреснитель, вырабатывающий в сутки 20 т воды, что практически достаточно для любого промыслового судна.

Основным препятствием к широкой реализации этой схемы является ограниченность конструкций дизелей, допускающих столь высокую температуру охлаждающей воды. Поэтому при сохранении обычных схем утилизации наибольшего выхода дистиллята можно добиться лишь при раздельном использовании тепла выхлопных газов и охлаждающей воды. Если для утилизации тепла выхлопных газов использовать многоступенчатый опреснитель, а для утилизации тепла охлаждающей воды — односту-

пенчатый кипящий опреснитель, можно получить около 2,0 -- 2,2 кг/(э. л. с. ч) дистиллята.

Но совершенно очевидно, что усложнение установки, обусловленное применением двух опреснителей для одного двигателя, может быть оправдано далеко не во всех случаях. В связи с этим целесообразна совместная утилизация, предусматривающая испарение двух потоков охлаждающей морской воды — от водо-водяного подогревателя и от газового подогревателя — в одном четырехступенчатом опреснителе. При этом первый поток проходит только через последнюю и предпоследнюю ступени.

Несколько неодинаковая тепловая нагрузка и паропроизводительность первых и последних ступеней предопределяет неравные размеры их парового пространства, что легко достигается в вертикальном многоступенчатом испарителе с центральным расположением конденсаторов.

Несмотря на сохранение обычных температур в системе охлаждения, рассматриваемая схема позволяет добиться практически такого же высокого удельного выхода дистиллята, как схема с высокотемпературным охлаждением. Удельный выход дистиллята составляет здесь 2,235 кг/(э. л. с. ч), а удельный расход тепла 335 ккал/кг. Столь высокий выход дистиллята позволяет за счет утилизации тепла вспомогательных дизель-генераторов обеспечить пресной водой любое промышленное судно без дополнительных затрат топлива и дополнительной нагрузки на котел.

Значительное преимущество схемы совместной утилизации заключается также в возможности уменьшения поверхности и габаритов газового утилизатора, в то время как в схемах с утилизацией только тепла выхлопных газов габариты утилизатора почти не отличаются от габаритов опреснителя.

Утилизация пара из промежуточных ступеней турбин и отработавшего пара. Паротурбинные суда в составе флота рыбной промышленности немногочисленны и поэтому утилизация пара из отборов от главных турбин здесь не рассматривается. В то же время на многих крупных судах — плавбазах, крабо- и рыбоконсервных заводах, китобойных базах, — у которых мощность электростанции составляет

1500—3000 квт, довольно широко распространены вспомогательные паровые турбогенераторы.

При единичной мощности свыше 300 квт и достаточно высоких начальных параметрах пара (абсолютное давление $P_0 \geq 30$ ат, $t_0 \geq 400^\circ$ С) себестоимость электроэнергии от турбогенераторов оказывается такой же, как и от дизель-генераторов. Это объясняется главным образом тем, что основное преимущество дизель-генераторов — малый расход топлива — практически полностью ликвидируется более высокой его стоимостью по сравнению с мазутом, а также весьма значительными амортизационными расходами на дизель-генераторы, поскольку их моторесурс, как правило, в 8—10 раз меньше срока службы турбогенераторов. Известно также, что и объемом ремонта турбогенераторов неизмеримо меньше.

Применение турбогенераторов объясняется еще и тем, что технологическое оборудование на судах потребляет большое количество (до 8—15 т/ч) пара, который предварительно может быть использован в турбинах. Совместная выработка электроэнергии и тепла на рыбообработывающих судах является общепризнанным способом снижения расхода топлива.

Дальнейшее снижение расхода топлива на этих судах, потребляющих в сутки до 500 т опресненной воды, достигается использованием пара из отборов, либо отработавшего пара в опреснителях.

При питании испарителей низкопотенциальным паром из отборов расход пара на турбогенератор для сохранения его мощности увеличивается всегда на меньшую величину, чем количество отобранного пара, так как отбираемый пар также совершает работу в турбине.

Если без отбора турбогенератор расходует D_0 пара, то отбор пара на испаритель $D_{исп}$ вызовет увеличение расхода на турбогенератор на величину $\psi D_{исп}$, где ψ так называемый редуцирующий коэффициент

$$\psi = 1 - \phi; \quad \phi = \frac{H_{i \text{ отб}}}{H_i},$$

где $H_{i \text{ отб}}$ — теплоперепад, использованный в турбине до отбора;

H_i — внутренний теплоперепад в турбине.

При абсолютном давлении в точке отбора 0,8—1,2 ат, достаточном для многоступенчатых испарителей, в тур-

богенераторах с начальными параметрами 30—45 ат и 400—450° С, работающих на конденсатор с абсолютным давлением 0,06—0,1 ат, значения φ близки к 0,3—0,35.

Таким образом, включение испарителя в магистраль отбора пара из турбогенератора в обычных условиях позволяет уменьшить суммарный расход на турбогенератор и испаритель на величину $\Delta D = (1 - \varphi) D_{\text{исп}}$. Относя эту экономию целиком к испарителю, можно утверждать, что благодаря питанию из отбора расход пара из котла, связанный с работой испарителя, уменьшается в $\frac{1}{\varphi}$ раз.

При упомянутых значениях φ расход пара из котла на опреснитель ориентировочно уменьшается в 3 раза.

Дополнительный расход пара в парозергетической установке, вызванный включением опреснителя, составляет

$$G = D \frac{\varphi q}{i_0 - i_x},$$

а удельный расход топлива на опреснение

$$b = \frac{\varphi q}{Q_p^n \eta_k (i_0 - i_{п.в})},$$

- где D — производительность опреснителя;
 q — удельный расход тепла на опреснитель, не зависящий от способа его включения;
 i_0 — энтальпия пара перед турбиной;
 i_x — энтальпия конденсата на выходе из конденсатора турбогенератора;
 φq — приведенный удельный расход тепла на опреснитель;
 $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды котла;
 Q_p^n — теплотворная способность топлива;
 η_k — к. п. д. котла.

Наименьшее абсолютное давление $P_{\text{отб}}$, при котором можно использовать пар в опреснителе, соответствует наименьшей температуре греющей среды в одноступенчатом испарителе (55—60° С) и равно 0,16—0,20 ат, а с учетом сопротивлений трубопровода — 0,20—0,25 ат. Применительно к турбогенератору, работающему, например, с начальными параметрами пара: абсолютное давление 45 ат и температура 470° С и абсолютным дав-

лением в конденсаторе $0,06 \text{ ат}$, это давление $P_{\text{отб}}$ соответствует значению $\varphi=0,16$. Принимая значение q для одноступенчатого опреснителя равным 610 ккал/кг , получим крайнее значение приведенного удельного расхода тепла $\varphi q=98 \text{ ккал/кг}$.

Отбор пара из того же турбогенератора при абсолютном давлении $1,1\text{—}1,2 \text{ ат}$ ($\varphi=0,33$) может быть использован в многоступенчатом опреснителе с удельным расходом $q \approx 200 \text{ ккал/кг}$. Приведенный удельный расход тепла в этом случае будет равен $\varphi q=0,33 \cdot 200 = 66 \text{ ккал/кг}$. Вопрос о том, какой из этих вариантов (которые, безусловно, не являются единственно возможными) предпочтительнее, не может быть решен однозначно только на основе сравнения приведенного удельного расхода тепла. В частности, первый вариант удобен тем, что позволяет использовать существующие конструкции одноступенчатых вакуумных опреснителей и турбогенераторов, которые в подавляющем большинстве не имеют отборов. Для работы с опреснителем в таких турбогенераторах можно повысить противодавление. Это решение оправдано в тех случаях, когда расход пара на турбогенератор при наиболее длительной загрузке мало отличается от расхода на опреснитель. При полной загрузке турбогенератора избыток пара при повышенном давлении будет сбрасываться в конденсатор, но ввиду кратковременности таких режимов этим уменьшением экономичности можно пренебречь. При большой мощности турбогенераторов расход пара через них, как правило, значительно превышает возможное потребление пара опреснителями. Поэтому здесь более оправдано применение специальных турбогенераторов с регулируемым давлением в отборе.

Интересную задачу представляет определение оптимального давления в отборе на многоступенчатый опреснитель. Как известно, с повышением температуры испаряемой воды t_0 удельный расход тепла понижается. В связи с этим для опреснителей, работающих на свежем паре, желательна возможно более высокая температура, верхний предел которой ограничивается только допустимой скоростью образования накипи (см. гл. IV).

При питании опреснителя паром из отбора повышение t_0 , а следовательно, и давления в отборе $P_{\text{отб}}$ сопровождается увеличением редуцированного коэффициента φ .

Поэтому должно существовать определенное давление в отборе и соответствующее значение t_0 , при которых приведенный удельный расход тепла fq имеет наименьшую величину. Этот минимум, очевидно, будет зависеть от разности давлений в точке отбора и подогревателе, числа ступеней и удельной поверхности опреснителя f , а также от начальных и конечных параметров пара в турбогенераторе.

В качестве примера рассмотрим четырехступенчатый опреснитель с удельной поверхностью нагрева от 0,025 до 0,04 м² на 1 кг/ч. Зависимость между температурой t_0 или нагревом воды $T = t_0 - t_z$ и удельным расходом тепла, как показано в гл. V, при заданных величинах f и z определяется из соотношения

$$f = \frac{z(r+q)^2}{krT} \ln \frac{qz}{qz-r},$$

где k — средний по ступеням коэффициент теплопередачи, который может быть принят равным 2600 ккал/ч.

Поскольку аналитическое выражение для q , которое может быть получено из этого соотношения слишком громоздко, удобнее воспользоваться значениями q , вычисленными в зависимости от давления греющего пара при различных значениях f (табл. 3).

Давление в подогревателе P_1 определено из условия, что температура насыщения превышает температуру t_0 на 10°. Давления в точке отбора приняты для двух случаев: $P_{отб} = 1,5 P_1$, для турбогенератора, работающего с

Т а б л и ц а 3

$P_1, ат$	$t_0, ^\circ C$	$q, ккал/кг$ при			
		$f = 0,040$	$f = 0,035$	$f = 0,030$	$f = 0,025$
0,126	50	292	360	—	—
0,16	55	250	291	374	—
0,20	60	223	254	305	—
0,25	65	205	228	269	345
0,32	70	192	209	242	297
0,40	75	185	198	223	268
0,50	80	—	189	210	255
0,60	85	—	—	200	228

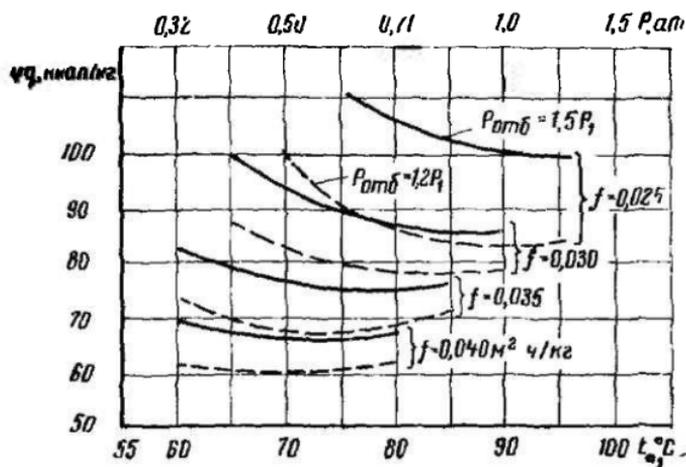


Рис. 15. Зависимость приведенного удельного расхода тепла от давления греющего пара и давления в отборе при различных удельных поверхностях нагрева.

неравномерной нагрузкой и $P_{отб} = 1,2 P_1$, для турбогенератора с более стабильной нагрузкой. Абсолютное давление пара перед турбогенератором 30 ат, температура $400^\circ C$, абсолютное давление в конденсаторе 0,06 ат, внутренний к. п. д. турбогенератора 0,65, $z=4$, $t_{з.в} = 25^\circ C$.

Вычисленные для этих условий значения φq представлены на рис. 15.

Анализ полученных результатов позволяет заключить, что для многоступенчатых опреснителей нецелесообразно назначать абсолютное давление в отборе выше 1,2 ат. Более того, для опреснителей с развитой поверхностью нагрева ($f=0,035-0,040$ m^2 на 1 кг/ч) давление в отборе может быть снижено до 0,7—0,8 ат без ущерба для их экономичности. Соответствующая начальная температура испаряемой воды может быть принята равной $65-70^\circ C$, при которой образования накипи не происходит. Кроме того, чем больше поверхность опреснителя или число ступеней, тем менее заметно влияние t_0 на экономичность, что позволяет выбирать точку отбора, исходя из особенностей проточной части турбины, и в частности, из числа ее ступеней.

Существующие модели турбогенераторов для рыбообрабатывающих судов имеют только один отбор при абсолютном давлении 6 ат, которое определяется технологическими потребителями. Таковы турбогенераторы

ОП—0,7к для крабозаводов типа «Андрей Захаров» и ТДО—1500 для рыбобазы «Восток» и плавбазы типа «Посыет». Из этих же отборов питаются и пятиступенчатые опреснители М-5, для которых требуемое абсолютное давление греющего пара не превышает 0,8 ат.

Если бы турбогенератор был снабжен отбором низкого давления (≈ 1 ат) для опреснителя, то при том же расходе пара дополнительная выработка энергии составила бы 250 квт, а годовая экономия топлива --- 570 т. Заметим, что стоимость этого количества топлива на промысле близка к стоимости турбины.

Таким образом, наличие отбора низкого давления позволило бы уменьшить удельный расход тепла до 60 ккал/кг и удельный расход топлива до 7—8 кг на 1 т опресненной воды, а также предотвратить образование накипи в опреснителях. В связи с этим было бы рационально создавать для рыбопромысловых судов специальные турбогенераторы с двумя отборами — на технологические нужды (6 ат) и на опреснитель (1,2 ат).

Для поддержания производительности опреснителя, близкой к номинальной, и упрощения системы автоматики опреснителя желательна возможно меньшая неравномерность нагрузки турбогенераторов с отборами. С этой целью может быть рекомендована параллельная работа двух турбогенераторов с разными статическими характеристиками регуляторов скорости.

При этом турбогенератор, к отбору которого подключен опреснитель, имея более крутую характеристику, работал бы с более стабильной нагрузкой. Аналогичным образом можно было бы использовать сочетание турбогенератора и дизельгенератора, воспринимающего основную часть колебаний нагрузки.

Опыт эксплуатации подобных параллельно работающих разнородных генераторов с неодинаковым распределением изменяющейся нагрузки накоплен в связи с использованием утилизационных турбогенераторов на дизельных танкерах типа «Великий Октябрь» и сухогрузных судах типа «Капитан Кушнарско». Заметим, что кратковременные колебания нагрузки турбогенератора, которые могли бы налагать особые требования на динамические характеристики опреснителя или на систему регулирования давления в отборе, на рыбопромысловых судах невелики, поскольку число потребителей энергии на них

Измеряется сотнями и большинство из них загружено постоянно. Длительные же изменения нагрузки связаны с изменением промышленной обстановки или режима работы судна и поэтому относительно редки.

Вопрос об оптимальном числе ступеней опреснителя подробно рассмотрен ниже. Здесь можно отметить, что значения приведенного удельного расхода тепла — 60—70 ккал/кг — позволяют получить на 1 т топлива до 140 т опресненной воды и снизить топливную составляющую ее себестоимости до 20 коп. за 1 т, а себестоимость в целом — до 50—55 коп. за 1 т.

РАБОТА ОПРЕСНИТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ, ОТЛИЧАЮЩИХСЯ ОТ РАСЧЕТНЫХ

Спецификационные показатели каждого опреснителя — производительность, качество дистиллята, температура испарения, удельный расход тепла и другие производные характеристики — гарантируются при определенных условиях, которые на практике могут существенно отличаться от принятых в расчете.

Наиболее характерным случаем является отклонение от нормы количества тепла, подводимого к опреснителю.

Работа утилизационного опреснителя при снижении нагрузки двигателя. Работа главных и вспомогательных двигателей со значительной недогрузкой — типичное явление на промышленных судах. Поэтому выбор схемы утилизации, а также определение основных параметров схемы на расчетном режиме следует производить с обязательным учетом влияния пониженной нагрузки дизеля на работу опреснителя и прежде всего на его производительность.

Со снижением нагрузки двигателя уменьшается и количество утилизируемого тепла. Однако это уменьшение в системе охлаждения и в системе выхлопных газов неодинаково и, кроме того, зависит от характера изменения числа оборотов с изменением нагрузки.

Для иллюстрации загрузки двигателей промышленных судов (траулеров) в промышленных условиях на рис. 16 приведен график изменения числа оборотов главного дизеля БМРТ с фиксированным шагом винта на промысле скумбрии. Как видно из графика, при работе с тралом осредненный коэффициент загрузки двигателя равен

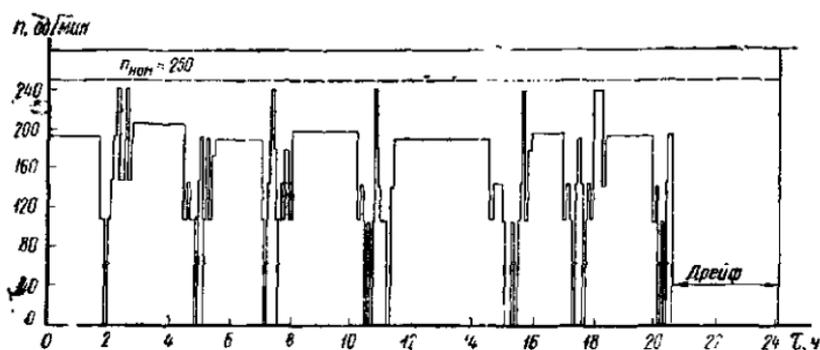


Рис. 16. График загрузки главного двигателя БМРТ (8ДР - 43/61) на промысле в течение суток.

приблизленно 0,58. С учетом стоянки в ночное время (3,5 ч) этот коэффициент снижается до 0,5. Величина его сильно зависит от района и объектов промысла, концентрации рыбы и уловистости трала, состояния моря и направления ветра относительно курса судна, но редко превышает 0,4—0,5.

Только на средних промысловых судах с винтами регулируемого шага мощность при работе с пелагическим тралом близка к номинальной. Тем не менее в результате снижения скорости хода при выборке ваеров и подъеме трала даже и на этих судах коэффициент загрузки двигателя в среднем за сутки оказывается не выше 0,35.

Наглядное представление о структуре нагрузок главного двигателя и электростанции за период рейса дает график (рис. 17), вычерченный по данным испытаний БМРТ типа «Лесков». Из графика видно, что наибольшая нагрузка главного двигателя — 90% от номинальной — развивается только во время переходов на промысел и обратно, суммарная продолжительность которых составляет лишь 30% от времени нахождения в море. Нагрузка при тралении, занимающем 40% времени, не превышает 52% номинальной мощности.

При отдаче трала, когда судно движется с повышенной скоростью, нагрузка двигателя достигает 63%, однако эти режимы непродолжительны и занимают не более 10% общего времени нахождения судна в море. При выборках трала, занимающих также около 10% времени, нагрузка двигателя составляет лишь 31%, так как для постоянного натяжения трала судно должно двигаться

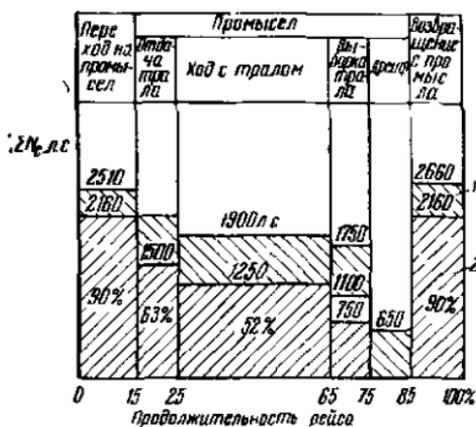


Рис 17 Структура нагрузок главных (1) и вспомогательных (2) двигателей БМРТ типа «Лесков» в течение рейса.

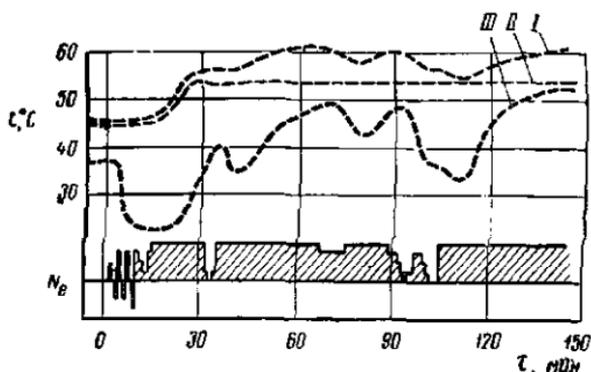
на малом ходу. Дрейф, связанный с волнением или остановками в непромысловое время суток, также составляет около 10% времени пребывания судна в море. В среднем, как видно из рис. 17, коэффициент загрузки главного двигателя за сутки промыслового времени составляет 0,43. При работе с пелагическим траплом это значение несколько повышается.

Частые остановки двигателя и продолжительные периоды работы с пониженной нагрузкой приводят к увеличению удельного расхода тепла на опреснитель вследствие его недогрузки.

Это увеличение связано с тем, что подача питательной воды в опреснитель не регулируется и при остановках двигателя не прекращается. Поэтому при снижении мощности двигателя значения коэффициента подачи m резко увеличиваются и относительный расход тепла на нагревание воды возрастает. Если при номинальной нагрузке двигателя на нагрев питательной воды в испарителе расходуется 10% тепла охлаждающей воды, то ориентировочно можно считать, что при 10%-ной нагрузке двигателя производительность опреснителя будет равна нулю, так как все тепло будет расходоваться только на нагревание воды.

Кроме того, во время остановки двигателя снижается и его температура, а непрерывающаяся подача воды в испаритель и в конденсатор приводит к охлаждению всего опреснителя до температуры забортной воды. Характер изменения температуры воды в замкнутой системе охлаждения при маневрировании судна, по данным Шмидта и Хаазе [48], показан на рис. 18. Характер загрузки двигателя при этом близок к условиям его работы на траулере. Поэтому при последующем пуске двигателя опреснитель начнет работать не сразу, а с некоторой

Рис. 18. Температура пресной и заборной воды в системе охлаждения при работе двигателя с переменными нагрузками: I — пресная вода на выходе из полостей охлаждения цилиндров; II — то же, на входе (поддерживается автоматически); III — заборная вода на выходе из водоохладителя.



задержкой, необходимой для его прогрева до температуры испарения. Так, для прогрева на 20°C опреснителя производительностью 10 т/сутки и весом 2 т необходимо около 40000 ккал тепла, для подведения которого потребуется 10 мин. Следовательно, при 10 таких остановках за сутки дополнительная потеря времени составит около 2 ч.

Чем меньше опреснитель, тем больше его тепловая инерция. Отрицательное влияние тепловой инерции до некоторой степени компенсируется тем, что после остановки двигателя опреснитель продолжает 5—6 мин работать за счет аккумулированного тепла с постепенным снижением производительности. С учетом этой компенсации можно приближенно считать, что дополнительная потеря времени опреснителя, связанная с остановками двигателя, составляет 1 ч.

На основании изложенного можно заключить, что за счет утилизации тепла охлаждающей воды главных двигателей на промышленных судах удастся получить не более 40% номинальной производительности опреснителя, достигаемой при постоянной номинальной мощности двигателя. Так, если на судах типа БМРТ с двигателями 8ДР 43/61 мощностью 2000 э. л. с. установить утилизационный опреснитель с номинальной производительностью 30 т/сутки, то фактическая выработка воды этим опреснителем в условиях промысла не будет превышать 12—13 т/сутки, что только на $\frac{2}{3}$ покрывает потребность судна.

В связи с этим возникает и другая проблема — как назначать спецификационную производительность опрес-

нителя. Если выбирать ее из условия утилизации всего тепла при полной загрузке двигателя (а она на промысле весьма непродолжительна), то получится дорогостоящий и громоздкий опреснитель, недогруженный большую часть времени. Если же выбирать производительность опреснителя по количеству тепла, выделяемому в систему охлаждения при ходе с тралом (наиболее характерный и продолжительный режим), то опреснитель будет компактнее и дешевле, нагрузка его будет ближе к номинальной, но зато при полной мощности двигателя часть охлаждающей воды придется автоматически перепускать помимо опреснителя, что потребует усложнения системы охлаждения и, естественно, не позволит добиться полной утилизации тепла.

Потери тепла в системе охлаждения с уменьшением нагрузки двигателя изменяются незначительно. Абсолютная величина потерь несколько уменьшается вследствие понижения средней температуры газов в цилиндре, но относительное ее значение возрастает. Как видно на примере теплового баланса двигателя 8SD72, относительное значение потерь с охлаждающей водой возрастает от 19,4 при полной нагрузке до 21, 23 и 29% при нагрузке $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{2}$ и $\frac{1}{4}$ соответственно. Решающее влияние на характер изменения этих потерь оказывает способ регулирования производительности насоса охлаждающей воды и ее температуры. Если температура охлаждающей воды не регулируется, то относительная величина потерь при недогрузке может быть значительно большей.

Все современные двигатели снабжаются регуляторами температуры охлаждающей воды, которые поддерживают постоянную температуру при недогрузке путем перепуска части охлаждающей воды помимо водоохладителя. Если в качестве охладителя используется утилизационный опреснитель, то снижение нагрузки дизеля приводит к уменьшению расхода пресной воды через его нагревательную батарею и соответствующему уменьшению его производительности при некотором углублении вакуума.

Удельный расход тепла на опреснитель при его недогрузке, как правило, увеличивается вследствие постоянной подачи питательной воды и возрастающей доли потерь от излучения в окружающую среду. Так, если одноступенчатый опреснитель при 100%-ной нагрузке расхо-

дует на 1 кг воды 610 ккал тепла, то при 50%-ной нагрузке удельный расход составит 640—645 ккал/кг, т. е. увеличится на 5—6%. Но так как это увеличение все же меньше, чем рост потерь тепла в дизеле, то можно считать, что с уменьшением нагрузки дизеля удельный выход опресненной воды в опреснителе, утилизирующем охлаждающую воду, несколько увеличивается, а общая выработка воды падает менее резко, чем уменьшается мощность дизеля.

Опреснитель, утилизирующий тепло выхлопных газов, при недогрузке дизеля оказывается в худших условиях. Уменьшение нагрузки двигателя сопровождается почти пропорциональным снижением температуры выхлопных газов (рис. 19), а при уменьшении числа оборотов — и их количества. Характер изменения количества тепла, теряемого с выхлопными газами и с охлаждающей водой четырехтактным двигателем, показан на рис. 20. Линиями I и II на рис. 20 ограничено количество тепла выхлопных газов, которое можно утилизировать в котле с абсолютным давлением 3 ат, а линиями I и III — тепло, которое можно утилизировать в подогревателе с конечной температурой морской воды на выходе 75° С. В последнем случае недогрузка двигате-

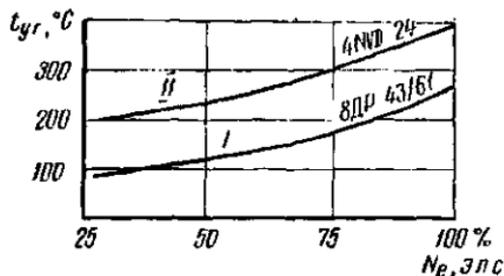


Рис. 19 Температура выхлопных газов двухтактного (I) и четырехтактного (II) двигателей при изменении нагрузки по винтовой характеристике

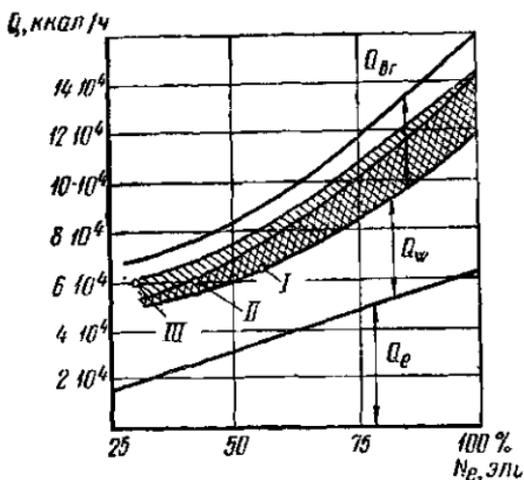


Рис. 20. Тепловой баланс четырехтактного двигателя при изменении нагрузки.

ля значительно меньше влияет на количество утилизируемого тепла, так как температура газов на выходе из утилизатора с уменьшением нагрузки понижается пропорционально снижению температуры перед утилизатором. Если тепло утилизируется в паровом утилизационном котле, в котором давление на всех режимах поддерживается постоянным, то температура газов на выходе не может быть меньше температуры насыщения; в рассматриваемом случае ее минимальное значение будет равно 145—150° С.

Учитывая, что минимальная температура газов на выходе из утилизатора не должна быть меньше 150° С (см. рис. 19), можно заключить, что наименее благоприятные условия утилизации тепла выхлопных газов создаются в двухтактных двигателях. В частности, для двигателя 8ДР 43/61 уже при 65—70%-ной загрузке утилизация невозможна.

Работа многоступенчатого адиабатного опреснителя при отклонении тепловой нагрузки от расчетной. Рассмотрим, как изменяется производительность испарителя при уменьшении количества подводимого тепла Q .

В общем случае производительность

$$D = \frac{Q}{q}.$$

Если бы при изменении подвода тепла его удельный расход q оставался постоянным, задача была бы элементарной. Но q зависит от многих факторов, которые при изменении Q не остаются постоянными. Как указывалось выше, удельный расход q определяется общим нагревом заборной воды T , ее недогревом в конденсаторах δ и нагревом воды в каждой ступени

$$\theta = \frac{T - \delta}{z + 1}.$$

Удельный расход

$$q = \frac{\theta + \delta}{z\theta\eta} r_{\text{ср}}. \quad (1)$$

Зависимость недогрева от тепловой нагрузки ступени Q при заданной поверхности ее нагрева F и коэффициенте теплопередачи k может быть найдена из основного уравнения конвективного теплообмена

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{Q}{kF} = \frac{\theta}{\ln \frac{\delta + \theta}{\delta}},$$

откуда

$$\frac{\delta + \theta}{\delta} = e^{\frac{kF\theta}{Q}} \text{ и } \delta = \frac{\theta}{e^{\frac{kF\theta}{Q}} - 1}. \quad (2)$$

Подставляя это определение в выражение для q , найдем после ряда преобразований

$$q = \frac{r_{\text{ср}}}{\eta z} \left(1 + \frac{1}{e^{\frac{kF\theta}{Q}} - 1} \right). \quad (3)$$

Следует отметить, что все входящие в это уравнение величины, кроме k и θ , не зависят от Q . Коэффициент теплопередачи в конденсаторе зависит от тепловой нагрузки незначительно, так что в интересующем нас диапазоне изменений Q можно без большой погрешности считать k постоянным. Тогда единственным фактором, связанным с Q , является нагрев в каждой ступени θ .

При уменьшении количества тепла, подводимого к опреснителю, значение θ зависит от расхода испаряемой воды. В частности, если расход воды остается постоянным, то уменьшение подвода тепла к подогревателю, сопровождающееся пропорциональным изменением нагрузки каждой ступени, приводит к снижению δ , так как в каждом конденсаторе нагрев воды уменьшается.

Тогда

$$T' = T \frac{Q'_n}{Q_n}; \quad \delta' = \delta \frac{Q'_n}{Q_n}; \quad \theta' = \theta \frac{Q'_n}{Q_n},$$

где Q_n — тепло, подводимое к подогревателю на номинальном режиме;

Q'_n — тепло, подводимое к подогревателю при уменьшении нагрузки.

Поскольку в этом случае отношение $\frac{\theta}{Q}$ остается постоянным, то удельный расход тепла, как видно из выражения (3), также останется неизменным на всех режи-

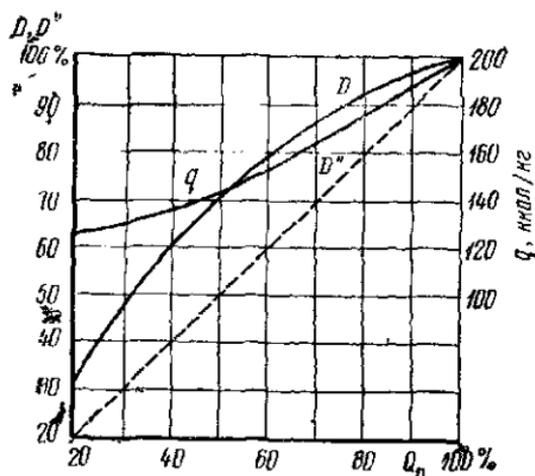


Рис. 21. Зависимость удельного расхода тепла q и производительности опреснителя D от относительного количества тепла, подводимого к подогревателю Q_n при $t_0 = \text{idem}$. (D — производительность при постоянном расходе испаряемой воды).

мах и поэтому производительность опреснителя будет изменяться прямо пропорционально количеству подводимого тепла.

Более благоприятно изменяется q в том случае, когда при уменьшении подвода тепла пропорционально уменьшается и расход воды, так что ее температура перед первой ступенью остается постоянной. Тогда T остается неизменной, и в первом приближении можно считать постоянными и значения θ . Но, как видно из выражения (2), с уменьшением Q уменьшается и δ , в связи с чем при постоянстве T должно наблюдаться некоторое повышение θ .

В этом случае, как видно из приведенных выше формул, снижение Q сопровождается уменьшением q , так что с уменьшением подвода тепла к опреснителю его производительность падает в меньшей степени.

Характер изменения D , q , δ и θ при изменении Q показан на рис. 21. Как видно из рисунка, изменения тепловой нагрузки на 30—40% от номинальной, обычные в условиях работы дизель-генератора, приводят к изменению производительности всего лишь на 15—20%. Эта особенность многоступенчатых опреснителей в значительной степени нивелирует разницу в эффективности двух рассмотренных выше способов утилизации выхлопных газов. Поэтому решающими факторами при выборе характеристик и типа утилизатора должны быть удобство его эксплуатации и надежность. Исходя из этого, для

крупных опреснительных установок целесообразно применять регуляторы температуры испаряемой воды, а в качестве утилизаторов — паровые котлы низкого давления (избыточное давление 1—2 ат). Для мелких установок в качестве утилизаторов можно применять подогреватели воды, причем чем меньше производительность, тем меньше оснований для сохранения промежуточного (пресного) контура, так как при малых габаритах утилизатора очистка его от накипи не представляет трудности, особенно при температурах воды не более 78° С.

Для опреснителей, подключенных к магистрали отбора пара от турбогенераторов, проблема переменных нагрузок упрощается, так как постоянное давление пара в магистрали отбора можно поддерживать с помощью автоматического регулятора, но при этом неизбежны дополнительные потери, так как при номинальной нагрузке турбогенератора, когда давление в точке отбора выше, чем в магистрали, клапан частично прикрыт. При нагрузках, меньших расчетной, отбор из турбины прекращается и в магистраль поступает свежий дросселированный пар. Поскольку к турбогенераторам подключают опреснители большой производительности (более 100 т/сутки), то некоторое усложнение установки автоматическими регуляторами давления вполне оправдано, так как оно позволяет обеспечить на всех режимах работу опреснителя без недогрузки и выбрать наиболее соответствующий расчетным условиям и, следовательно, наиболее дешевый и компактный опреснитель.

Работа опреснителя при понижении температуры заборной воды. Температура заборной воды $t_{з.в}$ оказывает большое влияние на многие показатели эффективности работы современных опреснителей, особенно глубоковакуумных.

Для большинства опреснителей, выпускаемых за рубежом, расчетное значение $t_{з.в}$ принимается равным 29,4° С (85° F). Отечественные теплообменники, предназначенные для судов с неограниченным районом плавания, рассчитаны на $t_{з.в}=28°$ С. Об эти цифры близки к максимальным значениям, вероятным в тропических районах. Температура воды в поверхностных слоях некоторых тропических и субтропических морей в летнее время имеет и более высокое значение — до 32 и даже 34° С, но рассматривать ее в качестве расчетной нельзя

даже потому, что это значение сильно отличается от среднегодового. Но какова бы ни была расчетная температура, фактическое ее значение практически всегда будет иным и в большинстве случаев значительно меньшим. Поэтому наибольший практический интерес представляет работа вакуумного опреснителя при пониженной температуре заборной воды. Главный параметр, на который влияет снижение $t_{з,в}$ — это температура испарения, или температура вторичного пара t_2 . Если производительность испарителя при этом постоянна¹, то в первом приближении можно считать, что температура испарения будет отличаться от расчетной на такую же величину, на какую температура заборной воды отличается от расчетной. Следовательно, при плавании в полярных водах теоретически температура вторичного пара может составлять около 10—12° С; этой температуре соответствует абсолютное давление в испарителе 0,015 ат, т. е. в 4—5 раз меньше, чем при расчетных условиях. В действительности понижение t_2 с уменьшением $t_{з,в}$ оказывается несколько меньшим по следующим причинам:

при прочих равных условиях расход охлаждающей воды через конденсатор уменьшается в результате увеличения вязкости воды и сопротивления конденсатора и трубопроводов. Так, если при средней температуре воды в конденсаторе 30° С коэффициент кинематической вязкости принять за 1, то при $t_{з,в} = 5^\circ \text{С}$ он будет равен 1,86. В соответствии с этим расход воды уменьшится в 1,36 раза, и пропорционально увеличится средняя ее температура в конденсаторе;

с уменьшением t_2 и $t_{з,в}$ уменьшается и коэффициент теплопередачи в конденсаторе вследствие повышенной вязкости конденсата и охлаждающей воды. При средней скорости воды, например 1,4 м/сек, и снижении $t_{ср}$ от 30° до 5° С k уменьшается от 3000 до 2400 ккал/(м² · ч · град), т. е. на 20%.

На основании изложенного средний температурный напор для рассматриваемого примера должен увеличиться в 1,5 раза, так что температура испарения в полярных водах при данных условиях должна быть не ниже 18° С.

¹ Это возможно при паровом обогреве благодаря постоянству расхода пара, обеспечиваемому неизменным сечением дроссельной шайбы на паропроводе при постоянном давлении в паровой магистрали перед шайбой.

Однако и это значение t_2 в действительности не будет достигнуто главным образом из-за того, что при абсолютном $P_2 \leq 0,03$ ат достигается предел разрежения, создаваемый обычными струйными или водокольцевыми насосами. Однако и до достижения этого предельного давления в работе вакуумного опреснителя происходят существенные изменения. Больше всего это относится к уносу влаги со вторичным паром, так как объемная нагрузка зеркала испарения и парового объема резко возрастает.

Из-за сильного влияния пониженной температуры забортной воды на соленость дистиллята современные глубоковакуумные опреснители оборудуют так называемыми «прерывателями вакуума» — воздушными краниками, с помощью которых можно регулировать подсос воздуха в конденсатор и таким образом поддерживать вакуум в пределах расчетных значений. Поддержание заданного вакуума путем изменения расхода охлаждающей воды также возможно, но менее желательно ввиду усиленного износа запорных поверхностей клапанов или задвижек на трубопроводах при частичном их открытии.

Что касается экономичности, то зависимость ее от $t_{з.в}$ наиболее заметна для многоступенчатых адиабатных опреснителей. При неизменном значении t_0 снижение $t_{з.в}$ позволяет увеличить общий нагрев воды T и таким образом увеличить производительность опреснителя и снизить удельный расход тепла.

Показатели работы пятиступенчатого опреснителя плавбазы «Восток» при пониженной температуре забортной воды (без рециркуляции рассола) и следующих параметрах: $t_0 = 77^\circ \text{C}$; $\delta = 7^\circ \text{C}$; $T_0 = t_0 - t_{з.в} = 49^\circ \text{C}$; $\theta_0 = 7^\circ \text{C}$ приведены в табл. 4.

Если при плавании в холодных водах удастся поддерживать неизменное значение t_0 , то производительность опреснителя, как видно из табл. 4, возрастает на 40%. При этом удельный расход тепла остается таким же, как и на расчетном режиме, пока в последней ступени не установится предельный вакуум. Величина его зависит от типа и характеристик вакуумных насосов и редко превышает 96%. По достижении этого вакуума дальнейшее понижение $t_{з.в}$ не приводит к улучшению теплопередачи в конденсаторах, так как в них повышается содержание газов из-за падающей производительности вакуумных насосов.

Таблица 4

Показатель	Температура заборной воды $t_{з.в}$, °С					
	28	20	15	10	5	0
$T = t_0 - t_{з.в}$, °С	49	57	62	67	72	77
$\delta = \delta_0(T_0 : T)$, °С	7	8,15	8,85	9,57	10,3	11,0
$\theta = (T - \delta) : (z + 1)$, °С	7	8,15	8,85	9,57	10,3	11,0
$t_z \approx t_{з.в} + \theta + \delta$, °С	42	36,3	32,7	29,14	25,6	22,0
t_z^{np} [с учетом предельного вакуума (96%)], °С	42	36,3	32,7	29,1	28	28
θ^{np} (с учетом предельного вакуума)	7	8,15	8,85	9,57	9,8	9,8
$\theta^{np} = (t_0 - t_z^{np}) : z$						
δ^{np} (с учетом предельного вакуума)	7	8,15	8,85	9,57	13,2	18,2
$\delta^{np} \approx t_z^{np} - \theta^{np} - t_{з.в}$						
Удельный расход тепла	240	240	240	240	282	343
$q = 1,04r_{cp}(\theta + \delta) : z\theta$						
Повышение производительности при $t_0 = 77^\circ\text{С}$ и неизменном расходе воды	0	16,2	26,5	36,5	40	40
$\Delta D = \left(\frac{\theta}{\theta_0} - 1 \right) 100$, %						
Необходимое увеличение расхода пара	0	16,2	26,5	36,5	47	57
$\Delta G = \frac{q}{q_0} \Delta D$, %						

В рассматриваемом примере падение $t_{з.в}$ ниже 8°C приводит к соответствующему увеличению δ в последней ступени. Аналогичное увеличение δ наблюдается и в предыдущих ступенях, из которых в результате падения давления ухудшается отсос воздуха. Вместе с тем поступление газов из заборной воды увеличивается, так как их растворимость в воде растет с понижением температуры. Поэтому можно считать, что некоторое увеличение δ , пропорциональное росту θ , должно наблюдаться и при температурах, более высоких, чем те, которые соответствуют предельному вакууму.

Если подвод тепла к подогревателю остается постоянным, то температура перед первой ступенью t_0 будет уменьшаться на такую же величину, на какую уменьшилась $t_{з.в}$. При этом как удельный расход тепла, так и производительность испарителя останутся неизменными, но температура в каждой ступени понизится. Однако это положение будет сохраняться лишь до тех пор, пока в последней ступени не установится минимальное давление, допустимое по условиям работы вакуумного и рассольного насосов или по условиям сохранения необходимой влажности вторичного пара. После этого для сохранения достаточно высокой температуры охлаждающей воды перед конденсатором последней ступени необходим перепуск части рассола в приемный патрубок циркуляционного насоса.

На экономичность одноступенчатых глубоковакуумных утилизационных опреснителей температура заборной воды практически не влияет. Производительность их может заметно увеличиться, если в системе охлаждения двигателя имеется достаточное количество тепла. Пренебрегая в первом приближении изменением коэффициента теплопередачи и учитывая, что в обычных утилизационных опреснителях температурный напор в нагревательной батарее в 1,5 раза больше, чем в конденсаторе, можно ориентировочно считать, что понижение $t_{з.в}$ на 10° вызывает снижение t_2 на 6° и увеличение производительности на 30%. Однако реализовать преимущества, связанные с плаванием в холодных водах, можно лишь при условии, что солесодержание дистиллята не превышает допустимых значений, поэтому в большинстве конструкций глубоковакуумных опреснителей абсолютное давление испарения ниже $0,05 \text{ ат}$ ($t_2 \leq 32^\circ\text{C}$) не допускается.

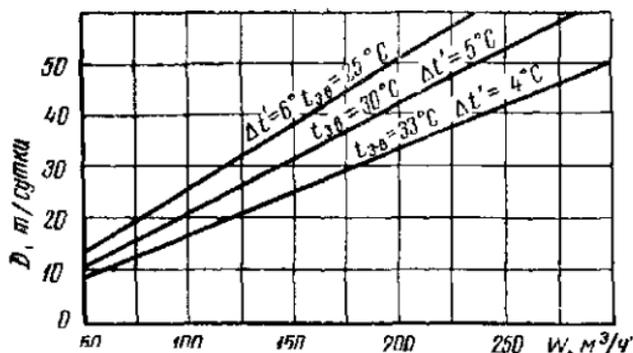


Рис. 22. Зависимость производительности глубоковакуумного опреснителя «Эврика» от температуры заборной воды $t_{з.в}$ и расхода W охлаждающей воды (Δt — нагрев воды в конденсаторе).

При увеличении температуры заборной воды выше расчетной уменьшается производительность испарителя, повышается температура испарения и усиливается отложение накипи. Поэтому при плавании в тропиках температура t_2 не должна превышать 45°C . Характер влияния расхода и температуры охлаждающей воды конденсатора на производительность утилизационного опреснителя показан на рис. 22.

Для опреснителей с паровым обогревом понижение температуры заборной воды при неизменном расходе греющего пара ведет к снижению температуры питательной воды и как следствие этого — к повышению удельного расхода тепла и снижению производительности. Однако эти изменения невелики и не превышают 3—5% при изменении $t_{з.в}$ от 28 до 0°C .

Работа многоступенчатого адиабатного опреснителя при образовании накипи и изменении поверхности нагрева. Несмотря на менее благоприятные условия образования накипи в адиабатных опреснителях полностью избежать отложений накипи в судовых условиях не удастся, так как в большинстве случаев существующие методы борьбы с накипью не используются. Считается, что если необходимость в очистке от накипи возникает не чаще чем 1—2 раза в год, то нет смысла обременять обслуживающий персонал систематической эксплуатацией противонакипного оборудования. Поэтому случаи работы адиабатных опреснителей с покрытыми накипью трубками конденсаторов в зоне высоких температур — явление довольно обычное.

Кроме того, с течением времени часть трубок из-за их износа, особенно в первых ступенях, приходится заглу-

шать до очередного ремонта. Это до некоторой степени учитывается при проектировании назначением определенного запаса поверхности теплообмена в первых ступенях. Правда, назначение этого запаса является не целью, а лишь побочным результатом унификации конденсаторов, необходимая поверхность которых при равных перепадах температур в ступенях θ увеличивается от первой ступени к последней. Для конденсаторов коэффициент теплопередачи при чистых трубках определяется выражением

$$k = x \sqrt{c_v} \sqrt[3]{t_v + 17,8} \text{ (ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град))},$$

где x — коэффициент, равный 935 для латунных трубок при диаметре 19 мм и 954 при диаметре 16 мм; для медно-никелевых и титановых трубок диаметром 16 мм он равен соответственно 794 и 784;

c_v — скорость воды в трубках. При одинаковом числе трубок и протоков в каждом конденсаторе c_v одинакова для всех ступеней;

t_v — средняя температура воды в трубках.

Поскольку условия работы конденсаторов различаются в основном температурой воды, то по последнему выражению легко найти, что для первой ступени, где $t_v \approx 60 \div 70^\circ \text{C}$, значение k оказывается на 13—14% больше, чем для последней, где $t_v = 30^\circ \text{C}$. Соответственно меньшей должна быть и поверхность первой ступени. Однако ради унификации конденсаторы всех ступеней, как правило, выполняются одинаковыми и их поверхность принимается равной поверхности последней ступени. Это безусловно оправдано не только конструктивными и технологическими соображениями, но и возможностью компенсировать последующее ухудшение условий работы первых ступеней.

В первый период работы при чистых и исправных трубках действительные значения всех основных характеристик (θ , δ , $\Sigma\theta$ и q) будут заметно отличаться от расчетных, полученных в предположении, что во всех ступенях нагрев воды (или перепад температур θ) одинаков.

Поэтому возникает необходимость в разработке такого метода анализа или расчета, который позволил бы учесть как неравномерный нагрев по ступеням, так и неодинаковые поверхности и коэффициенты теплопереда-

чи, а также изменения расхода воды и ее начальной и конечной температур ($t_{a,v}$ и t_0).

Один из таких методов изложен ниже.

Независимой переменной может быть не только коэффициент теплопередачи, изменяющийся в результате отложения накипи, но и любая другая величина, изменяющаяся в процессе эксплуатации: F , t_0 , $t_{a,v}$ и c . Поэтому удобно определять зависимость искомых характеристик (θ , δ , $\Sigma\theta$, q и D) не от каждой в отдельности переменной, а от комплекса, включающего возможно больше переменных. Такой безразмерный комплекс $N = \frac{kF}{Wc}$ связывает между собой нагрев воды в ступени θ со средней логарифмической разностью температур (или температурным напором) Δt_{cp} следующим соотношением:

$$\theta = \frac{kF\Delta t_{cp}}{Wc} = N \Delta t_{cp}.$$

Безразмерный комплекс N является весьма удобной и общей характеристикой условий теплообмена. По смыслу он является коэффициентом пропорциональности между Δt и θ и представляет собой нагрев воды в конденсаторе при среднем температурном напоре 1 град и, следовательно, его можно назвать коэффициентом нагрева.

Однако нагрев θ удобнее связывать не со средней, а с конечной разностью температур

$$\delta = t_{II} - t_{2B},$$

где t_{II} — температура пара в ступени;

t_{2B} — температура воды на выходе из конденсатора.

Для этого из обычной формулы для Δt_{cp} путем простейших подстановок получаем

$$\Delta t_{cp} = \theta : \ln \frac{\delta + \theta}{\theta}.$$

Подставляя это уравнение в предыдущее выражение, находим

$$\theta = \delta (e^N - 1) = \delta E,$$

где $E = e^N - 1$.

На первый взгляд рассматриваемая задача представляется элементарно простой — достаточно подставить в

последнее выражение новые значения k , F или W , соответствующие изменившимся условиям работы опреснителя, и искомая величина θ будет найдена. Сложность, однако, заключается в том, что с изменением θ немедленно изменяется и δ , причем для разных ступеней по-разному. Кроме того, δ зависит и от начальной и конечной температур воды, которые также могут быть переменными. Поэтому необходимо обобщенное выражение для δ .

Анализируя тепловой баланс адиабатного опреснителя с числом ступеней z , можно записать для любой (n -й) ступени:

$$\delta_n = T - \sum_1^z \theta_n - \theta_n,$$

где $T = t_0 - t_{n.v}$ — полный нагрев заборной воды.

Заменяя в этом выражении δ_n упомянутой зависимостью, получим

$$\sum_1^z \theta_n = T - \theta_n \frac{1 + E_n}{E_n}.$$

Отсюда

$$\theta_n = \left(T - \sum_1^z \theta \right) \frac{E_n}{e^N};$$

$$\begin{aligned} \sum \theta_n &= \left(T - \sum_1^z \theta_n \right) \sum_1^z \frac{e^n - 1}{e^n} = \\ &= (T - \Sigma \theta) \left(z - \sum_1^z \frac{1}{e^N} \right). \end{aligned}$$

Окончательно

$$\Sigma \theta = T \frac{- \sum_1^z \frac{1}{e^N}}{1 + z - \sum_1^z \frac{1}{e^N}}.$$

Каждое значение θ_n можно найти через величину δ_n , которая с изменением N изменится в каждой ступени.

Поскольку

$$\delta_n = T - \sum \theta_n - \theta_n,$$

а

$$\theta_n = \delta_n E_n,$$

то

$$\delta_n = \frac{T - \sum \theta_n}{1 + E_n}.$$

Эти выражения являются основой для анализа работы опреснителей при изменении любого из перечисленных факторов.

Предположим, что в результате образования накипи в первой ступени значение k_1 , а следовательно, и N_1 уменьшилось. Очевидно нагрев в данной ступени уменьшится, но определить его можно только по изменению суммарного нагрева в следующем порядке.

1. Подставляя новое значение N_1 в сумму $\sum_1^z \frac{1}{eN}$, найдем ее значение (при условии, что в остальных ступенях N неизменно).

2. Определим новое значение суммарного нагрева $\sum_1^z \theta_n$.

3. Найдем новое значение δ_1 в соответствии с новыми значениями E_1 и $\sum \theta_n$.

4. Определим новое значение $\theta_1 = \delta_1 E_1$.

Температура вторичного пара в первой ступени $t_{n_1} = t_0 - \theta_1$ при неизменной t_0 станет выше вследствие уменьшения θ_1 . В связи с этим увеличится температурный напор в последующих ступенях, так что суммарный нагрев в этих ступенях $\sum_2^z \theta_n$ станет несколько большим.

Очевидно

$$\sum_2^z \theta_n = \sum_1^z \theta_n - \theta_1.$$

Именно поэтому уменьшение N в одной ступени, например вдвое, не вызывает соответствующего изменения $\sum \theta_n$. Иными словами, уменьшение нагрева в рассматриваемой ступени до некоторой степени компенсируется его увеличением в остальных ступенях. Поэтому в многоступенчатых опреснителях образование накипи прак-

тически не влияет на производительность, но существенно уменьшает экономичность. В новых условиях удельный расход тепла, по-прежнему определяемый выражением

$$q = r \varphi \frac{\delta_1 + \theta_1}{\sum_1^z \theta_n},$$

увеличивается настолько, насколько возрастает сумма $\delta_1 + \theta_1$ и уменьшается суммарный нагрев $\sum \theta$. Пропорционально последнему уменьшается и производительность опреснителя.

Влияние накипеобразования в соответствии с изложенной методикой проиллюстрируем на следующем примере. Рассмотрим пятиступенчатый опреснитель с поверхностью конденсатора каждой ступени $56,8 \text{ м}^2$, работающий при температуре воды перед первой ступенью 78°С и температуре заборной воды 28°С , с расходом воды $180\,000 \text{ кг/ч}$.

Коэффициент теплопередачи по ступеням при частых трубках в соответствии с температурой воды равен: в первой ступени 2760, во второй 2720, в третьей 2660, в четвертой 2620 и в пятой 2520 $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$. Отсюда коэффициенты нагрева при теплоемкости воды $c = 0,93 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ для первой и последующих ступеней равны

$$N_1 = \frac{56,8 \cdot 2760}{18\,000 \cdot 0,93} = 0,935;$$

$$N_2 = 0,922; N_3 = 0,901; N_4 = 0,888; N_5 = 0,854.$$

$$e^{N_1} = 2,55; e^{N_2} = 2,51; e^{N_3} = 2,46; e^{N_4} = 2,43; e^{N_5} = 2,35.$$

$$\sum_1^5 \frac{1}{e^{N_i}} = 2,033; T = t_0 - t_{3,n} = 50^\circ \text{С}.$$

Суммарный нагрев воды во всех конденсаторах

$$\sum_1^5 \theta_n = 50 \frac{5 - 2,033}{1 + 5 - 2,033} = 37,4^\circ \text{С}.$$

Нагрев в первой ступени

$$\delta_1 = \frac{T - \sum \theta}{e^{N_1}} = \frac{50 - 37,4}{2,55} = 4,94.$$

Аналогично в последующих ступенях

$$\delta_2 = 5,02; \delta_3 = 5,12; \delta_4 = 5,18 \text{ и } \delta_5 = 5,35^\circ \text{С}.$$

Нагрев воды в каждой из ступеней:

$$\theta_1 = \delta_1 (e^{N_1} - 1) = 4,94 (2,55 - 1) = 7,66^\circ \text{C};$$

$$\theta_2 = 5,02 (2,51 - 1) = 7,59^\circ \text{C}; \quad \theta_3 = 5,12 (2,46 - 1) = 7,49^\circ \text{C};$$

$$\theta_4 = 5,18 (2,43 - 1) = 7,41^\circ \text{C}; \quad \theta_5 = 5,35 (2,35 - 1) = 7,24^\circ \text{C}.$$

Проверка правильности расчета

$$\Sigma \theta = 7,66 + 7,59 + 7,49 + 7,41 + 7,24 = 37,39^\circ \text{C}.$$

Погрешность этого результата находится в пределах точности логарифмической линейки.

Температура воды перед подогревателем

$$t_1^B = t_{3.в} + \sum_1^5 \theta_n = 28 + 37,4 = 65,4^\circ \text{C}.$$

Температура рассола в последней ступени¹

$$t_5 = t_0 - \sum_1^5 \theta_n = 78 - 37,4 = 40,4^\circ \text{C}.$$

Средняя по ступеням скрытая теплота парообразования

$$r_{\text{ср}} = 575 \text{ ккал/кг}.$$

Производительность опреснителя

$$D = \frac{1}{r_{\text{ср}}} W c \sum_1^5 \theta_n = \frac{1}{575} \cdot 18\,000 \cdot 0,93 \cdot 37,4 = \\ = 10\,900 \text{ кг/ч} = 262 \text{ т/сутки}.$$

Удельный расход тепла

$$q = r_{\text{ср}} \frac{\delta_1 + \theta_1}{\Sigma \theta} \varphi = \frac{575 \cdot 4,94 + 7,66}{37,4} \cdot 1,05 = 205 \text{ ккал/кг}.$$

Рассмотрим теперь, как изменятся те же характеристики, если учесть снижение коэффициента теплопередачи в результате загрязнения трубок. В большинстве теплообменных аппаратов, у которых образование накипи происходит довольно медленно, загрязнения с обеих сторон трубок — ил, окислы, биологические отложения и т. д. — учитываются обычно коэффициентом загрязнения $\kappa \approx 0,85 \div 0,90$, на который умножается коэффициент теплопередачи для чистых трубок.

Примем в соответствии с этим расчетные значения коэффициентов теплопередачи $k' = \kappa k$; $k'_1 = 2350$; $k'_2 = 2330$; $k'_3 = 2310$; $k'_4 = 2290$

¹ Температурной депрессией здесь для простоты пренебрегаем.

и $k'_5 = 2270$ ккал/(м²·ч·град) и повторим расчет для этих условий. Температуру t_0 сохраним неизменной путем повышения давления пара в подогревателе:

$$N'_1 = 0,795; N'_2 = 0,790; N'_3 = 0,781; N'_4 = 0,776 \text{ и } N'_5 = 0,769. e^{N'_1} = 2,21; e^{N'_2} = 2,20; e^{N'_3} = 2,18; e^{N'_4} = 2,17; e^{N'_5} = 2,16.$$

$$\sum_1^5 \frac{1}{e^{N'}} = 2,29;$$

$$\sum_1^5 \theta_n = 50 \cdot \frac{5 - 2,29}{1 + 5 - 2,29} = 36,57^\circ \text{C}.$$

$$\delta'_1 = \frac{50 - 36,57}{2,21} = 6,11^\circ \text{C}; \delta'_2 = 6,13^\circ \text{C}; \delta'_3 = 6,20^\circ \text{C};$$

$$\delta'_4 = 6,22^\circ \text{C}; \delta'_5 = 6,25^\circ \text{C};$$

$$\theta'_1 = 6,11(2,21 - 1) = 7,39^\circ \text{C}; \theta'_2 = 7,36^\circ \text{C}; \theta'_3 = 7,31^\circ \text{C};$$

$$\theta'_4 = 7,28^\circ \text{C}; \theta'_5 = 7,23^\circ \text{C};$$

$$D' = D \frac{\sum \theta'_n}{\sum \theta_n} = 10900 \cdot \frac{36,57}{37,4} = 10660 \text{ кг/ч} = 256 \text{ т/сутки};$$

$$q = 575 \cdot \frac{6,10 + 7,39}{36,57} \cdot 1,05 = 222 \text{ ккал/кг}.$$

Таким образом, уменьшение коэффициента теплопередачи в среднем на 12% привело к снижению производительности на 22%, но и то же время повысило удельный расход тепла на 9%. Для сохранения производительности можно увеличить расход воды W' , но это в свою очередь приведет к уменьшению N и дальнейшему повышению удельного расхода тепла.

Другой возможный случай отклонения условий работы опреснителя от нормальных — уменьшение эффективной поверхности теплообмена, например, вследствие закупорки или заглушения части трубок.

Предположим, в первой ступени рассматриваемого опреснителя заглушена половина трубок ($N''_1 = 0,5 \cdot 0,795 = 0,398$). Если, несмотря на это, расход воды остается неизменным (что при наличии избыточного напора питательного насоса вполне возможно), то остальные показатели изменятся следующим образом:

$$\sum_1^5 \frac{1}{e^{N''}} = 2,512; \sum \theta''_n = 50 \cdot \frac{5 - 2,512}{1 + 5 - 2,512} = 35,6^\circ \text{C};$$

$$\delta_1^r = \frac{50 - 35,6}{1,485} = 9,7^\circ \text{C}; \quad \theta_1^n = 9,7 (e^{N'_1} - 1) = 4,7^\circ \text{C};$$

$$\delta_2^r = \frac{50 - 35,6}{2,20} = 6,55^\circ \text{C}; \quad \theta_2^n = 6,55 (e^{N'_2} - 1) = 7,86^\circ \text{C};$$

$$\delta_3^r = \frac{50 - 35,6}{2,18} = 6,61^\circ \text{C}; \quad \theta_3^n = 6,61 (e^{N'_3} - 1) = 7,80;$$

$$\delta_4^r = \frac{50 - 35,6}{2,17} = 6,64^\circ \text{C}; \quad \theta_4^n = 6,64 (e^{N'_4} - 1) = 7,77;$$

$$\delta_5^r = \frac{50 - 35,4}{2,16} = 6,67^\circ \text{C}; \quad \theta_5^n = 6,67 (e^{N'_5} - 1) = 7,74;$$

$$q'' = 575 \cdot \frac{9,7 + 4,7}{35,6} \cdot 1,05 = 245 \text{ ккал/кг};$$

$$D'' = \frac{18\,000 \cdot 0,93 \cdot 35,6}{575} = 10\,540 \text{ кг/ч} = 253 \text{ т/сутки}.$$

Заметим, что при таком же удельном расходе тепла и неизменной поверхности нагрева можно путем увеличения расхода воды добиться заметного повышения производительности. Приведенные ранее выражения, связывающие N , q и $\Sigma\theta$, позволяют установить аналитическую зависимость между расходом воды через данный опреснитель и удельным расходом тепла.

Для этого преобразуем ранее написанное выражение для q , имея в виду, что $\delta_n + \theta_1 = T - \sum_1^z \theta_n$.

Тогда

$$q = r_{\text{ср}} \varphi \frac{T - \sum_1^z \theta_n}{\sum_1^z \theta_n}$$

$$\sum_1^z \theta_n = \frac{r_{\text{ср}} \varphi T}{q + r_{\text{ср}} \varphi} = T \frac{z - \sum_1^z \frac{1}{e^{N'_n}}}{1 + z - \sum_1^z \frac{1}{e^{N'_n}}}.$$

Интересующее нас изменение расхода воды сказывается одинаково на всех ступенях. Поэтому в правой части последнего равен-

ства заменим $\sum_1^z \frac{1}{e^N}$ на $\frac{z}{e^{N_{\text{ср}}}}$, где $N_{\text{ср}}$ — среднее по всем z ступеням значение N . Тогда после ряда обычных преобразований получим

$$N_{\text{ср}} = \ln \frac{qz}{qz - r_{\text{ср}}}$$

Отсюда находим следующую зависимость между расходом воды W , соответствующим допустимому значению q , и расчетными значениями W_0 и q_0 :

$$W = W_0 \frac{\lg q_0 z - \lg (q_0 z - r_{\text{ср}})}{\lg q z - \lg (q z - r_{\text{ср}})}$$

Так, если в предыдущем примере расходу воды $W_0 = 18\,000$ кг/ч соответствовал удельный расход тепла $q_0 = q' = 218$ ккал/кг, то, принимая $q = 240$ ккал/кг, найдем

$$\begin{aligned} W &= 18\,000 \cdot \frac{\lg (218 \cdot 5) - \lg (218 \cdot 5 - 1,03 \cdot 575)}{\lg (240 \cdot 5) - \lg (240 \cdot 5 - 1,03 \cdot 575)} = \\ &= 18\,000 \cdot \frac{0,341}{0,296} = 207\,000 \text{ кг/ч.} \end{aligned}$$

Новое значение

$$\sum_1^z \theta = \frac{r_{\text{ср}} \varphi T}{q + r_{\text{ср}} \varphi} = \frac{575 \cdot 1,03 \cdot 50}{240 + 1,03 \cdot 575} = 35,5^\circ \text{C.}$$

Производительность опреснителя

$$D = \frac{1}{575} \cdot 207\,000 \cdot 35,5 = 12\,750 \text{ кг/ч} = 306 \text{ т/сутки.}$$

Таким образом, допуская повышение удельного расхода тепла на 10%, мы можем увеличить производительность на 20%.

В этой гибкости и относительно малой чувствительности к отложениям накипи заключается одно из важнейших эксплуатационных отличий многоступенчатых адиабатных опреснителей от кипящих. В последних, как известно, отложение накипи вызывает резкое уменьшение количества передаваемого тепла и, следовательно, производительности.

Все рассмотренные выше примеры относились к случаям, когда t_0 неизменна. Между тем возможны случаи, например при питании подогревателя паром из утилизационного котла, когда количество греющего пара огра-

пичено так, что при всех рассмотренных отклонениях нагрев воды в подогревателе будет практически постоянным и соответственно уменьшатся T и t_0 . В этом случае основные характеристики опреснителя с изменением N и $\sum \frac{1}{e^N}$ можно найти из приведенных выше соотношений,

принимая, что нагрев в подогревателе $\theta_1 + \delta_1 = \text{idem}$.

При этом условии из основного выражения для $\Sigma\theta$ после ряда преобразований получим

$$T - T_0 = \frac{1 + z - \sum_1^z \frac{1}{e^{N_n}}}{1 + z - \sum_1^z \frac{1}{e^{N_n^0}}}$$

Рассмотрим, как в этих условиях отразится на работе опреснителя частичное образование накипи и загрязнение трубок, которое ранее мы рассмотрели при неизменном t_0 .

Для чистых трубок $\Sigma \frac{1}{e^{N_n^0}} = 2,033$, а для загрязненных $\Sigma \frac{1}{e^{N_n}} = 2,29$. Отсюда полный нагрев в новых условиях

$$T - 50 = \frac{1 + 5 - 2,29}{1 + 5 - 2,033} = 46,8^\circ \text{C.}$$

т. е. на $3,2^\circ \text{C}$ меньше, чем при чистых трубках.

Соответственно

$$t_0 = 28 + 46,8 = 74,8^\circ \text{C.}$$

На такую же величину ($3,2^\circ \text{C}$) уменьшится и суммарный нагрев в конденсаторах, так что

$$\sum_1^5 \theta_n = 46,8 \cdot \frac{5 - 2,29}{1 + 5 - 2,29} = 34,2^\circ \text{C.}$$

Удельный расход тепла

$$q = r_{\text{cp}} \frac{T - \sum_1^z \theta_n}{\sum_1^z \theta_n} = 575 \cdot 1,05 \cdot \frac{46,8 - 34,2}{34,2} = 223 \text{ ккал/кг.}$$

$$D = 18\,000 \cdot 0,93 \cdot 34,2 \cdot \frac{1}{575} = 9950 \text{ кг/ч.}$$

Как видно из этих данных, при неизменном подводе тепла в подогревателе ухудшение теплообмена в конденсаторах почти не отражается на удельном расходе тепла, но существенно уменьшает производительность. В этом случае влияние накипобразования в адиабатных опреснителях сказывается так же, как в кипящих опреснителях.

В заключение вопроса о влиянии различных условий теплообмена в отдельных ступенях на характеристики опреснителя необходимо остановиться на роли потерь тепла в окружающую среду и перераспределения тепла между ступенями вследствие растечки по металлу.

Потери тепла в окружающую среду, как правило, весьма малы и не превышают 1—1,5% даже в некрupных опреснителях.

Эти потери приводят к частичной конденсации вторичного пара на боковых стенках, в результате чего уменьшается как количество дистиллята, так и нагрев воды в конденсаторах, понижается температура воды и пара. Для компенсации потерь во внешнюю среду приходится увеличивать расход воды и ее нагрев в подогревателе.

Однако на распределение нагрева по ступеням эти потери существенного влияния оказать не могут.

Иначе обстоит дело с потерями от перетечки тепла по металлу (по стенкам корпуса) и от теплопередачи через перегородки между ступенями, поверхности которых, как правило, не изолируются.

Роль изолятора частично выполняют лишь антикоррозионные покрытия, но они применяются не во всех опреснителях.

В результате перетечки тепла особенно заметно изменяются условия работы первой ступени (t_1 и θ_1 уменьшаются) и в то же время увеличивается против расчетной температура воды и пара (рассола) в последней ступени. Условия в промежуточных ступенях остаются практически неизменными, так как поступление тепла от предыдущих ступеней компенсируется потерями в последующих.

Это явление вызывает уменьшение производительности из-за повышенной температуры откачиваемого рассола и одновременное увеличение тепла, необходимое для поддержания постоянной температуры t_0 . Единственный положительный результат такого перераспределения нагрева — некоторое уменьшение напряженности зеркала в последней ступени и соответствующее увеличение в первой. Это позволяет сократить ширину последней ступени за счет резерва в первой, которая по конструктивным соображениям обычно принимается большей, чем необходимо по расчету, не учитывающему влияния перетечек тепла. Влияние перетечек резко увеличивается с уменьшением расчетной производительности. Поэтому в малых опреснителях практически невозможно избежать перегрузки первой ступени, недогрузки последней и соответственно невозможно добиться той экономичности, которая достижима при большой производительности, если не принять специальных мер для предотвращения этих потерь.

**ПАРОВЫЕ ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ
С ИСПАРИТЕЛЯМИ КИПАЩЕГО ТИПА**

Паровые опреснительные установки с испарителями кипящего типа, работающими при избыточном давлении вторичного пара, были первыми опреснителями, примененными на промысловых судах. У нас это были опреснители ВИ-1, ВИ-2 и ВИ-3 производительностью от 3 до 10 *т/сутки*, которые еще сейчас можно встретить на некоторых судах, построенных в первые послевоенные годы.

Испарители этих установок представляли собой горизонтальные цилиндры с расположенными внутри красномедными змеевиками 8-образного профиля, имеющими сверху небольшие сухопарники. В дальнейшем конструкция кипящих опреснителей подверглась усовершенствованию: был увеличен объем парового пространства в результате вертикального расположения корпуса, в сухопарнике установлен сепаратор, змеевики выполнены в виде спирали из труб круглого сечения. В таком виде испарители стали выпускать под индексом ИКВ, а затем ИВС.

Примерно с 1956 г. у нас также выпускались опреснители конструкции П. М. Ермолина, известные под индексами ИЕР-2, ИЕР-7 и ИЕР-30 производительностью соответственно 2,7 и 30 *т/сутки*. Принципиальное их отличие от установок ИВС заключалось в простоте конструкции и доступности примененных материалов, что позволяло организовать их производство даже в небольших судоремонтных мастерских. В то же время использование углеродистой стали в качестве материала корпуса испарителя приводило к быстрому его разрушению под действием коррозии в морской воде. Не оправдал себя примененный способ подсушки пара с помощью специального змеевика, расположенного в верхней части испарителя: змеевик быстро обрастал накипью и требовал частых чисток.

Выявившиеся в процессе эксплуатации этих опреснителей и другие недостатки привели к тому, что они вскоре были сняты с производства.

Среди отечественных опреснителей избыточного давления наибольшее распространение получила одноступенчатая опреснительная установка с испарителями ИВС-Зк производительностью 10 т/сутки, которой в настоящее время оснащены БМРТ типа «Маяковский», транспортные рефрижераторы типа «Сибирь» и ряд других промысловых судов.

Опреснительные установки с кипящими испарителями избыточного давления довольно широко распространены и на промысловых судах, построенных для СССР за границей. На плавбазах типа «Пионерск» и «Северодвинск» установлены кипящие испарители избыточного давления WY-6, изготавливаемые в Польской Народной Республике.

Эти установки имеют ряд конструктивных особенностей, которые будут подробно описаны ниже.

На траулерах — производственных рефрижераторах голландской постройки типа «Ван Дейк» (первой серии) применяются кипящие испарители избыточного давления английской фирмы «Кэйрд и Рэйнер». Корпуса этих испарителей отлиты из чугуна, а змеевики изготовлены из бесшовных медных труб. Крышка нагревательной батареи установлена на шарнирах и легко открывается вместе с закрепленными на ней змеевиками для осмотра и чистки. Для непрерывного удаления рассола на корпусе испарителя имеется водоструйный эжектор.

Для предотвращения образования накипи на змеевиках испарителя в питательную воду вводится патентованная противонакипная присадка S фирмы «Хаусман». Опыт эксплуатации испарителей с использованием этой присадки свидетельствует о ее высокой эффективности. При отсутствии присадки необходимость в чистке испарителей фирмы «Кэйрд и Рэйнер» возникает так же часто, как и для других известных испарителей избыточного давления.

Конденсатор имеет вертикальнотрубную конструкцию, заканчивающуюся внизу отдельной коробкой, служащей одновременно основанием для конденсатора и корпусом фильтра, заполненным древесным углем для устранения неприятного привкуса дистиллята.

Остальные узлы опреснительной установки принципиально ничем не отличаются от соответствующих узлов тех установок избыточного давления, описания которых приведены ниже.

В последние годы кипящие опреснители избыточного давления начинают повсеместно заменять более совершенными вакуумными опреснительными установками.

Несмотря на большую сложность вакуумных опреснителей, они успешно конкурируют с опреснителями избыточного давления главным образом благодаря возможности увеличить сроки между чистками змеевиков от накипи и значительно облегчить эту наиболее трудоемкую операцию в процессе обслуживания испарителей.

Поэтому в начале 60-х годов нашей промышленностью была создана современная конструкция паровой одноступенчатой агрегатированной вакуумной опреснительной установки, снабженной, как и в лучших современных образцах, нагревательной батареей, самоочищающейся от накипи.

Основные характеристики и шкала типоразмеров новых установок, получивших название серии П, регламентированы отраслевой нормалью ОН9-489-64.

Серийное изготовление новых установок начато в 1968 г.

Необходимо отметить, что в связи с запуском в производство установок серии П, а также утилизационных опреснителей серии Д и многоступенчатых адиабатных установок серии М начиная с 1968 г. опреснительные установки с испарителями типа ИВС (по нормали ОН9-26-57) устанавливаются только на достраивающихся сериях судов и на судах, выходящих из ремонта.

Опреснительные установки с испарителями избыточного давления

Несмотря на крупный эксплуатационный недостаток — повышенную скорость образования накипи, испарители избыточного давления не только являются самыми распространенными на судах старых типов, но даже и на современных судах они встречаются довольно часто. Объясняется столь длительная «живучесть» этих наиболее старых испарителей главным образом их малой стоимостью.

Анализ стоимости опреснительных установок (см. подробнее гл. V) позволяет считать ее прямо пропорциональной поверхности нагрева. Последняя же зависит от коэффициента теплопередачи k , который в испарителях избыточного давления почти вдвое выше, чем в вакуумных испарителях.

Уменьшение k по мере снижения давления в испарителях отчасти компенсируется увеличением температурного напора между греющим паром и испаряемой водой. Тем не менее в испарителях избыточного давления удельный паросъем ориентировочно в 1,5 раза больше, чем в вакуумных, и соответственно в 1,5—2 раза меньшей оказывается стоимость самого испарителя. Но особенно заметно различается в двух рассматриваемых типах установок поверхность конденсатора, которую в вакуумных опреснителях приходится увеличивать вследствие снижения температурного напора между вторичным паром и охлаждающей водой. Так, если для испарителя ИВС-3 производительностью 10 т/сутки, работающего при абсолютном давлении вторичного пара 1,2 ат, достаточна поверхность конденсатора 3,82 м², то для глубоководного испарителя «Атлас» той же производительности необходима втрое большая поверхность — 11 м².

В результате, если принять стоимость испарительной установки избыточного давления за 100%, то стоимость вакуумной установки оказывается равной 240—250%, а с учетом стоимости насосов — 300%.

Кроме того, испарители избыточного давления имеют небольшие габариты и вес.

Поэтому, несмотря на невысокую экономичность, испарители избыточного давления устанавливаются даже на новых судах, например на траулерах-рефрижераторах типа «Рембрандт», строящихся для СССР в Голландии. Основные данные по некоторым испарителям рассматриваемого типа, наиболее распространенным в нашем флоте, приведены в табл. 5.

В качестве греющего пара для этих испарителей, как правило, используется свежий пар. При этом в зависимости от его параметров и к. п. д. котла выход дистиллята на 1 т топлива составляет 8—12 т. Случаи использования отработавшего пара крайне редки, так как для работы в этих условиях необходима значительно большая поверхность нагрева. Из отечественных испарителей

Таблица 5

Марка испарителя	Суда, на которых установлены испарители	Производительность, т сушки	P_1 , ат	P_2 , ат	Площадь поверхности нагрева, м ²	Удельный расход греющего пара, кг/кг	Размеры испарителя, мм			Вес, кг	Площадь поверхности конденсатора, м ²
							L	B	H		
ИВС-3к	БМРТ типа „Маяковский“, п/р „Октябрьск“	10	4,0	1,6	2,72	1,15—1,3	820	650	1550	540	3,82
ИВС-2	п/р „Братск“ и др.	5	4,0	1,6	1,85	1,2—1,3	700	580	1550	430	—
ИВС-5	БМРТ „Чернышевский“	20	4,0	1,5	5,45	1,15—1,2	1060	910	1700	820	—
WY-3	Б Т „Лесков“	5	4,0	1,35	2,30	1,20—1,30	900	1200	2075	1100	—
WY-6	п/б „Пионерск“	50	7,0	1,6	8,7	1,25	1180	980	3400	—	13
ИЕР-7	БМРТ типа „Маяковский“	7	2,8	1,1	5,6	1,4	1200	1000	1760	850	4,5
„Атлас—Верке“	БМРТ типа „Пушкин“	5	3,2	1,3—1,5	3,1	1,2	1140	765	1750	—	—
„Кэйрд и Райнер“	п/р „Рембрандт“, п/р „Ван Дейк“	20	7,0	1,35	4,36		953	1347	2160	1740	—

Техническая характеристика испарителей избыточного давления

Удельный паросъем (напряженность поверхности нагрева), $кг/(м^2 \cdot ч)$	140—180
Коэффициент теплопередачи при чистых трубках, $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$	3500—4000
То же, при слое накипи толщиной 2 мм	1000—1200
Напряженность зеркала испарения	
весовая, $кг/(м^2 \cdot ч)$	1400—2000
объемная, $м^3/(м^2 \cdot ч)$	1600—2400
Отношение суточной производительности	
к объему, $т/(м^3 \cdot сутки)$	10—12
к сухому весу, $т/(т \cdot сутки)$	14—20
Срок работы между чистками, сутки	10—15
Удельный расход пара, $кг/кг$	1,15—1,4

на применение отработавшего пара рассчитаны лишь испарители марки ИЕР-7 с поверхностью нагрева почти вдвое большей, чем у других испарителей близкой производительности (см. табл. 5). Ввиду интенсивного образования накипи все испарители избыточного давления рассчитаны на ручную очистку от накипи. В связи с этим нагревательные батареи выполняются из змеевиков диаметром около 30 мм с толщиной стенки 2,5—3 мм, рассчитанной на удары отбойного инструмента. Крепление змеевиков обеспечивает свободу их теплового расширения, используемого для облегчения отделения накипи.

Испарители ИВС-3

Наиболее широко испарители серии ИВС распространены на судах, построенных в конце 50-х — начале 60-х годов. Из них на избыточное давление рассчитаны испарители ИВС-1, ИВС-2, ИВС-3 и ИВС-5. Цифра в марке обозначает округленную до целых чисел поверхность нагрева в $м^2$. Наиболее типичным является испаритель ИВС-3.

Корпус испарителя (рис. 23) выполнен из меди в виде вертикального цилиндра. Благодаря такой компоновке над зеркалом испарения образуется большее пространство для естественной сепарации пара, а в целом испаритель имеет сравнительно небольшие габариты.

В нижней части корпус снабжен прямоугольным фланцем для бронзовой крышки, в которой крепятся

змесвики. В крышке отлиты каналы для подвода пара к змесвикам и отвода конденсата.

Змесвики выполнены из красномедных трубок диаметром 36/32 мм, изогнутых в виде плоской спирали. Из шести змеевиков только три затоплены водой при нормальном ее уровне.

Змесвики прижимаются к своим гнездам в крышке с помощью накладки и болта. Несмотря на простоту конструкции, постанровка змеевиков после разборки затруднительна, так как при отбивании накипи неизбежна деформация змеевика, в результате которой после очистки расстояние между его концами не совпадает с расстоянием между гнездами. Поэтому предпочтительна очистка змеевиков от накипи без их разборки, хотя она более

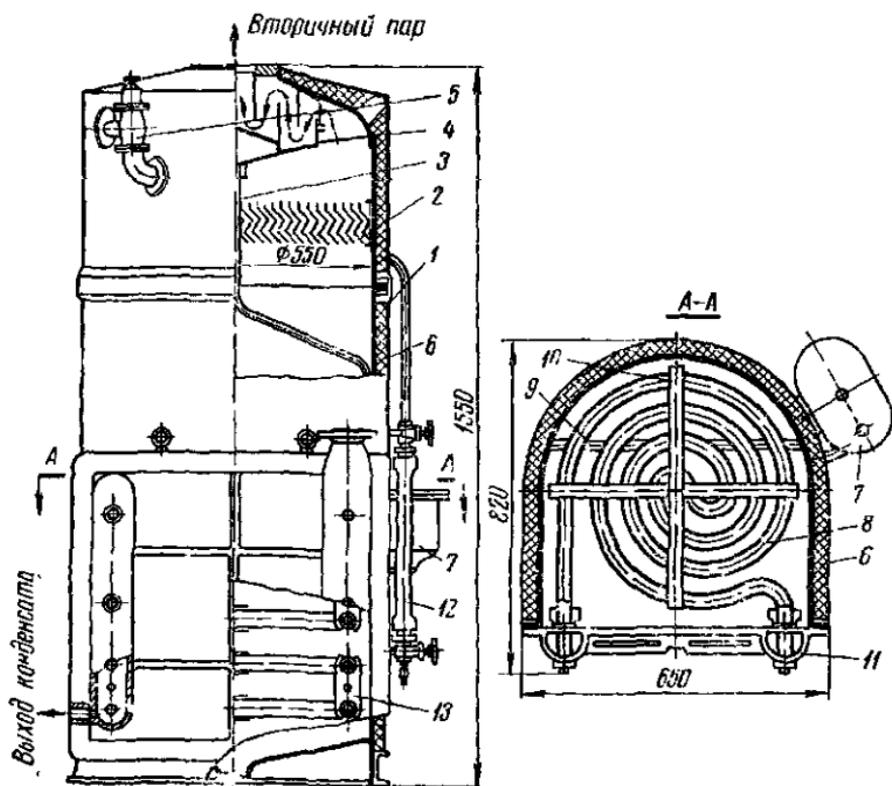


Рис. 23. Испаритель ИВС-3:

1 — корпус; 2 — жалюзийный сепаратор; 3 — дренажная трубка; 4 — центрифугальный сепаратор; 5 — предохранительный клапан; 6 — изоляция; 7 — поплавковый регулятор уровня; 8 — змеевики нагревательной батареи; 9 — опорная крестовина; 10 — опорные трубки; 11 — крышка; 12 — водоуказатель; 13 — накладка.

Техническая характеристика испарителя ИВС-3

Производительность номинальная, т/сутки	10
Давление греющего пара, кг/см ²	
номинальное	3,0
максимальное	6,0
Давление вторичного пара ¹ , кг/см ²	0,4—0,6
Удельный расход пара, кг/кг	1,25—1,30
Поверхность нагрева, м ²	2,72
Сухой вес, кг	540
Соленость, мг/л	
дистиллята	8—10
рассола	60 000— 70 000
Площадь зеркала испарения, м ²	0,308

продолжительна и не обеспечивает той степени чистоты, которая достигается при очистке разобранной батареи.

Поплавковый регулятор уровня рассола работает в достаточно узком диапазоне. Однако со временем отложения накипи во всех его узлах приводят к заеданию и колебания уровня превышают допустимые пределы.

В испарителе предусмотрена двухступенчатая сепарация пара. Первый сепаратор — горизонтальный жалюзийный, второй — с концентрическими кольцами. Это позволяет сохранять высокое качество дистиллята (соленость до 10 мг/л) даже при перегрузке испарителя на 40—50%.

Из-за высокой тепловой нагрузки на змеевиках быстро нарастает слой накипи. Однако эти змеевики хорошо очищаются при холодном заполнении, так что срок работы испарителя без очистки можно довести до 15 суток. Коническое днище испарителя и большой диаметр трубы нижнего продувания способствуют удалению значительной части отвалившейся накипи при продувании. Обособленный подвод холодной воды для холодного заполнения («холодного душа») позволяет проводить эту операцию быстро и эффективно.

В состав испарительной установки входят: конденсатор ХВ-3,5 (поверхность охлаждения 3,82 м², диаметр

¹ Указанное значение сохраняется только при чистых змеевиках. По мере отложения накипи давление в них приходится увеличивать и несконденсировавшийся пар проходит непосредственно в главный судовой конденсатор, в результате чего удельный расход пара увеличивается до 2—2,5 кг на 1 кг дистиллята.

трубок 16 мм, вес 480 кг); подогреватель питательной воды (он же охладитель конденсата греющего пара); сборник дистиллята (емкостью 120 л, он же является пробным бачком); соленомер СВЭ-254 со звуковым сигнализатором, включающимся при повышении солесодержания дистиллята до 8 мг/л.

К недостаткам схемы относится характерное для большинства испарителей избыточного давления неконтролируемое продувание рассола. На практике это приводит к тому, что испарители работают с очень большим значением коэффициента продувания — до 4—5, при котором резко возрастает расход пара и увеличивается интенсивность накипеобразования.

Испарители WY-6

Испарители WY-6 номинальной производительностью при чистых трубках 50 т/сутки установлены на рыбообрабатывающих плавбазах польской постройки — паровых ссезьдебазах типа «Северодвижск» и дизельных плавбазах типа «Пионерск». Испарители WY-3 аналогичной конструкции производительностью 7 т/сутки установлены на больших морозильных траулерах типа «Лесков», строившихся в Польше, а также на паровых траулерах шведской постройки.

Основные характеристики этих испарителей приведены в табл. 5.

Корпус испарителя (рис. 24) цилиндрический, отлит из чугуна и снабжен крышкой на шарнирах. Батарея змеевиков монтируется на пароподводящей колонке, установленной в центре корпуса. В верхней части колонка снабжена патрубками для подвода пара и отвода конденсата, а в нижней — горизонтальным шарниром, на котором при снятой крышке батарея откидывается наружу для очистки. Благодаря такой конструкции очистку змеевиков удастся выполнить вдвоем сравнительно быстро — за 12—18 ч, несмотря на большие размеры батареи.

К парораспределительной колонке крепятся на шпильках шесть цилиндрических змеевиков, выполненных из медной трубы диаметром 32 мм. Вследствие высокой напряженности поверхности период работы испарителя между чистками не превышает 240 ч.

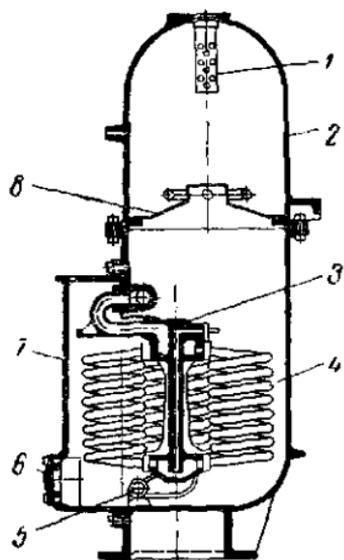


Рис. 24. Испаритель WY-6:

1 — пароприемная труба; 2 — сухопарник; 3 — парораспределительная колонка; 4 — змеевик; 5 — ось нагревательной батареи; 6 — люк; 7 — крышка; 8 — сепаратор.

В испарителе предусмотрена двухступенчатая сепарация вторичного пара — центробежная на выходе из патрубков, в пароотбойном коническом щите, и естественная, в сухопарнике над щитом. Конический щит снабжен колпаком с четырьмя изогнутыми патрубками, через которые пар выходит в сухопарник. Благодаря резкому изменению скорости и направления потока пара влага отбрасывается на стенки сухопарника. Такая конструкция, принятая в некоторых испарителях в начале 50-х годов, оказалась недостаточно эффективной ввиду высокой напряженности парового объема. Поэтому даже при сниженной нагрузке соленость дистиллята часто превышает спецификационное значение — 20—25 мг/л. Лишь при

работе на слабосоленой воде Балтийского моря удается добиться паспортной производительности без риска засоления дистиллята. При работе на океанской воде приходится снижать рабочий уровень рассола и производительность испарителя до 25—30 т/сутки. Модернизация испарителя WY-6 на п/б «Пионерск» путем установки выносного циклонного сепаратора позволила не только улучшить качество вторичного пара, но и довести производительность до номинальной в результате повышения рабочего уровня рассола.

Агрегатированные вакуумные опреснительные установки серии П

Отраслевая нормаль ОН9-489—64 предусматривает пять типоразмеров опреснительных установок серии П, отличающихся геометрическими размерами и весом в зависимости от производительности. Основные параметры опреснителей приведены в табл. 6.

Температура дистиллята, получаемого в установках, не превышает 50° С, соленость рассола — 60 000 мг/л. За-

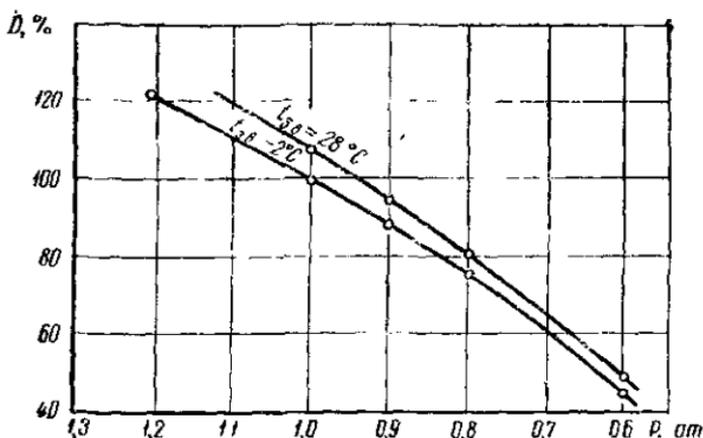


Рис. 25. График зависимости производительности установки D от давления греющего пара в батарее P_1 и температуры заборной воды $t_{з.в.}$.

висимость производительности установок D (в процентах от спецификационной) от абсолютного давления P_1 греющего пара в батарее и температуры заборной воды показана на рис. 25.

Указанные на графике значения производительностей относятся к чистым (свободным от накипи) нагревательным батареям. Спецификационные значения производительности установок соответствуют абсолютному давлению

Таблица 6

Индекс установки	Производительность, т/сутки	Абсолютное давление первичного пара в батарее, ат	Абсолютное давление вторичного пара в конденсаторе, ат	Солесодержание дистиллята, мг/л	Расход тепла по греющему пару, ккал/ч, не более	Расход пара на эжектор, кг/ч
П1	5	—	—	—	$1,52 \cdot 10^6$	35
П2	10	—	—	—	$3,05 \cdot 10^6$	35
П3	25	1,0—1,2	0,25	Не более 5	$7,63 \cdot 10^6$	35
П4	50	—	—	—	$1,52 \cdot 10^6$	70
П5	75	—	—	—	$2,3 \cdot 10^6$	70

Вторичный пар, образующийся в результате испарения забортной воды в испарителе, проходит очистку в сепарационных устройствах и конденсируется в конденсаторе.

Получившийся таким образом дистиллят стекает самотеком в сборник дистиллята 7, из которого забирается дистиллятным электронасосом 8 и, проходя через клапан поплавкового регулятора уровня в сборнике, направляется в охладитель дистиллята. Затем дистиллят проходит через датчик солемера 9 и в зависимости от содержания автоматически направляется электромагнитным переключающим клапаном 10 в цистерну пресной воды или на сброс.

Небольшая часть дистиллята (примерно $\frac{1}{10}$ выработанного количества) поступает через фильтр 11 в барботажное промывочное сепарационное устройство испарителя. Для контроля за соленостью в корпусе испарителя и производительностью установки служат расходомеры-ротаметры, один из которых устанавливается на трубопроводе питательной воды 12, а другой — на дистиллятном трубопроводе 13.

Отсос паровоздушной смеси из конденсатора и поддержание в нем вакуума осуществляются пароструйным эжектором 14.

Опреснительная установка запускается в работу вручную и после выхода на спецификационный режим работает автоматически. Выключение установки также производится вручную. Система автоматического регулирования и защиты установки обеспечивает:

поддержание постоянной производительности;

автоматический сброс дистиллята в трюм, если содержание его превышает 5 мг/л;

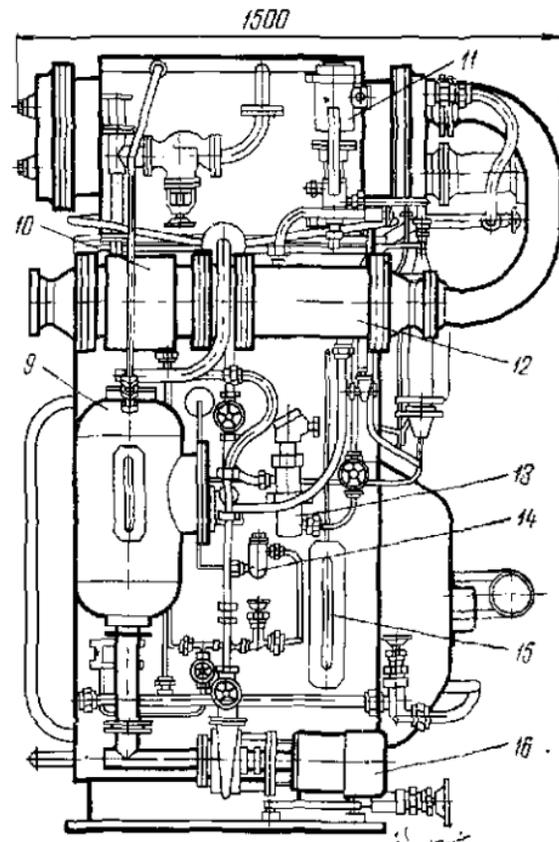
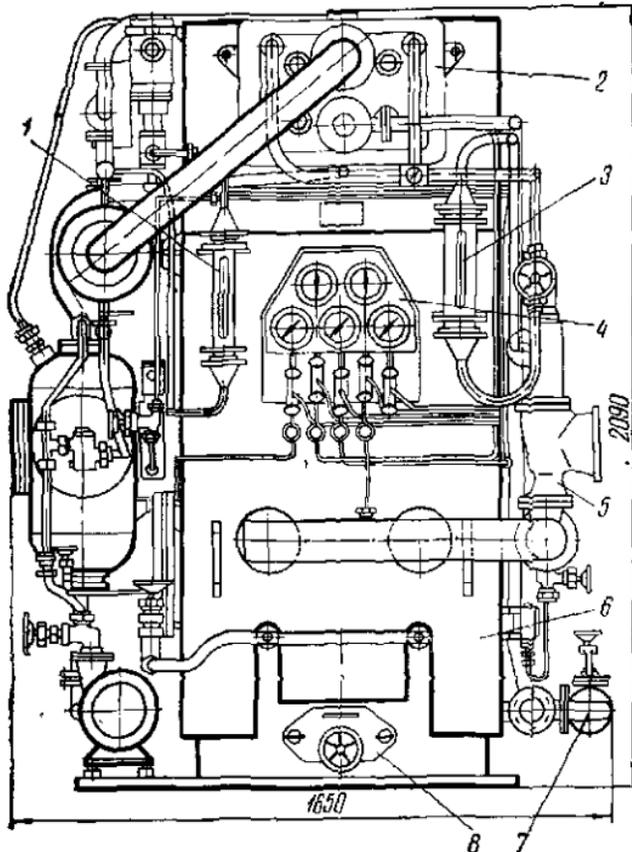
предохранение дистиллятного насоса от срыва с помощью прямодействующего поплавкового регулятора уровня;

выключение дистиллятного электронасоса при падении давления в нагнетательном трубопроводе ниже 1 кг/см^2 .

Установка снабжена световой и звуковой сигнализацией, которая автоматически включается при повышении содержания дистиллята, падении давления в нагнетательном дистиллятном трубопроводе и аварийном повышении давления греющего пара в батарее.

Рис. 27. Общий вид
опреснительного
агрегата ПЗ:

1 — ротаметр для измерения расхода дистиллята; 2 — конденсатор; 3 — ротаметр для измерения расхода питательной воды; 4 — приборный щит; 5 — паровой предохранительный клапан; 6 — нагревательные батареи (закрыты кожухом); 7 — рассольный эжектор; 8 — люк для удаления накипи; 9 — сборник дистиллята с поплавковым регулятором уровня; 10 — паровой эжектор с конденсатором; 11 — переключающий электромагнитный клапан; 12 — охладитель дистиллята; 13 — датчик солемера; 14 — фильтр пресной воды; 15 — водоуказательное стекло; 16 — дистиллятный электронасос.



На рис. 27 показан общий вид опреснительной установки ПЗ. Как видно из рисунка, испаритель и конденсатор представляют собой единую блочную конструкцию, на которую снаружи навешиваются арматура, трубопроводы, приборы и электронасос. Корпус испарителя выполнен из медно-никельского сплава, а корпус конденсатора — из нержавеющей стали. Конденсаторные трубы, а также трубы охладителя дистиллята — мельхиоровые. Остальные узлы и детали опреснительного агрегата также выполнены из стойких по отношению к коррозии в морской воде материалов. Вес опреснительного агрегата в сухом состоянии 2250 кг.

На рис. 28 показан разрез испарителя-конденсатора. Роль сепараторов для грубой очистки пара выполняют отбойные щиты *1* V-образного профиля, установленные над нагревательными батареями *2*. Вторую ступень очистки пар проходит в барботажном промывочном устройстве *3*, и, наконец, тонкая его очистка завершается в вертикальном жалюзийном сепараторе *4*. Благодаря такой системе очистки пара удается получить дистиллят, удовлетворяющий самым жестким требованиям, предъявляемым к чистоте питательной воды паровых котлов.

Устройство для слива рассола *5* представляет собой трубу, расположенную в центре водяного объема испарителя, на уровне $\frac{1}{2}$ высоты батарей. Таким образом удается избежать изменения уровня рассола в испарителе и оголения батарей при крене и дифференте

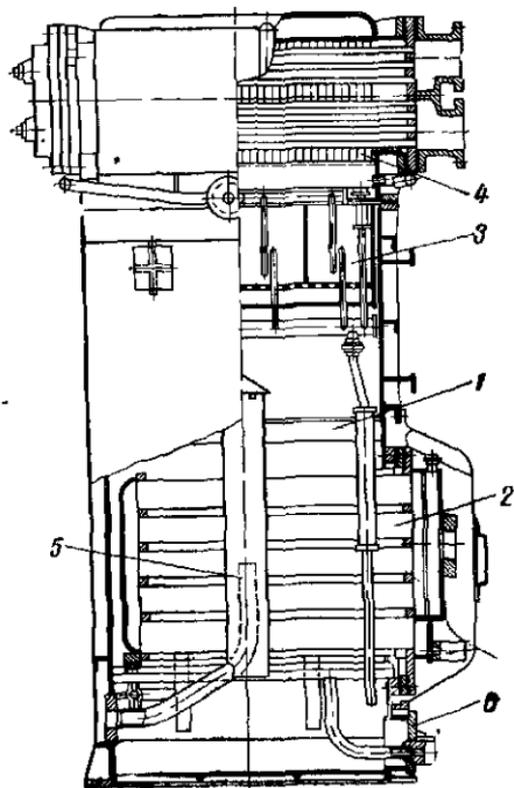


Рис. 28. Разрез испарителя-конденсатора.

судна. Сливная труба заключена в кожух-отстойник, предотвращающий засорение рассольного трубопровода грязью и кусками накипи.

Нагревательная батарея 2 состоит из пучка горизонтальных труб плоскоовального сечения, закрепленных в трубных досках, одна из которых закрыта глухой крышкой, а через другую в батарею подается греющий пар.

Под действием изменяющейся разности давлений снаружи и внутри труб плоская часть их стенок деформируется, в результате чего накипь растрескивается и падает в поддон испарителя.

Самоочистка нагревательных батарей от накипи происходит автоматически и, как показали проведенные испытания, позволяет обходиться без чистки в течение более чем трех месяцев непрерывной работы опреснительной установки. Отвалившаяся накипь периодически удаляется через люк 6, расположенный в нижней части испарителя.

УТИЛИЗАЦИОННЫЕ ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ТЕПЛО ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ ДИЗЕЛЕЙ

Использование бросового низкопотенциального тепла охлаждающей воды дизелей в утилизационных глубоковакуумных опреснителях, как известно, позволяет получать пресную воду на судах по самой низкой цене.

Это обстоятельство привело к широкому распространению на судах утилизационных опреснителей во всех тех случаях, когда тепла охлаждающей воды главного или вспомогательных двигателей судна достаточно для получения требуемого количества пресной воды.

На промысловых судах нашли применение два типа утилизационных опреснительных установок: с испарителями кипящего типа и с адиабатными испарителями.

И те и другие установки выполняются одноступенчатыми, агрегатированными и, в ряде случаев, могут работать также и на греющем паре.

Наиболее характерными установками первого типа (с кипящими испарителями) следует считать утилизационные опреснители датской фирмы «Атлас».

Этот опреснитель представляет собой вертикально-трубную нагревательную батарею, прикрепленную снизу

к сухопарнику цилиндрической формы с вписанным в него горизонтальным конденсатором.

По лицензии фирмы «Атлас» японская фирма «Сасакура» изготавливает утилизационные опреснители, которые установлены на наших тунцеловных базах типа «Солнечный луч». Опреснители «Атлас» эксплуатируются также на плавбазах типа «Рыбацкая слава», «Спасск» и на большой серии производственно-транспортных рефрижераторов типа «Грумант».

Преимуществами опреснителя фирмы «Атлас» являются простота конструкции и рациональная организация испарения воды в вертикальных трубах нагревательной батареи испарителя, которая позволяет значительно уменьшить накипеобразование.

В новой конструкции утилизационного опреснителя ПНР типа WY-12/IV производительностью 12 т/сутки, установленного на БМРТ типа «Илья Катунин», также используется вертикальное расположение нагревательной батареи, однако с целью уменьшения высоты опреснительного агрегата его конденсатор помещен сбоку.

Принимая во внимание большое сходство между собой конструкций утилизационных опреснителей кипящего типа, имеет смысл ограничиться описанием только одной конструкции.

Поскольку нашей промышленностью освоен серийный выпуск утилизационных опреснителей серии Д и они безусловно найдут широкое применение на судах новой постройки и при модернизации (первые изготовленные установки применены на БМРТ «Север»), ниже приводится описание этих новых отечественных опреснительных установок.

Как уже указывалось, другим типом утилизационных опреснителей, применяющихся на промысловых судах, являются адиабатные установки, которые подразделяются на проточные и циркуляционные.

Циркуляционные адиабатные опреснительные установки экономичнее проточных. Их работа в меньшей степени зависит от температуры забортной воды.

В качестве примера утилизационного адиабатного опреснителя можно указать на опреснительные установки, созданные в ГДР и применяющиеся на РТМ типа «Тропик» и «Атлантик».

Оригинальную конструкцию адриабатного опреснителя создала датская фирма «Нирекс». Они установлены на судах-морозильщиках типа «Скрыплев». Особенностью конструкции опреснителей «Нирекс» является использование пластинчатых теплообменников в качестве подогревателя и конденсатора, что обеспечивает их компактность.

Как показывает накопленный опыт, опреснители «Нирекс» более чувствительны к загрязнению и накипеобразованию, чем другие упомянутые здесь утилизационные опреснители. Однако следует отметить, что этот недостаток в известной мере компенсируется более легкой разборкой и чисткой пластинчатых теплообменников.

К числу достоинств опреснителей «Нирекс» относится их способность к увеличению производительности в широких пределах, что достигается добавлением к основному пакету соответствующего количества дополнительных теплообменных пластин, при этом диапазон производительностей от 1 до 60 т/сутки обеспечивается всего лишь пятью основными типоразмерами опреснителей «Нирекс».

Опреснительные установки серии Д

Утилизационные опреснительные установки серии Д являются агрегатированными опреснителями кипящего типа, основные параметры которых в соответствии с отраслевой нормалью ОН9-472-64 приведены в табл. 7

Таблица 7

Индекс установки	Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	При температуре греющей пресной воды на входе в испаритель, °С				Размеры, мм			Вес, кг	
		60		80		высота	ширина	длина	сухой	в рабочем состоянии
		расход греющей воды, м ³ /ч	производительность, т/сутки	расход греющей воды, м ³ /ч	производительность, т/сутки					
Д1	10	7	1	10	2,5	1600	1250	950	—	—
Д2	20	10	2,5	20	5	1900	1350	1050	1000	1130
Д3	35	20	5	35	8,5	2280	1370	1200	1250	1400
Д4	55	35	10	55	15	2550	1800	1450	1360	2250
Д5	90	70	20	90	28	3200	2100	1800	2920	3500

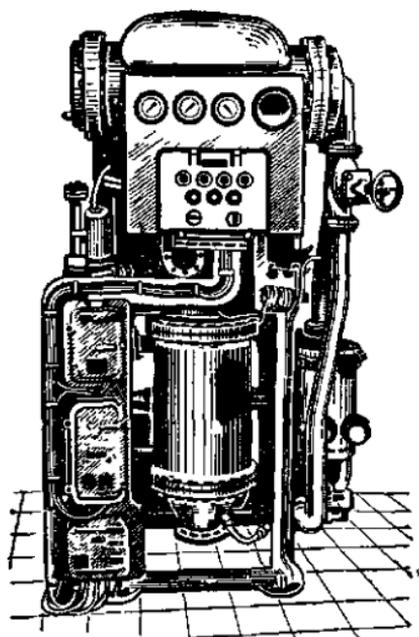


Рис. 30. Общий вид утилизационного опреснителя БМРТ «Север».

испарительной установки количестве с давлением не ниже 2 кг/см^2 , опреснители могут поставляться заводом-изготовителем без насоса заборной воды.

Типовая схема опреснителей серии Д показана на рис. 29.

Заборная вода прокачивается насосом 1 через конденсатор 2, откуда она поступает к рассольно-воздушно-му эжектору 3, при этом часть воды направляется на питание испарителя. Питательная вода поступает в испаритель через невозвратно запорный клапан 4 и ротаметр 5, который служит для измерения расхода воды. Греющая вода из системы охлаждения дизеля циркулирует в межтрубном пространстве батареи 6 и отдает свое тепло питательной воде, испаряющейся внутри труб. Рассол и паровоздушная смесь удаляются рассольно-воздушным эжектором за борт.

Образовавшийся в результате испарения питательной воды вторичный пар конденсируется в конденсаторе, превращаясь в дистиллят, который самотеком поступает в сборник дистиллята 7. Из сборника дистиллят

батареи не выше $0,7 \text{ кг/см}^2$. Гарантируемая продолжительность работы установок между чистками 1500 ч.

Опреснители серии Д выполняются в виде агрегата, включающего:

испаритель с конденсатором блочной конструкции; воздушно-рассольный эжектор;

насосы дистиллятной и заборной воды;

элементы автоматики и контрольно-измерительные приборы;

щит управления;

арматуру и трубопроводы.

При наличии на судне системы заборной воды, которая может обеспечить подачу ее в необходимом для испарительной

ным насосом 8 подается через поплавковый регулятор уровня (предохраняющий насос от срыва) и датчик солемера 9 к электромагнитному переключающему клапану 10, направляющему дистиллят в зависимости от его солевого содержания в цистерну пресной воды или обратно в испаритель. Для измерения расхода дистиллята служит ротаметр 11.

Каждая установка имеет систему звуковой и световой сигнализации, оповещающую обслуживающий персонал:

- о падении давления в нагнетательном трубопроводе дистиллятного насоса;

- о повышении солевого содержания дистиллята;

- о заполнении дистиллятом цистерны пресной воды.

Установка выводится на режим вручную и в дальнейшем требует только периодического наблюдения.

Общий вид утилизационной установки производительностью 5 т/сутки представлен на рис. 30.

Корпус испарителя 1 (рис. 31) выполнен из меди, а сухопарник 2 — из нержавеющей стали. В верхней части корпуса испарителя расположены смотровые стекла 3 для наблюдения за процессом испарения. Опорами для испарителя служат четыре вертикальные трубы 4, заканчивающиеся внизу фланцами, с помощью которых агрегат крепится к судовому фундаменту. Конденсатор 5 встроен в верхнюю часть сухопарника. Трубки конденсатора — мельхиоровые. Нагревательная батарея 6 представляет собой пучок прямых вертикальных мельхиоровых трубок, приваренных к латунным

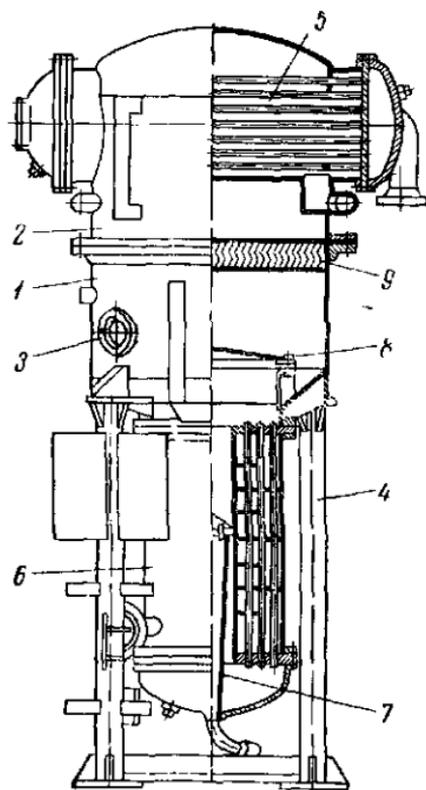


Рис. 31 Конструкция испарителя конденсатора установок серии Д

трубным доскам. В средней части батареи имеется канал для слива избытка рассола, выбрасываемого из трубок.

Внутри батарея снабжена перегородками-диафрагмами, которые создают многоходовое поперечное движение греющей воды. На крышке батареи закреплена труба для слива рассола 7, верхний срез которой находится на уровне $1/2$ высоты трубок.

В корпусе испарителя над батареей установлен отбойный щит — отражатель 8, препятствующий уносу в паровое пространство крупных капель рассола.

Тонкая очистка вторичного пара происходит в жалюзийном сепараторе 9. Все внутренние поверхности корпуса испарителя лудятся оловом.

Опреснительные установки с пластинчатыми теплообменниками (фирмы «Нирекс»)

В настоящее время фирма «Нирекс» выпускает опреснители двух типов: кипящие производительностью от 1 до 12 *т/сутки* и адиабатные производительностью от 4 до 60 *т/сутки*.

Первые имеют индекс JWPM, а вторые JWFP. Весь диапазон производительностей от 1 до 60 *т/сутки* обеспечивается пятью основными типоразмерами: тремя JWPM и двумя JWFP.

Как видно на рис. 32, на котором показана диаграмма производительностей опреснителей «Нирекс», производительность каждого основного типоразмера может быть увеличена не менее чем на 100%. Такое увеличение производительности достигается добавлением к основному пакету дополнительных теплообменных пластин. В случае выхода из строя какой-либо пластины, ее можно легко удалить. Все элементы, обслуживающие опреснитель (насосы, арматура и приборы), рассчитаны на максимальную производительность, соответствующую основному типоразмеру опреснителя.

Технические характеристики опреснителей «Нирекс» представлены в табл. 8.

Разница между опреснителями JWPM и JWFP заключается в том, что у первых испарение и конденсация происходят между теплообменными пластинами, в то время

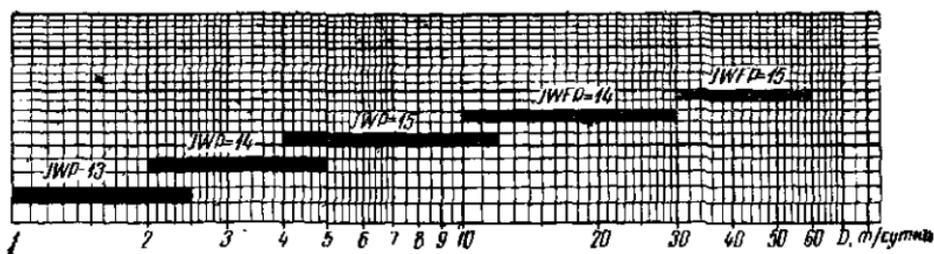


Рис. 32. Диаграмма производительностей опреснителей «Нирекс».

как у вторых в теплообменниках осуществляется только нагрев и охлаждение, а испарение и конденсация — в отдельных камерах.

Таблица 8

Характеристика	Тип опреснителя		
	JWRM-13	JWRM-14	JWRM-15
Производительность, т/сутки	1—1,3; 1,5—2; 2—2,5	2—2,5; 2,5—3; 3—4; 4—5	4—5; 5—6; 6—7,5; 7—8,5; 8—10; 10—12
Высота, мм	1410	1645	2250
Ширина, мм	805	1200	1425
Длина, мм	695—750	850—925	860—1130
Вес агрегата, кг	510—530	915—1040	1590—1990

Продолжение табл. 8

Характеристика	Тип опреснителя					
	JWFP-14			JWFP-16		
Производительность, т/сутки	10—15	15—20	18—24	20—30	30—45	40—60
Высота, мм	1985	1985	1985	1985	2900	2900
Ширина, мм	2065	2065	2065	2065	2600	2600
Длина, мм	830	830	830	1230	1700	1700
Вес агрегата, кг	2200	2300	2350	2750	4700	5000

Поскольку в первом случае теплопередача оказывается хуже, то для опреснителей типа JWPM требуется большее количество теплообменных пластин, но в то же время значительно упрощается вся конструкция и уменьшаются затраты электроэнергии на насосы. Отсюда можно сделать вывод, что эти опреснители более дешевы не только с точки зрения капитальных затрат, но и эксплуатации.

Необходимо заметить, что испарение воды между пластинами в опреснителях типа JWPM должно неизбежно сопровождаться быстрым образованием на них накипи, в то время как для адиабатных опреснителей типа JWFP этот процесс происходит медленнее.

В связи с тем что конструкция и принцип действия опреснителей типа JWPM в общем мало отличаются от ранее описанных кипящих утилизационных опреснительных установок, то представляется целесообразным рассмотреть здесь второй тип опреснителей «Нирекс» — адиабатный JWFP (рис. 33).

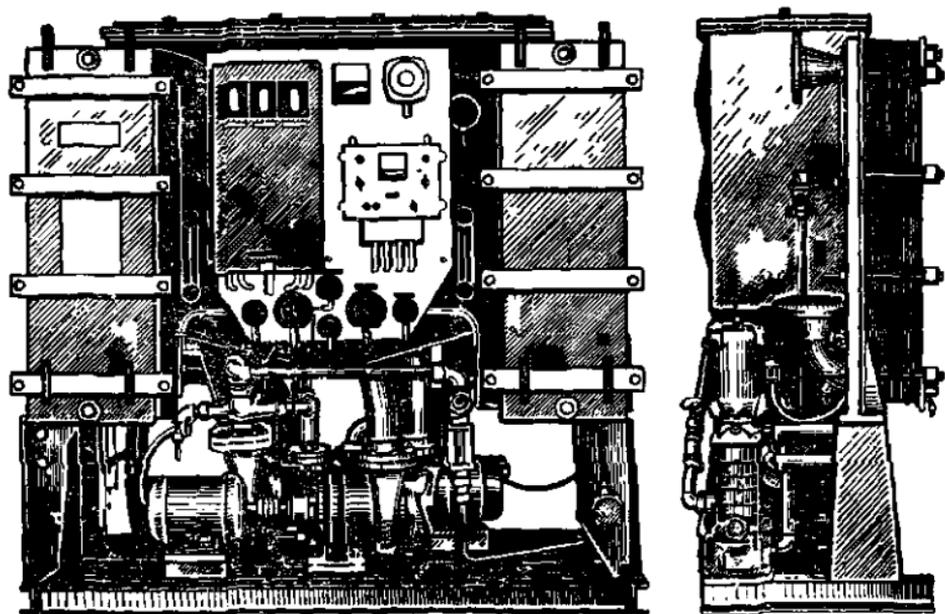


Рис. 33. Опреснитель фирмы «Нирекс», тип JWFP.

Конструкция опреснителя — моноблочная, все элементы опреснительной установки собраны на одной общей раме.

Теплообменники типа «Лаваль» (рис. 34) представляют собой пакеты штампованных пластин, выполненных из алюминиевой латуни. По периферии пластин имеются глубокие пазы с запрессованными в них резиновыми прокладками, обеспечивающими надежную герметизацию соединения между пластинами, которые стягиваются болтами. Опыт эксплуатации пластинчатых теплообменников «Лаваль» выявил их подверженность коррозии, причем главным образом — ответвлений для прохода заборной воды. В связи с этим в последнее время ответственные тракты заборной воды выполняются из нержавеющей стали, что дает хорошие результаты.

Насосы заборной воды изготавливаются из бронзы и снабжены механическими уплотнителями и подшипниками, не требующими ухода. Дистиллятный насос выполнен из чугуна. Корпус опреснителя — стальной и имеет эпоксидное покрытие, надежно предохраняющее его от коррозии. Аналогичное покрытие имеют трубы большого диаметра и другие поверхности, работающие в контакте с морской водой.

Схема адиабатной циркуляционной опреснительной установки «Нирекс» показана на рис. 35. Заборная вода подается циркуляционным насосом 1 в подогреватель 2, где она нагревается за счет тепла охлаждающей воды дизеля до температуры примерно 55°C . Из подогревателя вода попадает в испарительную камеру 3 опреснителя, в которой

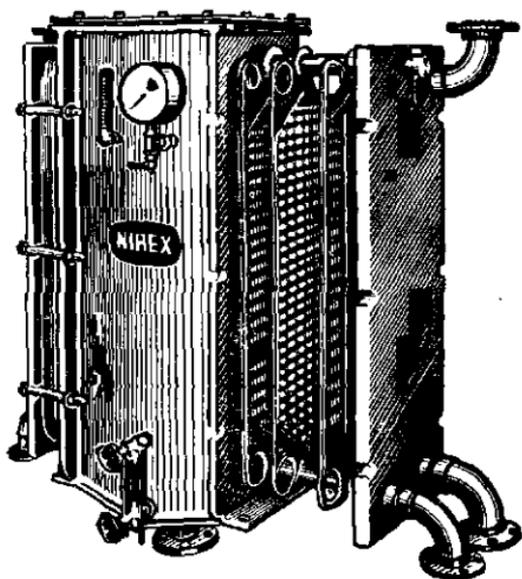


Рис. 34. Пластинчатый теплообменник опреснителя «Нирекс» в разобранном виде.

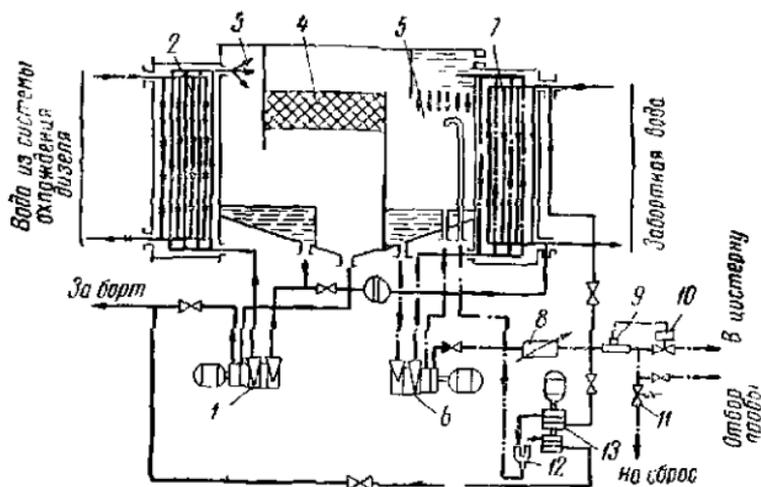


Рис. 35. Схема адиабатной циркуляционной опреснительной установки типа JWFP.

поддерживается 90%-ный вакуум, соответствующий температуре насыщения 45°C . Часть воды, перегретая по отношению к давлению в камере испарения на 10°C , мгновенно испаряется, а остальная ее часть забирается циркуляционным насосом и снова подается в подогреватель. Для уменьшения накипеобразования в опреснителе упаривается только $1/8$ часть подаваемой заборной воды. Излишек заборной воды переливается в поддон опреснителя и удаляется специальной ступенью насоса за борт.

Образовавшийся в камере испарения вторичный пар очищается в сепараторе 4 от капель рассола и направляется в конденсатор 5 смесительного типа. Здесь пар конденсируется на поверхности струй охлажденного конденсата. Далее конденсат дистиллятным насосом 6 подается в охладитель 7. Охлажденный дистиллят снова разбрызгивается в конденсаторе. Избыток дистиллята через переливную трубу попадает в отдельную ступень насоса, откуда направляется через счетчик-расходомер 8 к датчику солемера 9 и далее в зависимости от содержания через электромагнитный запорный клапан 10 в цистерну или через подпружиненный клапан 11 на сброс.

Вакуум в опреснителе поддерживается с помощью водоструйного эжектора 12, подача рабочей воды для которого и отсос водо-воздушной смеси осуществляются

специальным двухступенчатым центробежным насосом 13.

Некоторые специалисты считают, что применение внутренних циркуляционных водо-водяных контуров для достижения высоких значений теплопередачи, как в рассмотренном опреснителе «Нирекс», неоправдано. Это мнение основано на том, что коэффициент теплопередачи от воды к воде всегда меньше, чем от пара к воде. Не опровергая этого положения, хочется обратить внимание на следующую существенную разницу: в опреснителях «Нирекс» приходится иметь дело с пластинчатыми теплообменниками, коэффициенты теплоотдачи для которых при испарении и конденсации существенно отличаются от коэффициентов теплоотдачи для кожухотрубных теплообменников. Из теории теплопередачи известно, какое отрицательное влияние оказывает толщина пленки конденсата на трубках на теплоотдачу при конденсации. Пластинчатый теплообменник в этом смысле является самой неблагоприятной конструкцией, так как толщина пленки на теплообменных пластинах сверху вниз возрастает, а если учесть небольшие размеры зазоров между пластинами, то в нижней их части, вероятно, вообще происходит закупоривание каналов конденсатом. По-видимому, этим и объясняется применение двухконтурной циркуляционной конструкции адиабатного опреснителя.

Опреснительные установки траулеров типа «Тропик» и «Атлантик»

Внедрение утилизационных вакуумных опреснителей на судах флота МРХ СССР началось в широких масштабах* с 1962 г., когда приступили к серийной постройке РТМ типа «Тропик». Дальнейшее развитие этот тип опреснителей получил на РТМ типа «Атлантик», строящихся с 1966 г., причем конструкция собственно опреснителя практически не изменилась. Силовая установка РТМ «Тропик» состоит из двух главных двигателей без наддува марки 8NVD-48 мощностью по 670 л. с. каждый, работающих на общий гребной вал с ВРШ.

* Первый утилизационный опреснитель в составе флота МРХ СССР был установлен на производственном рефрижераторе «Красногорск» в 1961 г. [15].

К редуктору, объединяющему оба главных двигателя, подключена электрическая машина, способная работать как в режиме двигателя (на переходах), так и в режиме генератора (при выборке трала) при мощности 320 л. с. Четыре вспомогательных дизельгенератора с двигателями марки 8NVD-36 имеют мощность по 408 л. с. Каждый из этих двигателей имеет свою замкнутую систему водяного охлаждения с циркуляционным насосом пресной воды, насосом заборной воды и водо-водяным холодильником. Температура пресной охлаждающей воды может достигать 70°C , заборная вода на выходе имеет температуру $45\text{--}50^{\circ}\text{C}$. Принятая для этих судов схема опреснения принципиально отличается от общепринятой для утилизационных опреснителей тем, что вакуумный испаритель включен в рассечку отливного трубопровода системы охлаждения судовых дизелей. Для образования вторичного пара используется самоиспарение всего потока охлаждающей воды, температура которой понижается при этом в среднем на 10° , благодаря глубокому вакууму, создаваемому в камере испарения и в конденсаторе. Количество воды, пропускаемой через опреснитель, может изменяться от 12 до 60 т/ч в зависимости от числа двигателей, подключенных к опреснителю, и их нагрузки.

Таким образом, здесь используется адиабатное испарение, причем в составе опреснительной установки не требуется специальный подогреватель — его функции выполняют теплообменники, входящие в замкнутую систему охлаждения каждого двигателя, в которых заборная вода нагревается до $45\text{--}50^{\circ}\text{C}$.

Этой особенностью, весьма редкой на транспортных судах, обусловлены все достоинства и недостатки рассматриваемой опреснительной установки.

К достоинствам ее относятся: возможность утилизации тепла нескольких двигателей, имеющих индивидуальные системы охлаждения*; небольшие габариты опреснителя; устойчивая работа на переменных нагрузках [36].

Недостатком этих опреснителей является повышенный расход тепла. Удельный расход тепла вследствие

* По-видимому, это обстоятельство и было решающим для выбора данного типа опреснителя, поскольку все двигатели, установленные на судне, снабжены индивидуальной системой охлаждения, а создание общей системы усложнило бы и без того сложную силовую установку.

больших потерь с откачиваемым рассолом составляет 1300 ккал/кг, т. е. он более чем в 2 раза превышает расход тепла в обычных схемах утилизационных опреснителей, где потери с рассолом составляют лишь 3—4% от скрытой теплоты парообразования.

Потери с рассолом в рассматриваемой установке можно было бы снизить, если часть его возвращать к приемным патрубкам циркуляционных насосов заборной охлаждающей воды. Однако при этом усложняется схема трубопроводов, поскольку разводку рассола нужно осуществлять по всем шести двигателям, на которые навешены индивидуальные тронковые насосы охлаждающей воды.

Ввиду большого удельного расхода тепла паспортная производительность опреснителя (15 т/сутки) на судах типа «Тропик» при обычной на промысле загрузке главных и вспомогательных двигателей не достигается, хотя при общепринятой схеме утилизации тепла охлаждающей воды производительность могла бы составить 30 т/сутки.

Для повышения производительности до суточного расхода воды (около 13 т/сутки) в состав установки включен паровой нагреватель, в котором температура заборной воды доводится до 50—55° С.

Как известно, производительность адиабатного опреснителя зависит от количества воды, пропускаемой через камеру испарения, и от разности температур воды на входе в камеру и на выходе из нее. Количество охлаждающей воды на судах типа РТМ «Тропик» и «Атлантик» определяется числом двигателей, подключенных к опреснителю и производительностью их циркуляционных насосов. Для каждого из главных дизелей эта производительность составляет 16,2 м³/ч, для каждого из вспомогательных — 9,6 м³/ч. При работе всех двигателей количество охлаждающей воды могло бы быть достаточно большим — около 70 м³/ч. Однако ограниченная производительность рассольного насоса (38 м³/ч) позволяет пропустить через опреснитель охлаждающую воду только от двух главных или от четырех вспомогательных двигателей, хотя возможны и иные комбинации.

Температура воды на выходе из водо-водяных теплообменников при плавании в тропиках достигает 50° С, в умеренных широтах — около 45° С. При этом с пониже-

нием температуры воды за бортом автоматически уменьшается и расход охлаждающей воды через теплообменники, так что при плавании в холодных водах производительность опреснителя оказывается меньшей, чем в тропиках.

Температура в камере испарения и в конденсаторе определяется главным образом температурой забортной воды. Расчетное значение температуры в испарителе 38°C ; в тропиках оно повышается до $40\text{--}42^{\circ}\text{C}$, в умеренных широтах понижается до $36\text{--}35^{\circ}\text{C}$. В соответствии с этим производительность опреснительной установки РТМ «Тропик», достигаемая при различных вариантах подключения источников тепла и воды при полной нагрузке двигателей, приведена в табл. 9.

Т а б л и ц а 9

Р. жим работы установки	Производительность, т/сутки	
	при температуре забортной воды, $^{\circ}\text{C}$	
	0	30
При полной нагрузке главных двигателей (переход)	4,07	10,6
То же, с дополнительным паровым подогревом охлаждающей воды	12,6	15,0
Расход греющего пара, кг/ч	406	274
При полной нагрузке двух вспомогательных двигателей	2,44	6,3
То же, с паровым подогревом	9,6	14,95
Расход греющего пара, кг/ч	388	320
При полной нагрузке двух главных и двух вспомогательных двигателей	6,5	Эксплуатация невозможна из-за недостаточной производительности рассольного насоса
То же, при дополнительном паровом подогреве	17,3	
Расход пара, кг/ч	372	
При полной нагрузке четырех вспомогательных двигателей	4,86	12,6
То же, с паровым подогревом	13,8	15,4
Расход греющего пара, кг/ч	388	51

Как видно из этих данных, даже при полной нагрузке двигателей для достижения необходимой производительности требуется дополнительный паровой подогрев, особенно ввиду значительной недогрузки каждого из двигателей на большинстве промышленных режимов.

Опреснитель (рис. 36) выполнен в виде вертикального цилиндра, в нижней части которого расположена камера испарения 1, в центре средней части — сепаратор 2, а по периферии вокруг него — конденсатор 3. Вода в испарительную камеру подводится через распределительное кольцо 4 с отверстиями диаметром 5 мм в нижней части. Над распределительным кольцом установлен отбойный щит для уменьшения уноса капель. Однако в последних конструкциях щит не обязателен, так как распылительные отверстия расположены в нижней части кольца. Уровень рассола в испарительной камере поддерживается пневматическим мембранным регулятором, воздей-

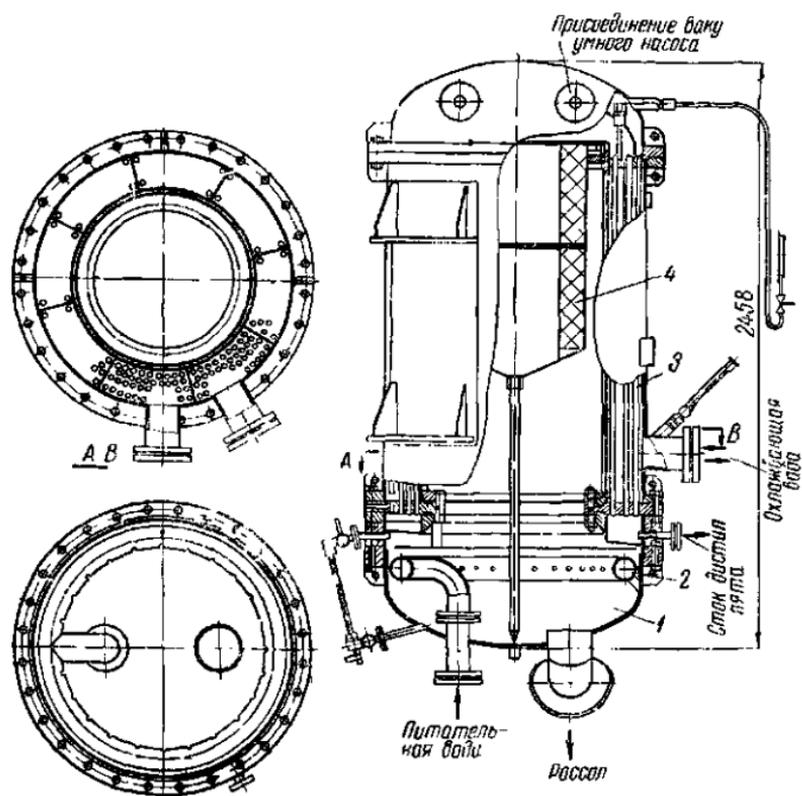


Рис. 36. Испаритель и конденсатор РТМ типа «Тропик»

вующим на отливной клапан рассольного трубопровода. Испарительная камера снабжена водоуказательным стеклом.

Сепарация вторичного пара производится в цилиндрическом кожухе, заполненном кольцами Рашига.

Несмотря на сравнительно высокую напряженность парового объема (около $48\,000\text{ м}^3/\text{м}^2$), влажность вторичного пара после сепарации при полной нагрузке не превышает 0,03%, что соответствует максимальному содержанию дистиллята 10—11 мг/л. (Нормальное содержание 5 мг/л.)

Конденсатор прямотрубный восьмифазовый (по охлаждающей воде). Вторичный пар поступает в трубки конденсатора сверху. Наружный ряд, предназначенный для охлаждения паровоздушной смеси, отделен специальной выгородкой от парового пространства. Общее число трубок конденсатора 312, наружный диаметр 19 мм, поверхность охлаждения по наружному диаметру $11,7\text{ м}^2$.

Работа конденсатора сильно затрудняется большим количеством воздуха, выделяющегося в камере испарения из воды, которое в 6—8 раз превышает возможное в обычных конструкциях опреснителей. Повышенному содержанию воздуха в охлаждающей воде способствует также подсос его через сапуны поршневых циркуляционных насосов.

Отрицательное влияние воздуха в конденсаторе до некоторой степени нейтрализуется повышенной скоростью паровоздушной смеси, достигающей на входе 75 м/сек .

Дистиллят из конденсатора стекает в сборник, уровень в котором также поддерживается пневматическим регулятором.

Из сборника дистиллятный насос перекачивает дистиллят через датчик соленомера и счетчик в цистерны котловой или мытьевой воды. Для использования дистиллята в качестве питьевой воды в состав установки включен минерализатор фильтр-прессного типа с обогащающими таблетками.

Отсос воздуха производится водокольцевым насосом с рассольным охлаждением рабочей воды, температура которой не должна превышать 15°С .

Как показала эксплуатация опреснительных установок на судах типа «Тропик», основным недостатком их

является усложненная схема регулирования уровня дистиллята и рассола в испарителе. Этот и другие недостатки в значительной степени устранены в опреснительных установках судов типа «Атлантик». Так, для упрощения обслуживания установок вместо пневматических регуляторов уровня применено саморегулирование дистиллятного и рассольного насосов (рис. 37). Для предупреждения возможной кавитации при сниженной производительности предусмотрена повышенная стойкость рабочих колес этих насосов. Для рассольного насоса с этой же целью предусмотрен постоянный дополнительный подвод холодной забортной воды во всасывающий трубопровод.

В связи с большим расходом охлаждающей воды, обусловленным повышенной мощностью двигателей¹, производительность рассольного насоса увеличена до $70 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Несколько усовершенствована и система охлаждения двигателей — вместо индивидуальных тронковых насосов на каждом двигателе предусмотрены общие для каждой пары двигателей центробежные насосы. Благодаря этому уменьшается подсос воздуха в испаритель и улучшаются условия работы конденсатора, в результате производительность опреснителя увеличилась до 16 т/сутки , хотя в конструкцию его не внесено практически никаких изменений.

Кроме того, повышенная мощность главных дизелей позволяет добиться указанной производительности без парового подогрева. Тем не менее на случай работы двигателей с пониженной нагрузкой, а также при невозможности развить необходимую мощность в тропиках (где наибольшая достижимая мощность двигателей не превышает 85% от номинальной) в составе установки сохранен паровой подогреватель с увеличенной до 9 м^2 поверхностью нагрева.

Прочие усовершенствования включают:

автоматический сброс дистиллята в льяла при повышенной его солености;

¹ Силовая установка РТМ «Атлантик» включает два главных четырехтактных дизеля с турбонаддувом мощностью по 1160 л. с. и четыре вспомогательных мощностью по 428 л. с. От объединительного редуктора главных дизелей приводятся две электрические машины — генератор переменного тока мощностью 200 кВт и генератор постоянного тока мощностью 300 кВт. Однако одновременно может работать только один из этих генераторов.

автоматическое поддержание постоянной температуры воды на выходе из парового подогревателя путем изменения подачи пара термостатом;

автоматическое изменение расхода забортной охлаждающей воды при изменении нагрузки двигателя с тем, чтобы ее температура сохранялась постоянной на всех режимах. Благодаря этому производительность опреснителя при уменьшении нагрузки двигателя снижается в меньшей степени, чем при постоянном расходе охлаждающей воды, но сниженной ее температуре;

для упрощения монтажа установки на судне основные узлы установки монтируются на общей раме, которая при постройке судна крепится на переборке шахты;

для обеспечения бактериологической стерильности опресненной воды на случай ее использования в качестве питьевой в состав установки включен озонатор, рассчитанный на стерилизацию 4 т воды в сутки.

Испытания головного РТМ «Атлантик» показали хорошую работу опреснительной установки, которая не

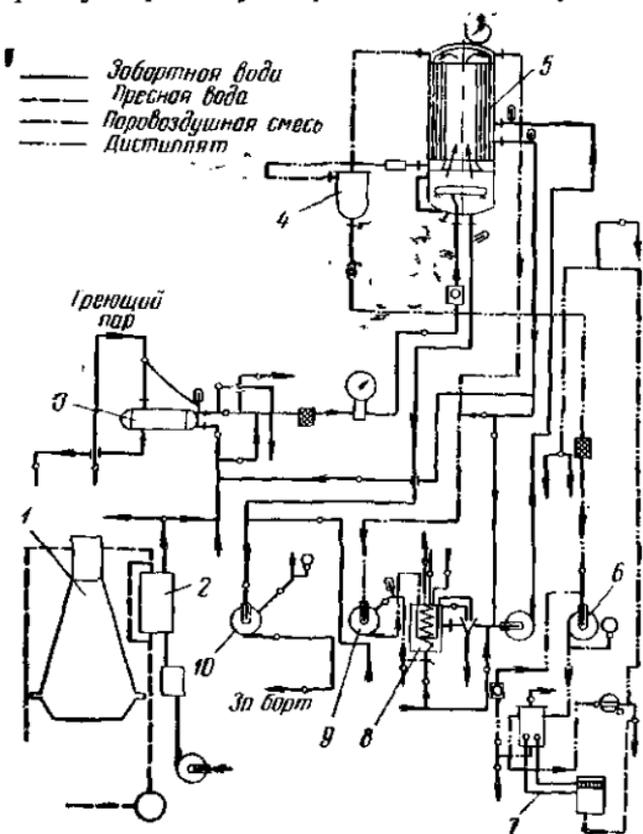


Рис. 37. Схема опреснительной установки РТМ «Атлантик»:

1 — двигатель; 2 — водоохладитель; 3 — паровой подогреватель; 4 — сборник дистиллята; 5 — испаритель и конденсатор; 6 — дистиллятный насос; 7 — соленомер; 8 — водоохладитель вакуумного насоса; 9 — вакуумный насос; 10 — рассольный насос.

только обеспечивала потребности в пресной воде своего судна, но и позволила передавать излишки ее на другие суда, поскольку собственные нужды не превышали 13,1 т в сутки [37].

Опыт эксплуатации опреснителей подтвердил возможность работы без очистки от накипи в подогревателе в течение года, если температура нагреваемой заборной воды не превышает 55—60°С. Необходимость в очистке водоводящих теплообменников, в которых температура заборной воды не превышает 50°С, возникает в среднем через 1,5–2 года эксплуатации.

Улучшенная система регулирования температуры и работа насосов в режиме саморегулирования позволяют добиться надежной работы этих опреснителей в условиях промышленного судна практически без вахтенного надзора.

Опреснители WY-12/IV

Опреснители этой марки выпускаются польской судостроительной промышленностью. В составе нашего промышленного флота они установлены на БМРТ, построенных в ПНР с 1964 г. (головное судно «Илья Катунин»). Кроме того, они используются для утилизации тепла вспомогательных дизельгенераторов на плавбазах типа «Профессор Баранов». Аналогичные по конструкции, но меньшие по производительности опреснители WY-11 установлены и на других промышленных судах.

Техническая характеристика опреснителя WY-12/IV

Производительность, т/сутки . . .	12
Абсолютное давление испарения, ат	0,03—0,07
Соледержание дистиллята, мг/л	до 40
Температура греющей воды, °С . .	60—65
Расход греющей воды, т/ч	60
Количество питательной воды, т/ч	2
Расход охлаждающей воды, т/ч	90

Опреснительная установка со всем вспомогательным оборудованием и приборами выполнена в виде единого агрегата на общей раме. Собственно опреснитель (рис. 38) представляет собой цилиндрический блок с вертикальнотрубной греющей батареей и с горизонталь-

ным конденсатором, расположенным снаружи на стенке цилиндра. Для уменьшения высоты (общая высота агрегата не превышает 1885 мм) принята оригинальная компоновка опреснителя и схема движения испаряемой воды. Особенность схемы заключается в том, что для сепарации вторичного пара используется объем не над батареей, как в подавляющем большинстве конструкций кипящих испарителей, а кольцевое пространство вокруг батареи. Благодаря этому удается разместить трубы греющей батареи почти по всей высоте испарителя и добиться достаточно большой скорости движения испаряемой воды и пароводяной смеси в трубках. Забортная вода подводится в центральную часть греющей батареи снизу и, совершая несколько ходов, сливается вместе с образовавшимся паром по наружному ряду трубок вниз.

Испарительные трубы батарей диаметром 28/25 мм расположены концентрично шестью кольцевыми рядами. Внутренний ряд трубок (седьмой) служит для подогрева воды до температуры кипения; наружный диаметр их 19 мм. Число подъемных испарительных трубок 65, опускных 97.

Рассол стекает на дно корпуса, откуда отсасывается эжектором, а пар по кольцевому каналу между корпу-

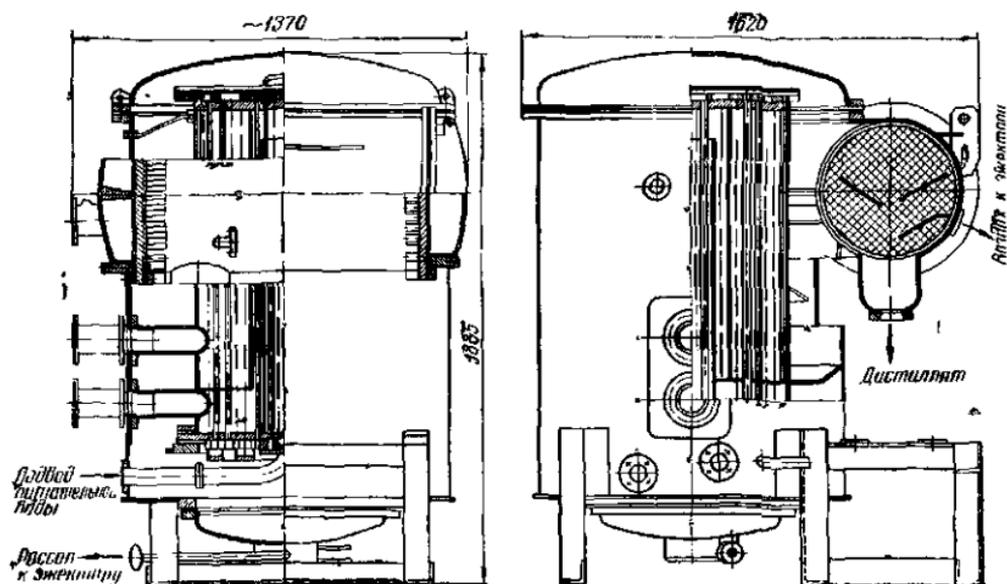


Рис 38 Опреснитель WY-12.

сом и батарсей поднимается вверх и поступает в конденсатор. Для улучшения сепарации кольцевой канал снабжен коническими щитками. Греющая вода протекает между трубками батарsei по сложной системе каналов, образованных горизонтальными и вертикальными перегородками. В нижней части батарея опирается по периферии на изогнутые вертикальные ребра, между которыми образуются спиральные каналы для прохода вторичного пара. На выходе из каналов скорость пара резко падает и изменяется его направление, вследствие чего капли рассола отбрасываются на стенки корпуса.

Конденсатор двухпроточный, образован 390 латунными трубками диаметром $19 \times 1,5$ мм. Два наклонных щитка в средней части конденсатора служат для стока дистиллята, нижний щиток образует выгородку для охлаждения воздуха. Задняя трубная доска конденсатора благодаря эластичной прокладке может перемещаться относительно корпуса.

Схема трубопроводов автоматики и расстановки приборов обычна для большинства глубоковакуумных опреснителей кипящего типа и потому здесь не рассматривается. В состав установки входят два одинаковых по конструкции эжектора — рассольный и воздушный и два насоса — дистиллятный и эжекторный.

Мощность мотора дистиллятного насоса $0,5$ квт, эжекторного насоса — 7 квт.

Отличительная особенность рассматриваемого опреснителя — возможность работы в холодных водах при сравнительно глубоком вакууме — до 97% , что достигается благодаря оригинальной схеме движения воды и большим размерам парового пространства.

К недостаткам принятой схемы испарения относятся неудобство чистки относительно длинных трубок и малая интенсивность теплопередачи, обусловленная тем, что повышенные гидравлические сопротивления греющей батарsei препятствуют кипению воды в начальной части тракта. Кроме того, отрицательно сказывается большая величина гидростатической депрессии. В результате необходимая поверхность батарsei (19 м²) почти в 2 раза превышает поверхность вертикальных трубных глубоковакуумных опреснителей. Поэтому и габаритный объем опреснителя WY-12 оказывается несколько большим, чем, например, у опреснителей «Атлас».

Опреснители консервных траулеров типа «Наталья Ковшова»

Большая численность экипажа консервных траулеров этого типа и значительный расход воды и острого пара, связанный с технологией консервирования, обуславливают необходимость применения опреснителей повышенной производительности, которая при проектировании судна была принята равной 60—80 т/сутки.

В соответствии с этим на каждом судне установлены два одноступенчатых вакуумных испарителя кипящего типа производительностью по 40 т/сутки, использующие в основном режиме тепло охлаждающей воды главных дизельгенераторов.

Охлаждающая вода дизельгенераторов при температуре около 65° С в количестве 195 м³/ч поступает к паровому подогревателю, в котором подогревается до 70—71° С. Необходимость подогрева связана с тем, что на промысле суммарная загрузка дизелей не превышает 3500 л. с., так что количество тепла в системе охлаждения составляет не более 40% требуемого для опреснителей. Поверхность подогревателя 16 м², абсолютное давление пара — до 8 ат. Выходящая из испарителя пресная вода направляется в водо-водяной холодильник, снабженный термостатическим регулятором температуры. Предусмотрен также обвод пресной воды помимо испарителя. Конденсатор выполнен в отдельном корпусе и соединен с испарителем паропроводом диаметром 350 мм. Заборная вода на охлаждение конденсаторов поступает из водо-водяных холодильников системы охлаждения дизелей.

Испаритель (рис. 39) имеет сварной стальной корпус, выполненный в виде вертикального цилиндра. Внутренние его поверхности облицованы резиновым покрытием для защиты от коррозии. В днище корпуса, кроме того, установлены два цинковых протектора.

Нагревательная батарея набрана из прямых вертикальных трубок диаметром 19 мм и высотой около 600 мм, образующих поверхность нагрева 60 м². В средней части батареи предусмотрена полая шахта для циркуляции рассола и поддержания уровня. Отсос рассола производится из этой шахты через центральную трубку, срез которой расположен на высоте 100 мм над нижней

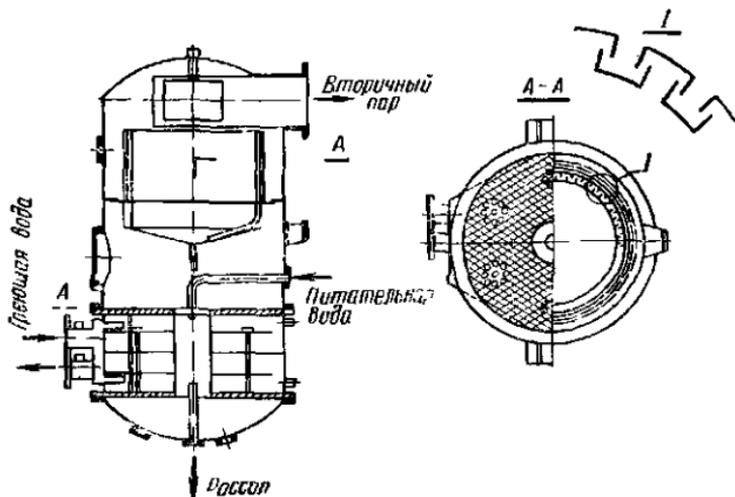


Рис. 39. Испаритель опреснительной установки БКРТ «Наталья Ковшова».

трубной доской. Греющая вода проходит снаружи трубок между горизонтальными перегородками, направляющими ее по четырем протокам.

Всю верхнюю половину корпуса занимает сепаратор, выполненный также в виде вертикального цилиндра с коническим дном. Рабочая часть сепаратора образована вертикальными швеллерами. Между полками смежных швеллеров, расположенных один против другого со сдвигом на $1/4$ ширины, образуются лабиринтные каналы, в которых происходит центробежная сепарация. При удовлетворительной очистке пара в этих каналах, однако, велико сопротивление и мала допустимая скорость. Для улучшения сепарации предусмотрены два хода пара — в верхней части сепаратора пар движется от центра к периферии, проходя такие же лабиринты, и далее поступает в паросборную трубу. Сепарат из верхней половины сепаратора стекает по трем дренажным трубкам на коническое дно и затем по центральной трубке сливается в шахту.

Высота парового пространства вместе с сепаратором составляет 1500 мм. При такой высоте удовлетворительная очистка пара достигается и без сепараторов, в результате осаждения капель под действием их тяжести.

Весовая нагрузка зеркала испарения — $1390 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. При вакууме 90—88%, принятом в этих испарителях, ей соответствует скорость подъема пара 5,5—5,8 м/сек.

Вопреки общепринятой практике уровень рассола в этом испарителе поддерживается поплавковым регулятором. Помимо его ненадежности, следует отметить и такой существенный недостаток, связанный с этой системой регулирования, как затруднительность контроля солености рассола и количества питательной воды.

Конденсатор (рис. 40) четырехходовой вертикальный расположен в отдельном цилиндрическом корпусе. Поверхность охлаждения конденсатора образована 420 трубками длиной 1,5 м и диаметром 16/14 мм. Ее площадь (30 м^2) вдвое меньше поверхности испарителя, что также заметно отличает эту опреснительную установку от обычных утилизационных. Ввиду малой поверхности

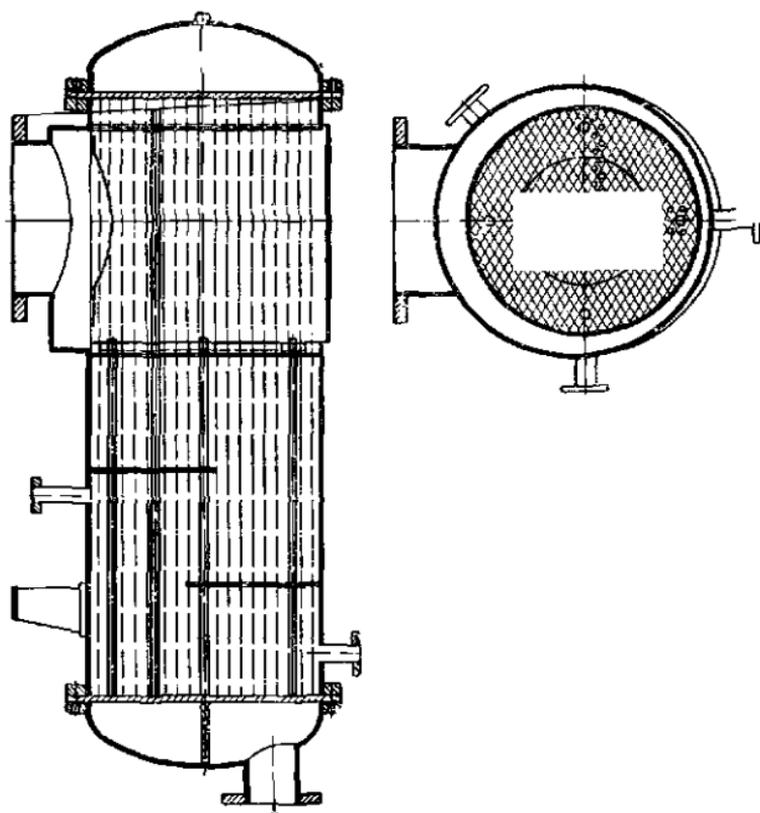


Рис. 40. Конденсатор опреснительной установки БҚРТ «Наталья Ковшова».

конденсатора вакуум в нем при полной нагрузке не может поддерживаться в обычных пределах (93—94%), так что температура испарения неизбежно оказывается более высокой, чем в большинстве утилизационных опреснителей. Поэтому и накипь в них, как показал опыт эксплуатации, откладывается более интенсивно.

Установка конденсатора с большей поверхностью трубок позволила бы снизить температуру испарения, увеличить производительность и уменьшить интенсивность образования накипи.

Для химической очистки от накипи в составе установки имеется бачок для растворителя (рекомендован растворитель «Ипалон» на основе сульфаминовой кислоты) и специальные трубопроводы. Схема трубопроводов химической очистки предусматривает подачу раствора самотеком к дренажному фланцу в днище испарителя и рециркуляцию раствора с помощью рассольного насоса, от которого отведен рециркуляционный трубопровод диаметром 20 мм. Кроме того, через слой растворителя рекомендуется пропускать воздух для перемешивания раствора и имитации кипения.

Кроме химической, возможна и ручная безразборная очистка трубок. Для этого в корпусе испарителя предусмотрен лаз диаметром 410 мм, открывающий доступ к батарее. В остальной схеме не отличается от обычных схем опреснения и включает следующее оборудование:

дистиллятные насосы (по одному на каждый опреснитель) производительностью по 1,9 т/ч при вакууме до 93%, мощность 1,5 л. с.;

рассольные насосы (по одному на опреснитель) производительностью по 4,8 т/ч при вакууме 87,5%, мощность 2,5 л. с., напор 30 м вод. ст.,

два водокольцевых вакуумных насоса производительностью по 1 кг воздуха в час при вакууме 93%, с моторами мощностью 4 л. с. при числе оборотов 1450 об/мин;

солемер (один на оба опреснителя) с трехходовым автоматическим клапаном солености. При солености дистиллята более 80 мг/л клапан перепускает дистиллят в льяла;

счетчик дистиллята (один на оба опреснителя).

Как показал начальный период эксплуатации, опреснительная установка уступает лучшим современным оп-

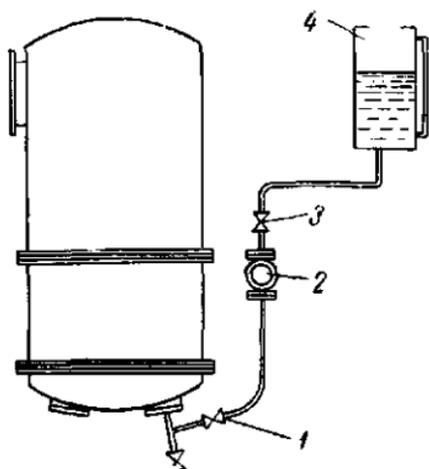


Рис. 41. Схема трубопровода для введения фосфатов в вакуумный опреснитель.

реснителем как по удобству обслуживания, так и по экономическим характеристикам.

Экономичность ее могла бы быть увеличена почти вдвое при двухступенчатой организации испарения, которая благодаря большой поверхности нагревательных батарей здесь легко осуществима. Необходима лишь установка конденсатора с большей поверхностью и воздушного эжектора, позволяющего создать вакуум до 95—96%.

В результате повышенной температуры испарения и практически неконтролируемой солености рассола образование накипи происходит сравнительно быстро — через 2—2,5 месяца работы батареи необходимо чистить. В качестве противонакипной присадки рекомендуется постоянно вводить тринатрийфосфат в количестве 16—20 г на 1 т дистиллята. Введение присадки позволяет увеличить срок работы между чистками в 2—3 раза, но одновременно приводит к некоторому увеличению солености дистиллята (до 80—100 мг/л) при передозировке тринатрийфосфата. Раствор тринатрийфосфата из бачка емкостью 60 л вводится в испаритель через патрубок в донном лючке самотеком под действием разности атмосферного давления и давления в испарителе, а также разности уровней. Схема трубопровода для введения раствора (рис. 41) обычна для вакуумных испарителей и включает разобшительный клапан 1, смотровой глазок 2 и регулировочный клапан 3. Расход раствора регулируется по диаметру струи, проходящей через смотровой глазок 2, и настраивается так, чтобы раствор из бачка 4 был отсосан за 8 ч. При этом не допускается опорожнение бачка во избежание подсоса воздуха и срыва вакуума.

Увеличивая концентрацию раствора и соответственно уменьшая его расход, можно заполнять бачок только один раз в сутки; при этом доза тринатрийфосфата или

триполифосфата натрия составит 640—700 г. Однако диаметр струи в контрольном глазке тогда уменьшается настолько, что возможна закупорка проходного сечения в регулирующем клапане при попадании мельчайших примесей. Стабильного расхода в таких условиях добиться невозможно. Поэтому, как показала практика, надежнее заполнять бачок через 8 ч, загружая в него 210—230 г тринатрийфосфата.

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ АДИАБАТНЫЕ ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Многоступенчатые адиабатные опреснители являются новым типом опреснительных установок на промысловых судах.

В 1966 г. нашей промышленностью был создан опытный образец трехступенчатого адиабатного опреснителя производительностью 60 *т/сутки*, а уже в 1967 г. были изготовлены две пятиступенчатые опреснительные установки производительностью по 240 *т/сутки* для рыбопромысловой базы «Восток».

На построенных в 1968 г. в Польской Народной Республике новых плавбазах типа «Б-69» также установлены многоступенчатые адиабатные опреснители (тип WY-14).

Появление на промысловых судах опреснительных установок этого типа вызвано главным образом экономическими соображениями, так как многоступенчатые адиабатные опреснители обладают наиболее высоким коэффициентом полезного использования тепла.

Указанное преимущество многоступенчатых адиабатных опреснителей делает их незаменимыми в тех случаях, когда используется дорогой источник тепла (или когда его мало) и в то же время требуются большие количества пресной воды.

Именно поэтому многоступенчатые адиабатные опреснители были применены на таких крупных судах, как атомный авианосец «Энтерпрайз» (США), пассажирский пароход «Куин Элизабет II» (Англия) и ряде других.

Преимущество многоступенчатых опреснительных установок адиабатного типа: малая чувствительность к изменениям параметров греющего пара, способность к саморегулированию, невысокая интенсивность отложе-

ний накипи на теплопередающих поверхностях, просто-
та и удобство обслуживания.

В ближайшие годы многоступенчатые адиабатные опреснители получат широкое распространение на наших промысловых судах. В 1967 г. промышленностью была разработана отраслевая нормаль ОИ9-765—67, определившая тип, основные параметры и технические требования для многоступенчатых опреснителей.

Ниже приводится описание двух наиболее характерных конструкций многоступенчатых опреснителей: отечественных серии М и польской установки типа WY-14.

Многоступенчатые опреснители серии М

Основные параметры многоступенчатых адиабатных опреснительных установок серии М приведены в табл. 10.

Таблица 10

Индекс установки	Производительность, т/сутки	Число ступеней	Удельный расход тепла, ккал/кг, не более	Минимальное абсолютное давление греющего пара, ат	Условный расход греющего пара при минимальном давлении и переотсержании 100%, кг/ч, не более
М1	15	2	400	0,65	460
М2	30	2—3	400	0,65	1000
М3	60	3—4	315	0,75	1500
М4	120	4—5	260	0,85	2500
М5	240	5—6	220	0,85	4200

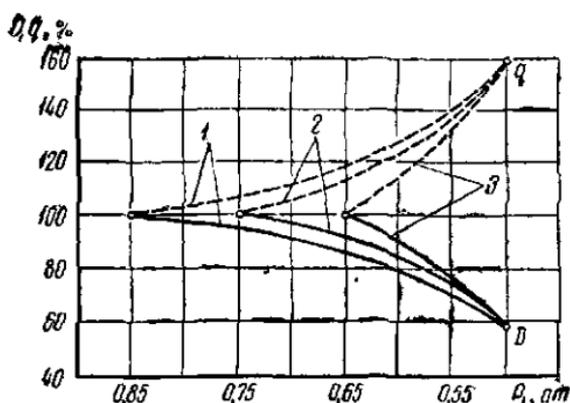
Полученный на установке дистиллят пригоден для использования в качестве питательной воды паровых котлов, а также исходной воды для приготовления питьевой и мытьевой.

Греющей средой для опреснителей может быть пар главных или вспомогательных котлов, а также отработавший пар вспомогательных механизмов и пар отбора от турбин.

При оценке экономичности опреснительных установок серии М необходимо учитывать, помимо удельного расхода тепла на опреснитель (см. табл. 10), еще и расход

Рис 42 График зависимости производительности D (сплошная линия) и удельного расхода тепла q (пунктирная линия) от давления греющего пара P_1 :

1 — установки М1 и М2,
2 — М3; 3 — М4 и М5



пара (тепла) на паровой эжектор. Давление рабочего пара для паровоздушного эжектора должно быть не меньше 5 кг/см^2 .

По данным расчетов расход пара на эжектор для установок М1, М2, М3, М4 и М5 равен соответственно 70, 80, 100, 200 и 400 кг/ч .

Период между очередными чистками установок от накипи составляет не менее 2000 ч, при этом допускается снижение производительности не более чем на 10%.

Спецификационные значения абсолютного давления греющего пара для установок М1 и М2 — $0,65 \text{ ат}$, М3 — $0,75 \text{ ат}$ и М5 — $0,85 \text{ ат}$. Характер изменения производительности и удельного расхода тепла в зависимости от уменьшения давления греющего пара представлен на рис. 42. График построен для расчетного значения температуры заборной воды 28°С .

Опреснительные установки агрегированы и включают:

- испарительные камеры с конденсаторами;
- подогреватель заборной воды;
- паровоздушный эжектор;
- насосы (циркуляционно-питательный, рассольный, дистиллятный, конденсатный и химической чистки);
- элементы автоматики и контрольно-измерительные приборы;
- арматуру и трубопроводы.

На рис. 43 показан внешний вид пятиступенчатой опреснительной установки РПБ «Восток» производительностью 240 т/сутки (соответствует нормализованному типоразмеру М5).

Техническая характеристика опреснительной установки М5

Производительность, <i>т/сутки</i>	240
Абсолютное давление греющего пара, <i>ат</i>	0,8
Расход греющего пара, <i>т/ч</i>	4,2
Соледержание дистиллята, <i>мг/л</i>	5
Потребляемая электрическая мощность, <i>квт</i>	60
Вес агрегата (сухой), <i>т</i>	27
Габариты, <i>мм</i>	
длина	5650
ширина	3680
высота	3750

На примере этой установки рассмотрим конструкцию и принцип действия адиабатных опреснителей.

Основой опреснительного агрегата является пятикамерный корпус, который с помощью опорных лап 1 крепится к фундаментной раме (рис. 44). Каждая камера разделена на две части: нижнюю — испарительную и верхнюю — конденсаторную.

Границей этого раздела является жалюзийный сепаратор 2, который служит для очистки вторичного пара от увлекаемых капель рассола. Нижняя испарительная

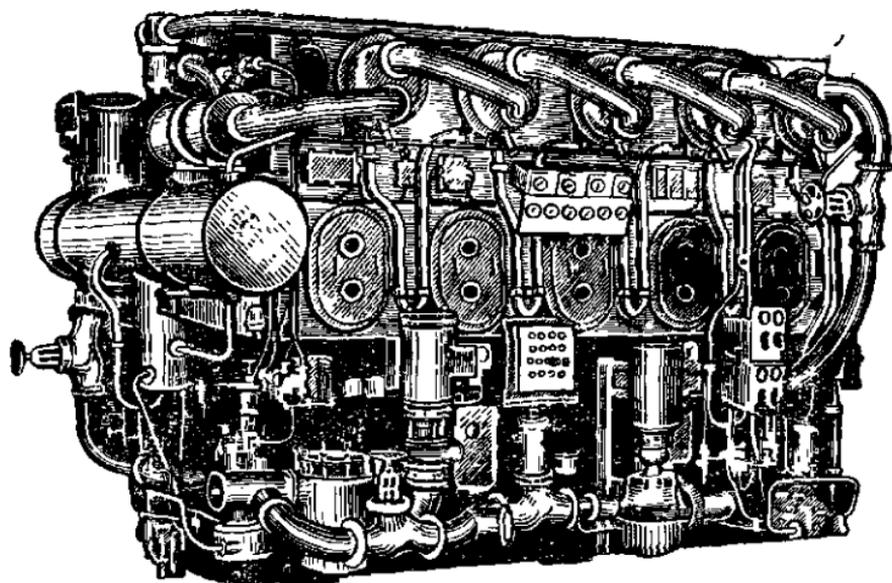


Рис. 43. Пятиступенчатая опреснительная установка РПБ «Восток».

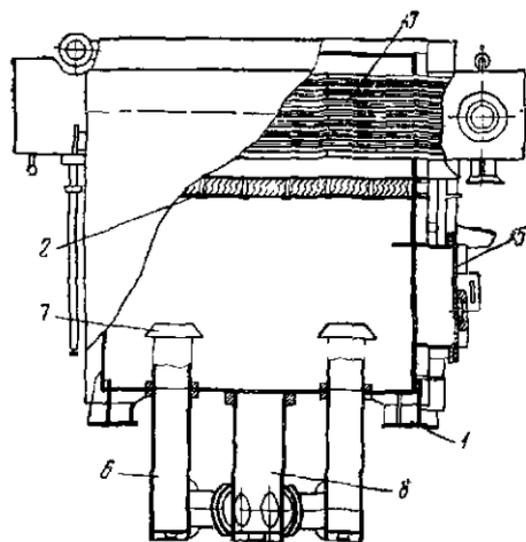
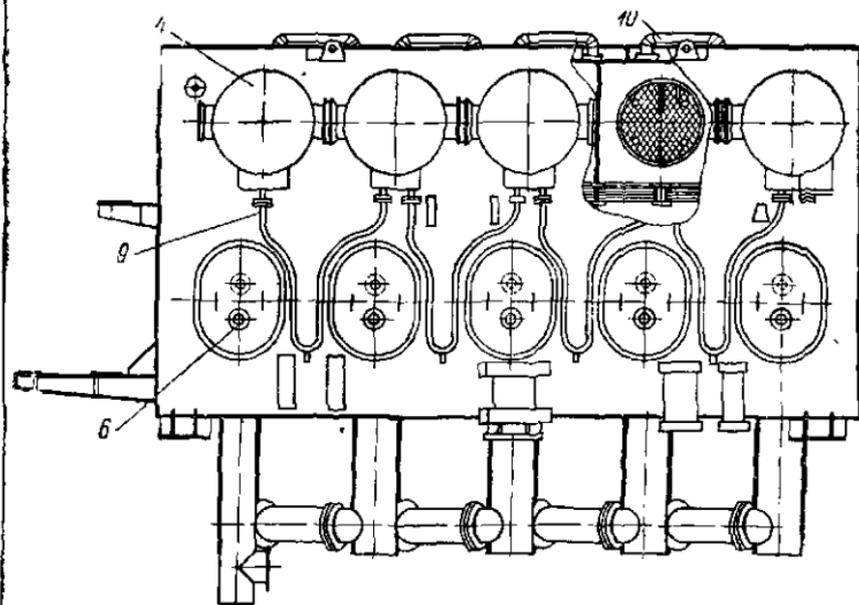


Рис. 44. Конструкция испарительных камер с встроенными конденсаторами пятиступенчатого опреснителя.

часть камер изготовлена из толстолистовой углеродистой стали, а верхняя с встроенным конденсатором 3 — из нержавеющей. Из-за отсутствия надежного антикоррозионного покрытия для нижней части испарительных камер толщина их стенок составляет 18 мм. Трубки всех теплообменных аппаратов — мельхиоровые, трубные доски — латунные, а крышки сделаны сварными из листов медно-никельского сплава.

Крышки конденсаторов 4 имеют внутри цинковые протекторы, предохраняющие аппараты от коррозии. Для осмотра внутренних поверхностей камер и их чистки на переднем фронте корпуса расположены лазы с крышками 5. На крышках имеются смотровые окна 6, позволяющие вести наблюдение за процессом испарения в камерах. К днищу камер приварены питательные трубы 6, по которым питательная забортная вода вводится в камеру испарения. Отбойные кольяки 7 выполняют роль отражателей, препятствуя уносу крупных капель воды с паром.

Неиспарившаяся вода — рассол — удаляется из камер через опускные трубы 8, которые соединены с питательными трубами последующих камер испарения. Дистиллят, собирающийся в сборниках конденсаторов, перетекает из одной камеры в другую через перепускные трубы 9, являющиеся одновременно гидрозатворами. Перепуск воздуха из камеры в камеру осуществляется с помощью перепускных колен 10.

Корпус покрыт снаружи тепловой изоляцией и имеет необходимые кронштейны и приварыши для крепления павшего оборудования.

Принцип действия опреснителя показан на рис. 45.

Забортная вода забирается циркуляционным питательным насосом 1 и через фильтр 2 и расходомер 3 направляется в конденсаторы опреснителя 4. В конденсаторах температура воды постепенно повышается в результате передачи ей тепла конденсирующегося вторичного пара. Дальнейший нагрев воды происходит в конденсаторе эжектора 5 и в специальном паровом подогревателе 6, на выходе из которого вода оказывается перегретой по отношению к температуре насыщения, соответствующей давлению в первой камере испарения (ступени). В результате этого перегрева определенная часть воды в первой ступени вскипает, затем такой же процесс повторяется в последующих ступенях, так как

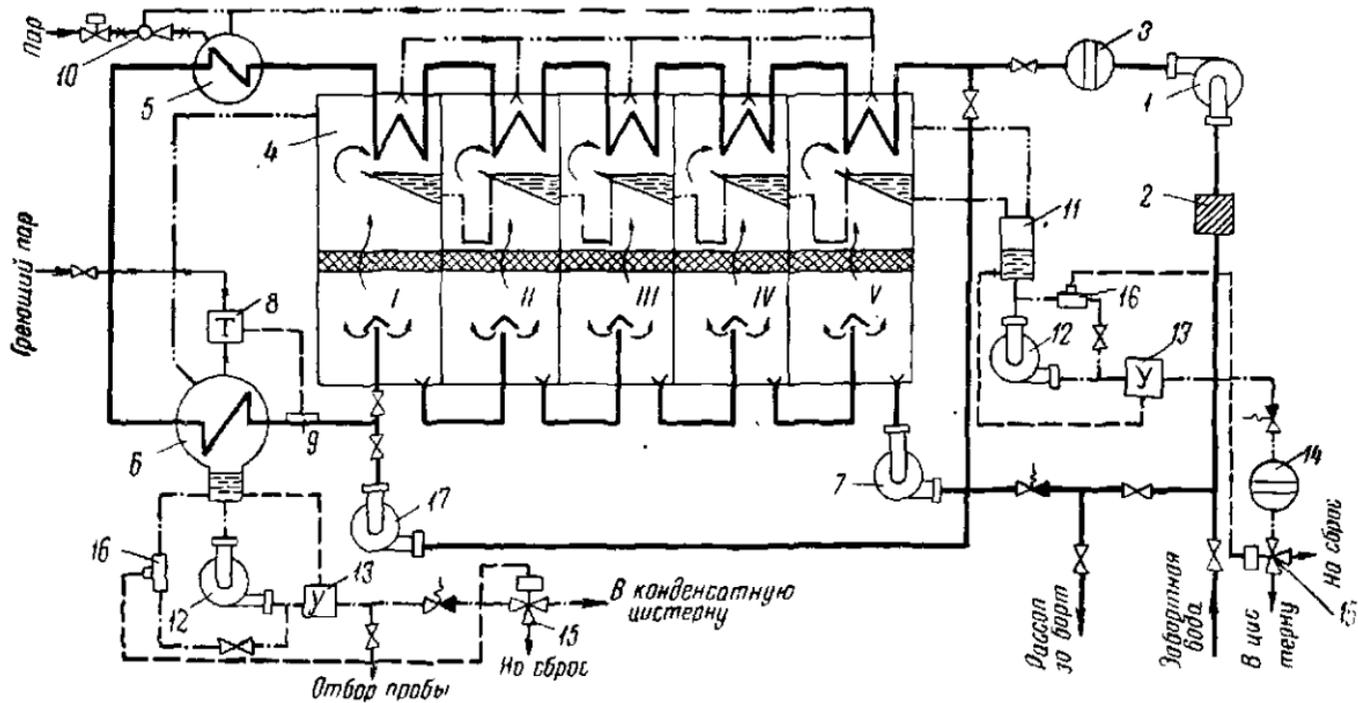


Рис. 45. Схема пятиступенчатого адиабатного опреснителя.

давление в каждой из них ниже, чем в предыдущей. Для уменьшения отложения накипи расчетная температура за подогревателем принята равной 77°C . В каждой ступени заборная вода охлаждается на 7° и отсасывается из последней ступени рассольным насосом 7 при температуре 42°C .

Температура заборной воды за подогревателем автоматически поддерживается на заданном уровне температурным регулятором 8, получающим импульс от датчика температуры 9.

Для поддержания в камерах вакуума воздух из них отсасывается двухступенчатым пароструйным эжектором 10. Соблюдение необходимого перепада давления по ступеням достигается подбором дроссельных шайб, устанавливаемых на ответвлениях системы воздушного отсоса.

Образовавшийся при конденсации вторичного пара в конденсаторах дистиллят под действием разности давлений в камерах перетекает в последнюю ступень и оттуда — в сборник дистиллята 11. Из сборника дистиллят отсасывается дистиллятным насосом 12 и подается через регулятор уровня типа РУК 13 и ротаметр 14 к переключающему клапану 15, который автоматически в соответствии с импульсом от датчика солемера 16 направляет дистиллят в цистерну пресной воды или на сброс.

По аналогичной схеме производится откачка конденсата греющего пара из подогревателя в конденсатно-питательную систему судна.

Вывод установки на режим занимает 45 мин, после чего она работает автоматически, не требуя постоянного обслуживания.

Помимо поддержания заданной производительности с помощью регулятора температуры подогрева питательной заборной воды, контроля за соленостью дистиллята и конденсата, а также обеспечения с помощью регуляторов РУК устойчивой работы дистиллятного и конденсатного насосов, система автоматического регулирования и защиты также осуществляет: выключение установки при отклонениях температуры подогрева питательной воды или повышении температуры и уровня рассола в камерах испарения; сигнализацию о нормальной работе установки на режиме и срабатывание защиты по любому из перечисленных импульсов.

Периодическая чистка теплообменных поверхностей конденсаторов и подогревателя занимает 5 ч и производится 5%-ным раствором ингибированной соляной кислоты, который циркулирует по замкнутому тракту забортной воды в опреснителе с помощью специального насоса для химической чистки 17.

В установке предусмотрена также возможность рециркуляции рассола для уменьшения зависимости экономичности от изменения температуры забортной воды.

В период стендовых испытаний опреснительная установка развила максимальную производительность 347 т/сутки (14,4 т/ч) при расходе питательной воды около 250 т/ч и греющего пара 5,75 т/ч; солесодержание дистиллята при этом не превышало 1,5 мг/л.

Химические и бактериологические анализы дистиллята дали следующие результаты:

Хлор-ионы, мг/л	0,4—0,5
Никель, мг/л	0,03—0,05
Коли-титр	Более 455
Коли-индекс	Менее 2
Микробное число	0

Приведенные данные свидетельствуют о пригодности опресненной воды для мытьевых целей и приготовления питьевой воды.

Четырехступенчатый адиабатный опреснитель WY-14

Плавбазы польской постройки Б-69 типа «Профессор Баранов» оборудованы новыми четырехступенчатыми адиабатными проточными опреснителями WY-14 производительностью 100 т/сутки (по одному на судно) и глубоковакуумными одноступенчатыми кипящими опреснителями WY-12, утилизирующими тепло охлаждающей воды вспомогательных дизельгенераторов производительностью 12 т/сутки (по два на судно). Таким образом, при полной загрузке суммарная производительность всех опреснителей достигает 124 т/сутки, что не только покрывает потребности судна, но и позволяет часть воды передавать на обслуживаемые базой суда.

Принцип действия испарителя описан в гл. I. Схема, испарителя и диаграмма изменения температур воды в нем изображены на рис. 46.

Параметры пара и воды, показанные на схеме, относятся к температуре заборной воды 20°C . При плавании в более холодных водах предусматривается поддержание на входе в конденсатор I ступени температуры 20°C путем смешивания в термостатическом смесительном клапане заборной воды с рассолом.

Благодаря достаточно малому недогреву воды в конденсаторах ($\delta=4,2^{\circ}\text{C}$) и высокой ее температуре перед I ступенью ($t_0=80,5^{\circ}\text{C}$) удельный расход тепла не превышает 200 ккал/кг , поэтому расход греющего пара при полной нагрузке составляет $1,5\text{ т/ч}$. Следует, однако, иметь в виду, что столь благоприятные экономические показатели достигаются лишь при плавании в умеренных широтах. В тех районах, где температура заборной воды превышает 20°C , экономичность и производительность опреснителя снижаются, если не повышать и без того высокую температуру перед I ступенью.

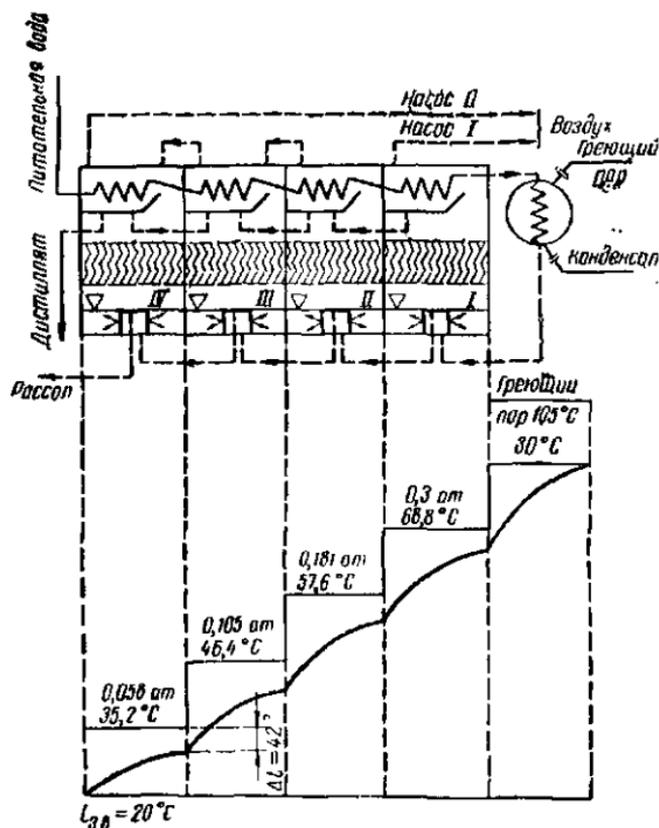


Рис. 46. Схема испарителя и диаграмма изменения температуры воды в опреснительной установке WY-14.

Соленость дистиллята при расчетных условиях находится в пределах 20—40 мг NaCl на 1 л. Верхний предел достигается при плавании в холодных водах, когда в результате упомянутого смешения заборной воды с рассолом содержание испаряемой воды значительно превышает 35 000 мг/л.

Конструкция испарителя, типичная для большинства опреснительных установок этого типа, изображена на рис. 47. Корпус испарителя сварен из стальных листов в виде прямоугольного блока, разделенного на четыре одинаковые по размерам камеры и опирается на фундамент четырьмя угловыми лапами. Ширина каждой камеры 690 мм при длине 2000 мм обуславливает удельную нагрузку зеркала испарения $750 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ и скорость подъема пара 0,8 м/сек в первой и 5 м/сек в четвертой ступенях. К днищу камеры на фланце крепится распределительная коробка прямоугольной формы, через боковые отверстия в которой перегретая морская вода вводится внутрь камеры.

Во избежание переливания воды и всплесков при качке на днище камеры по обе стороны от распределительной коробки приварены поперечные перегородки с отверстиями.

Перегородки между камерами и боковые стенки корпуса подкреплены швеллерами. На поясе, образованном нижними швеллерами, на высоте около 400 мм под зеркалом испарения расположен горизонтальный жалюзийный сепаратор.

На передней стенке каждой камеры предусмотрены по две горловины с крышками, обеспечивающие доступ внутрь камеры. На крышках имеются смотровые стекла. Нижнее позволяет видеть нормальный уровень рассола, верхнее — судить об уносе пены и повышенном уровне рассола.

В верхней части камеры сбоку укреплен горизонтальный конденсатор. Полость конденсатора выделена из остальной части камеры наклонной перегородкой, образующей днище конденсатора. К днищу крепятся трубы, предназначенные для перепуска дистиллята из предыдущих ступеней и отвода его в последующие. Дистиллятные перепускные трубы проходят по всей высоте камеры и выводятся под днище испарителя, где в них врезаны датчики соленомера.

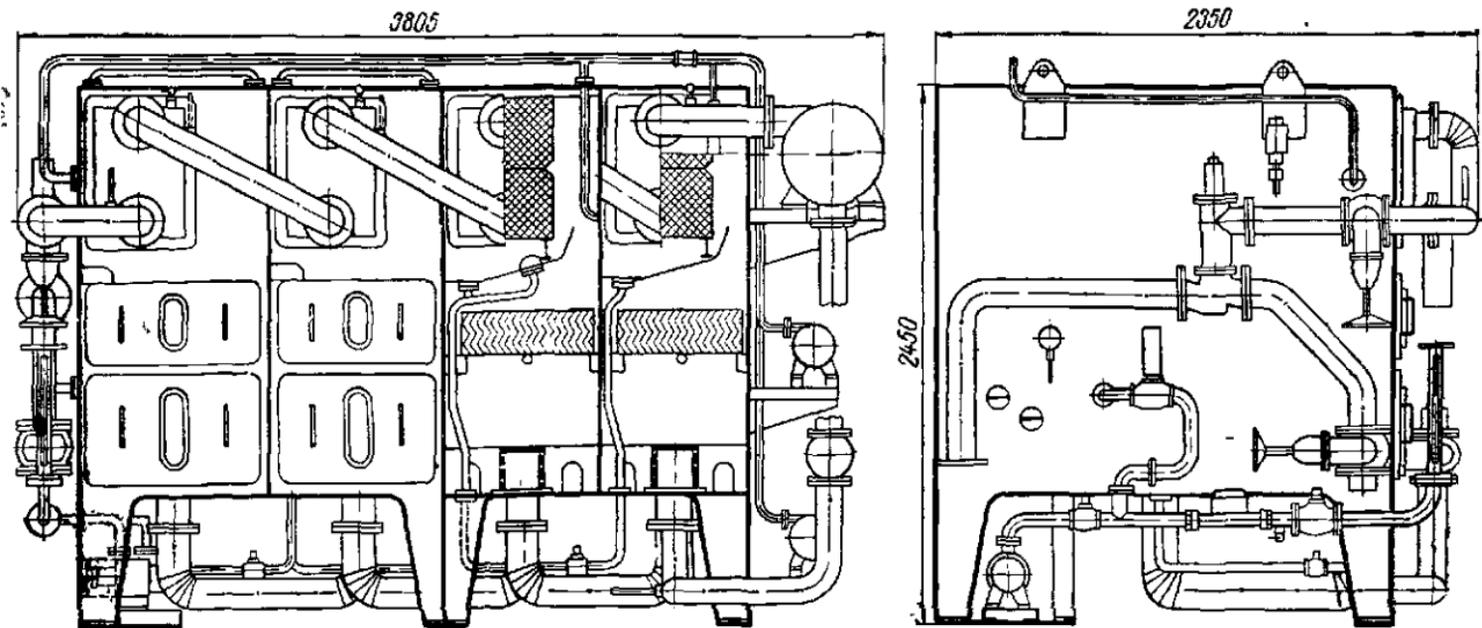


Рис. 47. Конструкция испарительных камер с конденсаторами опреснителя WY-14.

Конденсаторы четырехпроточные, с подвижными задними водяными камерами. В каждом протоке расположены 43 трубки диаметром 19/16 мм, длина трубок 1855 мм, поверхность охлаждения в каждой ступени 16 м². При сборке и разборке конденсатора трубный пучок вместе с задними водяными камерами перемещается по направляющим двутаврового профиля.

Неконденсирующиеся газы из нижней части каждого конденсатора выводятся через отверстие в левой перегородке по трубе, проходящей через паровое пространство и потолок смежной камеры. Из первой ступени, где выделяется наибольшее количество газов, растворенных в воде, они отводятся в один из вакуумных насосов; далее газы перепускаются из ступени в ступень, а из четвертой — отводятся во второй вакуумный насос. Благодаря обособленному отводу неконденсирующихся газов из первой ступени конденсация паров в последующих ступенях происходит в более благоприятных условиях, чем при перепуске газов из первой ступени в последующие.

Наружный подогреватель питательной воды — горизонтальный двухпроточный трубчатый теплообменник с поверхностью нагрева 8,5 м² (101 трубка длиной 1665 мм) рассчитан на давление греющего пара 0,1—0,5 кг/см². В зависимости от количества накипи на трубках это давление устанавливается автоматическим терморегулирующим клапаном так, чтобы температура питательной воды составляла 80,5° С.

К числу механизмов, обслуживающих испаритель, относятся:

два независимых горизонтальных многоступенчатых вакуумных электронасоса производительностью по 1080 л/ч, рассчитанных на разрежение до 97%, мощность мотора 4,5 кВт;

вертикальный двухступенчатый рассольный электронасос производительностью 63 м³/ч при напоре 25 м вод. ст. с электродвигателем мощностью 13 кВт; расположен над испарителем на глубине около 3 м в смежном помещении;

горизонтальный двухступенчатый конденсатный насос производительностью 6 м³/ч при напоре 34 м вод. ст. с электродвигателем мощностью 2,2 кВт; расположен под днищем испарителя.

Питательный насос в составе опреснительной установки не предусмотрен — предполагается, что на судне имеется достаточно мощный насос забортной воды с давлением около 4 кг/см^2 для общесудовых нужд.

Контрольно-измерительные приборы и средства автоматики, помимо термометров и манометров, включают: четырехточечный соленомер с диапазоном измерения солености от 0 до 80 мг/л ; измеряет соленость дистиллята на выходе из каждой ступени;

одноходовой электромагнитный автоматический клапан солености с гидравлическим усилением. При достижении солености 40 мг/л открывает слив дистиллята в рассольную полость IV ступени. Одновременно включается звуковой сигнал;

автоматический смесительный клапан, поддерживающий температуру питательной воды перед конденсатором IV ступени равной 20°C ;

регулятор температуры испаряемой воды перед камерой испарения I ступени;

два датчика уровня рассола в камере IV ступени;

датчик давления в IV ступени (прессостат).

При повышении уровня рассола до места расположения датчика (вследствие ухудшения работы рассольного насоса) или при падении вакуума все насосы обесточиваются и работа опреснителя автоматически прекращается. Одновременно включается звуковой сигнал.

ОБРАЗОВАНИЕ НАКИПИ И МЕТОДЫ ЕГО ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ

Образование накипи на теплопередающих поверхностях препятствует нормальной эксплуатации испарителей и повышению их экономичности. Оно приводит к резкому понижению производительности испарителей, перерасходу пара и топлива. Работа по очистке нагревательных батарей — тяжелый (преимущественно ручной) труд. Для иллюстрации влияния нарастающего слоя накипи на теплопередачу на рис. 64 приводится типичный график изменения производительности испарителя ИВС-3 со временем при постоянном давлении греющего пара. Как и в подавляющем большинстве испарителей избыточного давления, коэффициент теплопередачи здесь уменьшается вдвое за 120—150 ч. Значительно больше — до 3000 ч — это время для глубоковакуумных испарителей, где испарение происходит при температуре около 40° С. Однако достигается это улучшение работы испарителя дорогой ценой — увеличением размеров и стоимости нагревательных батарей и конденсаторов и увеличением габаритов опреснителя. Так, если в испарителях избыточного давления на 1 т суточной производительности достаточно иметь поверхность батареи 0,25 м² и поверхность конденсатора 0,2 м², то в глубоковакуумных испарителях эти значения составляют соответственно 1 и 1,5 м².

Образование накипи — довольно сложный и еще недостаточно изученный процесс, так как все явления протекают здесь на молекулярном уровне и непосредственное наблюдение за ними затруднено.

МЕХАНИЗМ ОБРАЗОВАНИЯ НАКИПИ

Как известно, 3,5% веса морской воды составляют растворенные в ней соли. Состав этих солей нельзя считать строго определенным, так как выделение их из раствора в зависимости от условий приводит к разным результатам. Поэтому удобнее и точнее судить о раство-

ренных в воде примесях не по солевому, а по ионному составу. Ионный состав «стандартной» морской воды (в мг/л), которая считается типичной для всех океанов и образцы которой поставляются Копенгагенской гидрографической лабораторией (КГЛ), приведен в табл. 11.

Таблица 11

Катионы	Ионный состав, мг/л		Анионы	Ионный состав, мг/л	
	по С. П. Бруевичу	по данным КГЛ		по С. П. Бруевичу	по данным КГЛ
Na ⁺	11 030	10 768	Cl ⁻	19 833	19 369
Mg ²⁺	1 329	1 297	SO ₄ ²⁻	2 767	2 702
Ca ²⁺	418	408	F ⁻	1,3	
K ⁺	397	387	HCO ₃ ⁻	146	142
Sr ²⁺	13,9		Br ⁻	67	
			H ₃ BO ₃	27,2	
Всего	13 188	12 869	Всего	22 841	22 204

Общее солесодержание морской воды 35145—36031 мг/л, плотность при 20° С 1,0243—1,0248, водородный показатель 7,5—8,4. Все ионы существуют в воде в форме сольватов, т. е. они окружены плотным слоем дипольных молекул воды, связанных с ионами электрическими силами притяжения. Молекулы, входящие в этот слой, составляют так называемую гидратную оболочку иона. Между сольватами беспорядочно движутся свободные, негидратированные молекулы воды. При хаотическом тепловом движении молекул и их групп сольваты эпизодически сближаются друг с другом. Однако благодаря оболочкам расстояние между ионами (например Ca⁺⁺ и SO₄⁻), которые могли бы при соединении образовывать CaSO₄ в подавляющем большинстве случаев оказывается слишком большим для проявления ковалентных связей. Иными словами, основным препятствием к воссоединению исходных молекул и кристаллов являются гидратные оболочки, изолирующие анионы и кати-

оны друг от друга. Для спонтанного (самопроизвольного) образования нейтральной молекулы необходимы определенные условия, в частности столкновение двух соответствующих сольватов (например, содержащих ион Na^+ и ион Cl^-) с такой скоростью, при которой кинетическая энергия окажется достаточной для разрушения обеих гидратных оболочек.

Поскольку при тепловом движении множества молекул и сольватов наблюдаются флуктуации скорости и концентрации, т. е. кратковременное резкое увеличение скорости молекулы вследствие двойного или тройного соударения и местные скопления сольватов, то такие условия время от времени возникают. Поэтому можно считать, что и при обычных температурах образование нейтральных молекул и зародышей кристаллов¹ идет непрерывно. Однако с такой же скоростью происходит и распад ранее образовавшихся кристаллов, поскольку вода остается сильным растворителем, а повышенная концентрация ионов как временный фактор исчезает. Таким образом, при обычных условиях наблюдается обратимый процесс непрерывного образования и непрерывного растворения накипи, причем скорости этих процессов практически одинаковы.

Однако по мере увеличения температуры воды интенсивность теплового движения увеличивается, в связи с этим возрастает частота соударений сольватов, вероятность образования новых зародышей и ускоряется рост ранее возникших. При этом скорость растворения остается практически прежней. Такой же сдвиг динамического равновесия рассматриваемых процессов происходит при повышении концентрации растворенных веществ вследствие упаривания.

Некоторые соли, образующиеся в результате столкновения сольватов, например хлориды, с повышением

¹ Отметим, что большинство солей, входящих в состав морской воды, выделяются из раствора в форме кристаллов с ионной решеткой, но не молекул. К ним относятся NaCl , $\text{CaSO}_4 \cdot n\text{H}_2\text{O}$, $\text{Mg}(\text{OH})_2$, CaCO_3 , MgCl_2 , MgSO_4 и большинство других неорганических соединений. Поскольку все накипеобразователи в испарителях — вещества кристаллические, то образование накипи в чистом виде можно рассматривать только как процесс выделения из раствора кристаллических зародышей, а главным образом — как рост ранее образовавшихся и возникновение новых кристаллов.

температуры растворяются лучше. Однако почти все неорганические соединения кальция и магния характеризуются понижением растворимости с увеличением температуры. Именно эти соли и образуют накипь на всех поверхностях, омываемых пересыщенным раствором.

Из накипеобразователей в морской воде содержится больше всего сульфатов кальция (CaSO_4 , $\text{CaSO}_4 \times \frac{1}{2} \text{H}_2\text{O}$ и $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) — до 3,6% веса всех растворенных веществ, но предел их растворимости наступает лишь при трех-четырехкратном упаривании. В то же время по отношению к таким накипеобразователям, как карбонат кальция, морская вода является почти насыщенным раствором, особенно в тропических районах, где наблюдается даже естественное выпадение CaCO_3 , приводящее к образованию рифов.

Нарастание собственно накипи — плотного слоя кристаллических отложений на поверхностях нагрева или конструктивных элементов — происходит в результате роста существующих на поверхности кристаллов и возникновения новых в том же слое, а также вследствие адгезии и прикипания мелких частиц (невидимых невооруженным глазом), образовавшихся в толще пересыщенного раствора¹ при конвективном омывании поверхностей. Первое явление особенно заметно в адиабатных испарителях, где нагрев происходит без кипения и повышения концентрации, второе — в кипящих испарителях.

Из пересыщенного (метастабильного) раствора, каким является рассол или упаренная морская вода в любом испарителе, накипь может откладываться практически на любых смачиваемых поверхностях. На чистых несмачиваемых (гидрофобных) поверхностях отложение накипи невозможно, так как силы взаимодействия меж-

¹ Частицы видимых размеров редко образуются непосредственно в воде, вне какой-либо поверхности. Обычно они начинают расти на примесях пыли и любых твердых частиц, на поверхностях пузырьков, но чаще всего — на стенках, где имеется ранее образовавшаяся накипь. Тем не менее рассол в испарителях всегда насыщен кристалликами и поэтому он менее прозрачен, чем исходная вода. Со временем из пробы рассола отстаивается слой мельчайших частиц накипеобразователей.

ду молекулами воды и сольватами значительно больше, чем между молекулами воды и стенкой (чем и объясняется явление несмачиваемости). В связи с этим предпринимались попытки предотвратить отложение накипи на теплопередающих поверхностях путем их гидрофобизации. Однако промышленного применения этот способ не получил. Степень пересыщения раствора, при которой начинается кристаллизация накипи на твердой поверхности, зависит от степени ее смачиваемости и шероховатости. На абсолютно ровной поверхности начало кристаллизации так же затруднено, как и в чистом растворе. Однако все реальные поверхности стенок в испарителе в той или иной мере шероховаты, и чем меньше размеры микронеровностей, чем меньше радиус их кривизны, тем более благоприятны условия для начала кристаллизации.

Работа образования кристаллического зародыша на микронеровностях, как показывает теория кристаллизации [11], всегда значительно меньше, чем в толще воды, и кроме того, здесь менее благоприятны условия распада зародыша, возникающего в результате гетерофазных флуктуаций. Возникновение кристаллического зародыша требует затраты определенной энергии на преодоление поверхностного натяжения воды, так как поверхность системы увеличивается. По теории Гиббса эта работа

$$A = \frac{1}{3} \Sigma s_i \sigma_i,$$

где s_i — поверхность i -й грани;

σ_i — удельная поверхностная энергия этой грани.

Так как на границе между смачиваемой поверхностью и водой поверхностное натяжение меньше, чем на поверхности воды, то и работа образования зародыша на плоской стенке меньше, чем в толще воды. В углублениях доля поверхности зародыша, омываемая водой, еще меньше, и поэтому меньшей оказывается и работа его образования. Напомним, что зародыши представляют собой самопроизвольное случайное расположение ионов в составе жидкости в том же порядке, в каком они расположены в кристаллической решетке. Поскольку степень смачиваемости водой различных металлов неодинакова, разной оказывается и интенсивность образования накипи на них. Этим обстоятельством, а также меньшей шерохо-

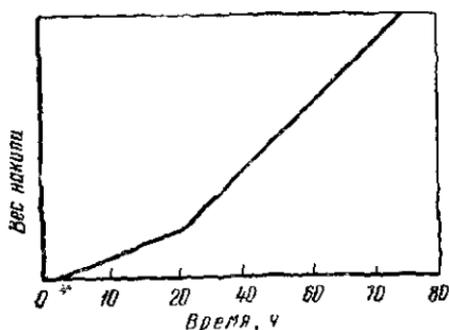


Рис. 48. Характер изменения скорости образования накипи.

ватостью объясняется более длительная работа между чистками испарителей с лужеными змеевиками по сравнению с нелужеными.

Таким образом, первый этап формирования накипи на поверхности нагрева сводится к образованию зародышевых кристаллов в углублениях микронеровностей. Постепенно размеры этих кристал-

лов увеличиваются до видимых невооруженным глазом, а затем вокруг первоначального центра кристаллизации разрастается группа других вследствие деформирующего влияния примесей. Возникает образование, по виду напоминающее кустик кораллов. В дальнейшем рост слоя накипи идет значительно быстрее вследствие нарастания последующих кристаллов на кустики и заполнения разветвлений между ними. В соответствии с этой схемой и вес накипи в зависимости от времени работы опытных нагревателей изменялся неодинаково — в первый период наклон кривой весьма мал, а затем через 10—20 ч он увеличивается примерно вдвое (рис. 48), так как дальнейшее нарастание слоя накипи не требует столь большой степени пересыщения раствора, как на чистой поверхности. Изменяется и внешний вид слоя накипи — он становится более ровным и плотным, исчезает «ворсистость», характерная для поверхности с разрозненными кустиками кристалликов. По-видимому, промежутки между разветвлениями заполняются более мелкими частицами, образовавшимися в растворе и доставленными к теплопередающей поверхности конвекционными токами.

Роль частиц накипи как центров кристаллизации ярко иллюстрируется следующим опытом, описанным Ланжелле.

Чистый, тщательно вымытый стакан заполняется морской водой и устанавливается на плитку для упаривания. По мере упаривания на стенках стакана не появляется видимых следов накипи до тех пор, пока вода не

будет упарена до $1/3$ — $1/2$ первоначального объема. При упаривании до $1/4$ на стенках и доньшке появляется плотный матовый слой накипи. Затем упаривание прекращают и смывают накипь щеткой под струей пресной воды так, что прозрачность стакана восстанавливается. Естественно, при этом остаются небольшие полоски и участки, с которых накипь не удалена, но на глаз они практически неразличимы. Если в том же стакане снова начать упаривание морской воды, то на этот раз уже при уменьшении ее первоначального объема на 20—30% на стенке четко проступают полоски и пятна, на которых сохранилась старая накипь. В полном соответствии с этой схемой и трубки, недостаточно тщательно очищенные от старой накипи (особенно после чистки проволочной щеткой), при последующей работе покрываются накипью значительно быстрее, чем после химической чистки (при условии, что в ходе последней не происходило «травления» поверхности металла кислотой).

На свойстве пересыщенных растворов активно осаждать накипь на имеющихся центрах кристаллизации основан успешно практикуемый в СССР метод борьбы с накипью в береговых опреснительных установках путем введения в испаритель «кристаллизационной затравки» в виде молотого мела или дробленой накипи. Другим примером может служить укоренившийся в практике эксплуатации судовых паровых котлов принцип осаждения накипеобразователей в толще воды в виде шлама на коллоидных примесях, тончайшие частицы которых являются центрами кристаллизации и резко уменьшают таким образом рост слоя накипи на трубках.

Важным фактором, способствующим образованию накипи на нагреваемой поверхности, является то, что температура слоя жидкости, непосредственно омывающего поверхность нагрева, весьма близка к температуре этой поверхности и в соответствии с температурным напором значительно превышает температуру в массе жидкости. Это связано с характером теплообмена в основном потоке и пограничном слое. Если в основном потоке вследствие завихрений перенос тепла происходит путем перемешивания жидкости, и температуры по всему сечению потока выравниваются, то в пограничном слое, где ламинарный характер течения исключает перемешивание, перенос тепла происходит только за счет теплопроводности

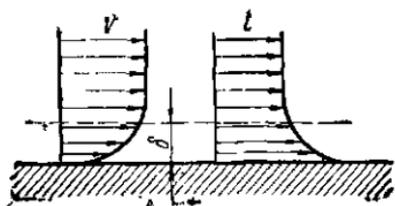


Рис. 49. Характер распределения скорости и температуры потока вблизи поверхности нагрева.

Характер распределения скоростей и температур в потоке, вблизи поверхности нагрева, показан на рис. 49.

Слой жидкости, в котором происходит резкое нарастание температуры, называется тепловым пограничным слоем. В этом же слое вследствие затрудненного массообмена при упаривании наблюдается местное повышение концентрации всех растворенных солей, пропорциональное толщине слоя.

Толщина пограничного слоя δ зависит от скорости воды и ее вязкости, т. е. в конечном счете определяется критерием Рейнольдса. Чем больше Re , тем меньше δ , и наоборот. Принимая, что δ не превосходит по толщине гидродинамического пограничного слоя, можно записать

$$\delta = 64,2 \frac{d}{Re^{0,875}}.$$

Здесь δ имеет ту же размерность, что и определяющий размер d (внутренний диаметр при движении жидкости по трубке; расстояние между трубками при поперечном наружном их обтекании и эквивалентный диаметр при продольном обтекании). В вакуумных испарителях, где большая вязкость при низких температурах приводит к снижению Re до 10 000 и менее, возможны значения δ до 0,3 мм, в то время как в испарителях избыточного давления величина δ не превышает 0,10—0,12 мм. Этим в значительной степени объясняются случаи более интенсивного отложения накипи в вакуумных испарителях.

Разность температур в пограничном слое и в основном потоке можно приближенно оценить по разности температур стенки и потока, т. е. по величине температурного напора Δt , который в случае пузырькового кипения определяется по формуле Н. Г. Кружилина

$$\Delta t = \frac{q^{0,3}}{3P_2^{0,15}},$$

где P_2 — абсолютное давление вторичного пара, ат;
 q — тепловой поток, ккал/(м² · ч).

Для $q = 100\,000$ ккал/
($m^2 \cdot ч$) значения Δt при аб-
солютных давлениях 1; 0,2 и
0,05 ат равны соответственно
10,5; 13,3 и 16,5° С. Эгих зна-
чений Δt достаточно, чтобы
растворимость, например
гипса, в тепловом погранич-
ном слое уменьшилась на
15—25%.

При нагреве без кипения величина Δt оказывается
значительно большей, поскольку отсутствует такой дей-
ствительный фактор, как отвод тепла из пограничного слоя
внутри паровых пузырей. Это, однако, не означает, что
образование накипи при кипении протекает менее интен-
сивно. Наоборот, кипящие испарители в наибольшей сте-
пени подвержены отложениям накипи.

Механизм отложения накипи на теплопередающих
поверхностях при кипении до сих пор остается спорным
вопросом. Схема модели этого явления, наиболее удовле-
творительно согласующаяся с результатами многочис-
ленных исследований и опытом эксплуатации пароген-
ераторов, создана Е. И. Невструевой и И. М. Рома-
новским [20].

Возникновение и рост паровых пузырей создает осо-
бенно большую степень пересыщения раствора в основа-
нии пузырька, на тройной границе раздела фаз (зона a
на рис. 50). Здесь через тонкий кольцевой клиновидный
слой передается основная масса тепла и перегрев слоя
оказывается наибольшим. Из него же в пузырек переход
основной объем пара, в результате чего концентрация
солей в окружающем кольцевом пространстве повы-
шается.

Быстрый рост пузыря (скорость увеличения его диа-
метра на начальной стадии достигает 20 м/сек) также
способствует повышению концентрации сольватов в окру-
жающем слое, так как вследствие своей инерционности
они сдвигаются от фронта пузыря с меньшей скоростью,
чем свободные молекулы воды. По той же причине и взве-
шенные частицы, среди которых преобладают кристал-
лики накипи, возникшие в толще воды, также сосредото-
чиваются на поверхности пузыря, откуда переходят в
кольцевой клиновидный слой.

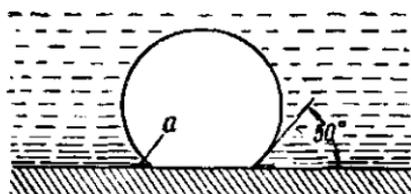


Рис. 50. Схема возникновения колец накипи.

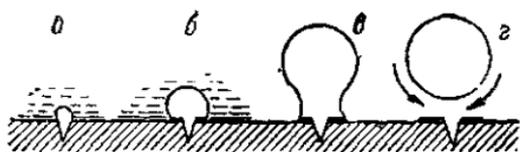


Рис. 51. Схема образования кружка накипи в основании парового пузыря.

Диффузия сольватов и взвешенных частиц в какой-то мере уменьшает избыточную концентрацию сольватов в кольцевом клиновидном слое, но полностью выравнять концентрацию не может из-за большой скорости роста пузыря. Чем меньше краевой угол в основании пузыря, характеризующий степень смачиваемости, тем меньше выравнивающий эффект диффузии, больше концентрация вследствие упаривания и, следовательно, больше количество образующейся накипи.

По мере расширения основания пузырька перемещается и клиновидный слой, так что к моменту отрыва пузыря в его основании образуется тончайшая круговая пленка накипи. Схематически этот процесс изображен на рис. 51. Зарождение пузырька (а) происходит в центре парообразования, каким обычно является углубление на шероховатой поверхности. В основании растущего пузыря (б и в) остается слой накипи (жирная полоска на поверхности металла). После этого пузырь отрывается (г), и к центру парообразования поступает свежий рассол. По мере нарастания накипи теплопередача через этот участок ухудшается и центрами парообразования становятся ближайшие неровности, на которых описанные процессы повторяются. Со временем вся теплопередающая поверхность покрывается равномерным слоем накипи.

Если кипящий раствор в своей массе ненасыщен, то в кольцевом слое возникает лишь местное пересыщение. Поскольку процесс пересыщения наступает не сразу после возникновения пузыря, то слой накипи образуется лишь вблизи отрывной окружности его основания, так что на месте генерации пузырей возникает не равномерный по толщине кружок накипи, а лишь колечко. Кроме того, внутри кольца накипь частично растворяется свежей порцией ненасыщенного раствора, омывающей этот участок в период между отрывом предыдущего и возникновением последующего пузыря. Образование колец накипи в районе генерации паровых пузырьков экспериментально установлено Партриджем. По имени экспериментатора они получили наименование колец Партриджа [47].

Оригинальное подтверждение роли растущих паровых пузырьков как концентраторов сольватов и взвешенных частиц пайдено И. М. Блинчевским. В опытах с упариванием морской воды он устанавливал вокруг вертикальной теплопередающей трубки металлические необогреваемые кожухи, со всех сторон омываемые рассолом. Отмечено, что накипи на кожухе было гораздо меньше, чем на трубке до тех пор, пока кольцевой зазор между трубкой и кожухом не был уменьшен до отрывного диаметра пузыря. В последнем случае слой накипи и ее состав на внутренней поверхности кожуха оказывался точно таким же, как и на трубке, что возможно лишь при одинаковой для обеих поверхностей роли основных факторов, определяющих интенсивность накипобразования.

Другим свидетельством повышенной концентрации сольватов на поверхности пузырей является неоднократно отмеченный факт повышения солесодержания в пене, скапливающейся на поверхности кипящей воды.

Наряду с этим следует отметить, что роль паровых пузырей в процессах образования накипи в испарителях менее значительна, чем в котлах, где вода в большинстве случаев далека от насыщения солями жесткости. В испарителях рассол весьма сильно пересыщен и поэтому здесь нельзя пренебрегать и другими процессами осаждения, в частности кристаллизацией.

ВИДЫ НАКИПИ И РЕАКЦИИ ЕЕ ОБРАЗОВАНИЯ. КОЛИЧЕСТВО НАКИПИ

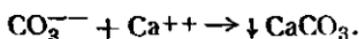
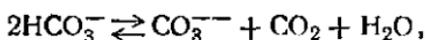
Рентгеноструктурный анализ накипи из испарителей морской воды показывает, что в общем случае она образована тремя основными компонентами — карбонатом кальция, гидроксидом магния, сульфатом кальция и иногда в очень малых количествах встречается окись кремния.

Карбонатная накипь. Преобладающее содержание CaCO_3 характерно для вакуумных испарителей, в которых температура испарения не превышает $75\text{--}78^\circ\text{C}$. При более высоких температурах она практически не обнаруживается. Из известных кристаллических модификаций карбоната кальция в испарителях образуется лишь кальцит, решетка которого наиболее проста. Вытянутые кристаллы другой модификации — арагонита — были об-

наружены лишь в опытной установке, в которой вода проходит сквозь магнитное поле. Карбонатная накипь характеризуется относительно малой плотностью, рыхлой структурой и низкой прочностью. Она легко растворяется практически всеми кислотами, кроме щавелевой. Все эти качества обусловлены одним свойством карбоната кальция — способностью образовывать кристаллы в толще воды, которая этому соединению присуща в наибольшей мере. Карбонатную накипь на поверхностях нагрева можно рассматривать как продукт двух процессов — кристаллизации на поверхности и прикипания частиц, образованных в толще воды (вторичная накипь). Рыхлая структура является свидетельством преобладающей роли последнего процесса.

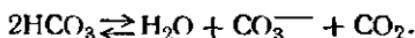
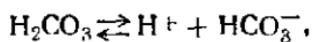
CaCO_3 является продуктом диссоциации бикарбонатных ионов при нагревании и упаривании и последующего их соединения с ионами кальция.

Схема реакции



Чтобы достаточно правильно представлять характер протекания этих реакций, напомним основные сведения о поведении соединений угольной кислоты в воде.

В природных водах лишь около 1% углекислоты находится в виде недиссоциированных молекул H_2CO_3 . Подавляющая же ее часть диссоциирована. Двухосновная угольная кислота имеет две следующие ступени диссоциации:



В соответствии с этим в воде одновременно существуют все три формы углекислоты — свободная в виде растворенного в воде газа CO_2 (и недиссоциированных молекул H_2CO_3), полусвязанная в виде ионов HCO_3^- , содержание которой в обычных условиях является преобладающим, и связанная в виде карбонатных ионов CO_3^{--} .

Соотношение между этими видами углекислоты связано с концентрацией водородных ионов (рН) и с температурой. С изменением соотношения, какими бы причинами оно не вызывалось, изменяется рН. Для температуры 25°C

это соотношение приведено на рис. 52. Как видно из рисунка, при $pH=4,3$ вся угольная кислота представлена только одним соединением — CO_2 . По мере увеличения pH доля CO_2 уменьшается при одновременном увеличении доли HCO_3^- , которая достигает максимума (98%) при $pH=8,3 \div 8,4$, когда на долю $CO_2 + CO_3^{--}$ приходится

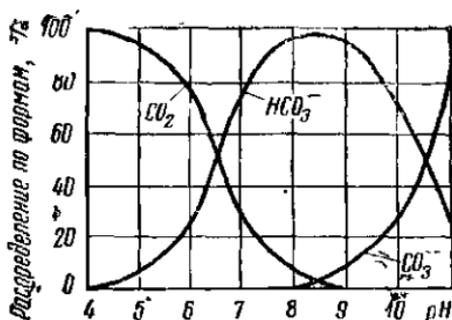
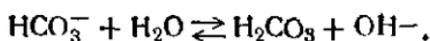


Рис. 52. Распределение углекислоты между различными формами ее существования в воде.

не более 2%. С дальнейшим повышением pH свободная углекислота в воде исчезает и появляются карбонатные ионы CO_3^{--} при одновременном уменьшении доли бикарбонатных ионов. Следует, однако, учитывать, что pH является лишь показателем соотношения между углекислотными компонентами, а не определяющим его фактором. Для океанских вод pH зависит главным образом от соотношения концентраций угольной кислоты и ее ионов, которое в свою очередь определяется равновесием с атмосферой и биохимической активностью морских организмов. В соответствии с законом действия масс концентрация водородных ионов обратно пропорциональна, а величина pH прямо пропорциональна концентрации бикарбонатных ионов. По О. А. Алекину [1], в океанах ионы HCO_3^- образуются преимущественно не путем диссоциации H_2CO_3 , содержание которой пренебрежимо мало, а в результате диссоциации бикарбонатов $Ca(HCO_3)_2$ и $Mg(HCO_3)_2$, вымываемых из состава земной коры глубинными океанскими водами и речными стоками.

Бикарбонаты, увеличивая концентрацию HCO_3^- , ведут к уменьшению содержания H^+ и к соответствующему увеличению pH в сторону слабощелочной реакции, т. е. к появлению ионов OH^- в результате гидролиза



В различных районах Мирового океана значения pH воды изменяются от 7,9 до 8,3. Верхние значения pH относятся к тропическим районам, где концентрация HCO_3^-

оказывается пониженной ввиду ее диссоциации, обусловленной активным поглощением свободной углекислоты морскими растительными организмами.

Суммарное содержание карбонатных и бикарбонатных ионов¹ в поверхностных водах Мирового океана более или менее одинаково (в Атлантическом — 145, в Тихом — 147, в Индийском — 145 мг/л). Соотношение между этими ионами под влиянием различных атмосферных и гидробиологических условий в разных районах оказывается существенно различным. Определяющим фактором здесь является содержание двуокиси углерода как в атмосфере, так и в значительно большей степени в воде. Последнее же сильно зависит от деятельности растительных организмов (фитопланктона).

Наиболее активным процессом, ведущим к уменьшению содержания CO_2 и HCO_3^- в воде и, следовательно, к повышению содержания CO_3^{--} , является фотосинтез, происходящий по схеме $6\text{CO}_2 + 6\text{H}_2\text{O} = \text{C}_6\text{H}_{12}\text{O}_6 + 6\text{O}_2$. Его интенсивность периодически меняется в течение года и суток в зависимости от освещения; в соответствии с этим изменяется и значение рН. Наиболее интенсивно фотосинтез протекает в тропических водах, при плавании в которых и отмечается усиленное отложение накипи в испарителях. Расход CO_2 в поверхностных слоях компенсируется подъемом глубинных вод, где содержание углекислоты значительно выше.

Кроме биохимических процессов, на содержание CO_2 в поверхностных слоях воды заметно влияет также и содержание ее в атмосфере. Углекислота характеризуется весьма высокой растворимостью в воде и поэтому при стабильных условиях содержание ее в воде по закону Генри прямо пропорционально парциальному давлению CO_2 в атмосфере. По данным Буха, при температуре 20°C и нормальном содержании углекислоты в воздухе (0,033%) ее растворимость в воде средних широт составляет 680 мл/л. В северном полярном бассейне $P_{\text{CO}_2} = 0,308 \cdot 10^{-3}$, над Тихим океаном $0,354 \cdot 10^{-3}$, над Индийским $0,326 \cdot 10^{-3}$ атм. В соответствии с этим при прочих равных условиях различается и содержание CO_2 в воде.

¹ Раздельное определение HCO_3^- и CO_3^{--} при существующей методике анализов морской воды затруднительно, а главное — соотношение между этими ионами не остается постоянным.

В среднем для океанской воды можно приближенно считать, что 96% ионов угольной кислоты составляют бикарбонат-ионы, в соответствии с чем принимается содержание $\text{HCO}_3^- \approx 140 \text{ мг/л}$ и $\text{CO}_3^{--} \approx 6 \text{ мг/л}$ ¹. Необходимо, однако, учитывать, что эти цифры справедливы только для океанской воды.

В морях, связь которых с океаном ограничена и которые подвержены сильному влиянию материковых стоков, содержание бикарбонатных ионов может быть значительно большим, несмотря на меньшую общую соленость. В качестве примера можно привести Черное море, где при общей солености около 1800 мг/л содержание бикарбонат-ионов достигает 200 мг/л.

В закрытых бухтах и в устьях южных рек вода еще более насыщена бикарбонатами, содержание которых достигает 300 мг/л.

Скорость диссоциации бикарбонатных ионов определяется главным образом температурой и условиями выделения свободной углекислоты из воды. Поэтому и интенсивность образования карбонатной накипи в испарителях также связана с этими факторами.

Так, в кипящих испарителях углекислота практически полностью выделяется из воды с вторичным паром, и вследствие этого диссоциация бикарбонат-ионов ничем не лимитируется. Поэтому и накипи в кипящих испарителях при прочих равных условиях оказывается значительно больше, чем в некипящих (адиабатных), где отсутствие свободной поверхности исключает выделение CO_2 при нагревании воды. Более того, если в воде создать избыток растворенной углекислоты, то при нагревании ее в закрытых подогревателях удастся избежать отложе-

¹ В литературе встречаются и иные значения содержания бикарбонатных ионов — часто около 100 мг/л. В свете отмеченной зависимости их содержания от скорости выделения или поглощения углекислоты эти различия в данных анализа воды вполне объяснимы. Величина общей щелочности воды, которая на 94—95% определяется содержанием бикарбонатов и карбонатов и лишь на 5% — содержанием анионов борной кислоты, в открытом океане также колеблется в пределах 2,0—2,5 мг-экв/л. Так, в центральной части Атлантики и в Арктических водах щелочность колеблется в пределах 2,37—2,55 мг-экв/л, в средней части Атлантического океана составляет 2,07—2,42 мг-экв/л.

ний карбонатной накипи даже при температурах выше $70-80^{\circ}\text{C}$ ¹.

В стационарных опреснительных установках с многоступенчатыми адиабатными испарителями используется и другой способ уменьшения накипеобразования, основанный на предварительном осаждении карбоната кальция в отстойниках деаэрата, где он образуется по приведенным выше реакциям вследствие энергичного удаления CO_2 при деаэрации (напомним, что термическая деаэрация основана на снижении растворимости газов в воде до нуля при достижении температуры насыщения. Для этого воду, подогретую до $40-50^{\circ}\text{C}$, впрыскивают в камеру, в которой поддерживается вакуум, соответствующий такой температуре насыщения). Одновременно благодаря удалению из воды CO_2 уменьшается ее агрессивность по отношению к металлам и становится возможным применять в качестве конструкционного материала углеродистую сталь. Однако на судах этот метод применения не нашел из-за больших габаритов отстойника.

Для качественной оценки интенсивности образования карбонатной накипи в кипящих испарителях при заданной температуре и концентрации рассола можно использовать диаграмму Лапжелье (рис. 53). На этой диаграмме показаны линии растворимости CaCO_3 в морской воде в зависимости от исходной величины ее водородного показателя и кратности упаривания.

Данная диаграмма построена для стандартной морской воды с исходной щелочностью $2,4 \text{ мг-экв/л}$; этому соответствует содержание бикарбонат-ионов 146 мг/л , а при условии полной их диссоциации — содержание CaCO_3 в количестве $119,8 \text{ мг/л}$.

Наклонная пунктирная линия указывает теоретическое количество CaCO_3 в рассоле при различной кратности упаривания с допущением, что в процессе упаривания его содержание не изменяется.

¹ Одним из практических приложений этого свойства является использование дымовых газов для насыщения воды углекислотой в системах обратного охлаждения на электростанциях. Применительно к испарителям морской воды предложена модификация этого метода [42]. Суть его заключается в том, что в питательную воду перед конденсатором последней ступени адиабатного испарителя нагнетают компрессором углекислоту, а по выходе воды из подогревателя ее улавливают и снова подают в компрессор. Таким образом, через все конденсаторы и подогреватели проходит вода, насыщенная углекислотой и не образующая накипи.

Влияние температуры испарения на растворимость и учитывается наклоном линий H на вспомогательной сетке вдоль оси абсцисс. Наклон выбран на основании экспериментально установленной разницы между pH насыщения при температурах 100 и 25°C , которая оказалась равной $0,4$.

Диаграмма позволяет определить степень упаривания воды с заданным исходным значением pH , допустимую без риска образования накипи¹ при той или иной температуре испарения. Так, если имеется морская вода с исходным значением $\text{pH} = 7,0$, то при температуре на поверхности нагрева (и воды в непосредственной близости от нее) 65°C накипь не будет выпадать, если кратность упаривания не превысит $1,5$. К сожалению, ни в одной точке океана столь низкие значения pH не наблюдаются, так что для обеспечения безнакипной работы испарителя при этой температуре и кратности упаривания пришлось бы прибегнуть к искусственному снижению pH , например путем добавления кислоты, как это практикуется в береговых опреснителях. При наиболее часто встречающихся значениях pH ($7,8$ — $8,0$) морская вода оказывается насыщенной уже при температурах 25 — 30°C .

Диаграмма позволяет определить и количество избыточного CaCO_3 , если при данной температуре и кратности упаривания предел насыщения превзойден. Так, для воды с исходным значением $\text{pH} = 7,8$, температурой 70°C и кратностью упаривания 2 по диаграмме находим, что рас-

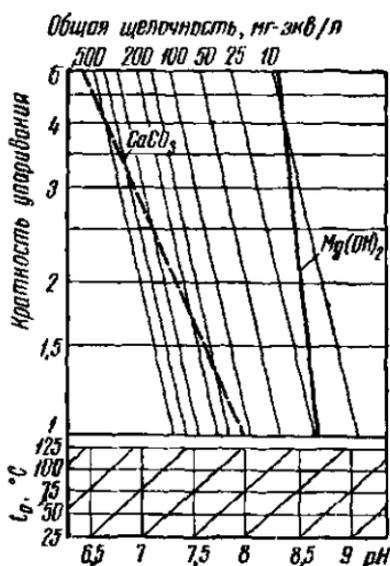


Рис. 53. Диаграмма растворимости CaCO_3 и Mg(OH)_2 в морской воде (диаграмма Лап-желле).

¹ В действительности незначительное количество накипи все же может образоваться, так как местная концентрация ионов вблизи стенки может превосходить среднюю, особенно при кипении.

творимость CaCO_3 , или равновесное его содержание, составляет всего 30 мг/л. Внесенное же в испаритель с водой потенциальное (максимально возможное) количество CaCO_3 , как видно в точке пересечения линии насыщения и линии двукратного упаривания, равно 240 мг/л. Следовательно, 210 мг карбоната кальция на каждый литр рассола, или 87,5% внесенного количества, должны выпасть в виде накипи и шлама. Если кратность упаривания равна 1,5, то количество избыточного CaCO_3 несколько уменьшается. Равновесное содержание CaCO_3 в этом случае равно 36 мг/л, внесенное в испаритель — 180 мг/л рассола, отсюда избыток карбоната кальция составляет 144 мг/л. В пересчете на 1 л дистиллята получим потенциальное количество накипи в первом случае равное 216 мг, во втором 288 мг. Такой результат на первый взгляд представляется парадоксальным и во всяком случае противоречащим общепринятой практике эксплуатации вакуумных испарителей с коэффициентом подачи питательной воды, равным 3—4. Подробно этот вопрос будет рассмотрен дальше. Здесь отметим, что приведенные цифры являются чисто теоретическими и возможны лишь при весьма большой продолжительности пребывания рассола в испарителе, достаточной для полного осаждения избыточных накипеобразователей.

В действительности рассол находится в испарителе не более 15—30 мин, что совершенно недостаточно для полной кристаллизации. Поэтому далеко не все избыточные накипеобразователи выпадают из раствора, так что рассол, удаляемый из испарителя, остается пересыщенным, причем до 1/3 избыточных солей жесткости остаются в нем в виде ионов, не успевших образовать кристаллы. Значительная часть кристаллов, возникших в толще воды (до 1/3 от избытка CaCO_3), также не успевают осесть на поверхностях нагрева и удаляются с рассолом во взвешенном состоянии. Наряду с этим и диссоциация бикарбонатных ионов, также требующая определенного времени, оказывается неполной. Поэтому лишь 30—40% избытка CaCO_3 оседает в виде накипи на всех поверхностях, преимущественно на теплопередающих.

Распределение потенциальных накипеобразователей (карбонатная щелочность), внесенных с питательной водой, в опытном испарителе с температурой 71° С, по данным Хилльера, показано в табл. 12.

Таблица 12

Форма существования	Карбонатная щелочность в форме CaCO ₃ (в мг/л питательной воды) при кратности уваривания				
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,3
CaCO ₃ в суспензии	—	—	—	6	12
CaCO ₃ в растворе	51	45	42	38	33
Mg (OH) ₂ в суспензии	24	23	22	21	20
CaCO ₃ —накипь на змеевиках и на корпусе	39	45	52	54	52
Сумма, экв CaCO ₃	115	115	115	115	115

О существовании недиссоциированных бикарбонатных ионов Хилльер не упоминает, но отмечает наличие в рассоле значительного количества карбонатных ионов, не вступивших в соединение с ионами кальция, несмотря на большой избыток последних.

Что касается характера изменения веса накипи с увеличением кратности уваривания, то отмеченная закономерность наглядно подтверждается натурными опытами Хилльера [49], результаты которых представлены на рис. 54. Верхняя кривая на этом рисунке как раз соответствует рассмотренным выше условиям. Вес накипи на змеевиках составляет ориентировочно 40% потенциального веса накипи и также уменьшается по мере увеличения кратности уваривания. Кратность уваривания в судовых испарителях при этих условиях рекомендуется поддерживать 1,5, а не 2, несмотря на больший вес образующейся накипи, что объясняется многими соображениями, подробнее рассмотренными ниже.

Здесь отметим, что для стабильности теплопередачи в испарителе и сохранения его производительности имеет значение не вес накипи, а приращение теплового сопротивления $\frac{\delta_n}{\lambda_n}$ (δ — толщина слоя накипи на теплопередающих поверхностях; λ — коэффициент теплопроводности), которое должно быть возможно малым. Пренебрегая изменением удельного веса накипи, полученной при различных концентрациях, δ_n можно считать пропорциональной весу и оценивать по данным Хилльера.

Теплопроводность накипи, по данным В. П. Шевякова и В. Ф. Коваленко, заметно изменяется с изменением со-

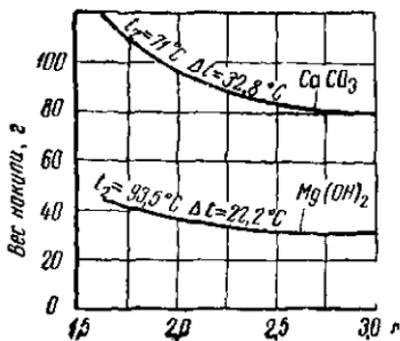


Рис. 54. Зависимость веса накипи в испарителе на 1 г дистиллята от кратности упаривания (по данным Хилльбера)

лесодержания рассола, в котором она образовалась, и в частности при $B=7,0\%$ (кратность упаривания 2), теплопроводность оказывается наименьшей (рис. 55). Принимая, что за время τ толщина слоя накипи δ достигает 1 мм и $\lambda = 0,5$ ккал/(м·ч·град), получим для двукратного упаривания приращение теплового сопротивления за период работы τ

$$\frac{\delta}{\lambda} = 0,002 (\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}) / \text{ккал}.$$

За то же время при полуторакратном упаривании $\delta = 1,25$ мм, а $\lambda = 0,7$ ккал/(м·ч·град), так что тепловое сопротивление увеличивается на

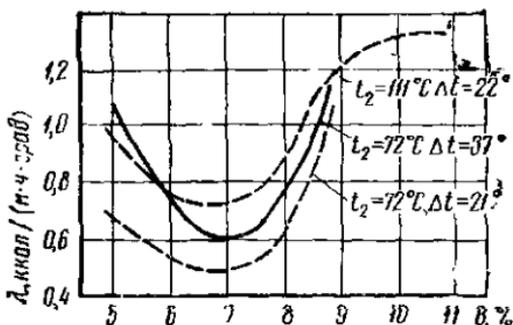
$$\frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,00125}{0,7} = 0,0018 (\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}) / \text{ккал}.$$

Таким образом, в последнем случае приращение теплового сопротивления оказывается на 10% меньше, несмотря на более интенсивное образование накипи. Это обстоятельство и следует признать решающим при назначении кратности упаривания и коэффициента подачи питательной воды.

С точки зрения эксплуатации немаловажно и то, что повышенное значение коэффициента подачи питательной воды уменьшает вероятность образования застойных зон в испарителе, где концентрация может оказаться значительно выше спецификационной, а также уменьшает риск повышения концентрации во всем объеме при случайных нарушениях подачи питательной воды или увеличении сопротивления рассольного трубопровода (например, вследствие отложения накипи на его стенках).

Гидроокись магния $\text{Mg}(\text{OH})_2$ является основным компонентом накипи в испарителях, работающих при давлении, близком к атмосферному. Увеличение доли $\text{Mg}(\text{OH})_2$ в составе накипи по мере повышения темпера-

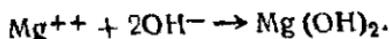
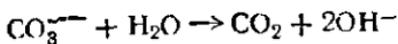
Рис. 55. Зависимость теплопроводности накипи на змеевиках от концентрации рассола.



туры испарения показано на рис. 56. Как видно из рисунка, переход от карбонатной накипи к магниальной происходит в интервале температур от 75 до 85° С.

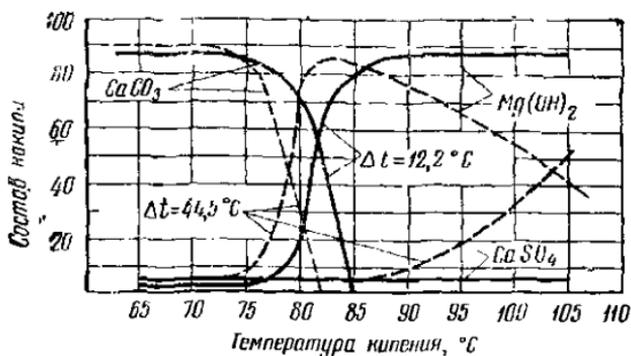
Магниальная накипь отличается от карбонатной большей плотностью и теплопроводностью. По данным В. П. Шевякова, для магниальной накипи при $V=7,0\%$ λ на 10—15% больше, чем для карбонатной, но при $V=5,0\%$ отмечается обратное соотношение. Кристаллическая гидроксид магния известна под названием брусит. Существует и гидратная аморфная гидроксид, отлагающаяся при высокой форсировке. Со временем она также превращается в брусит. Гидроксид магния значительно хуже растворяется кислотами, чем карбонатная накипь. Естественно, меньше и ее растворимость в воде. На рис. 53 предел насыщения для $Mg(OH)_2$ показан жирной наклонной линией.

Образование гидроксид магния в испарителях обусловлено гидролизом карбонатных ионов, который интенсивно протекает при температурах выше 75° С. Реакции образования $Mg(OH)_2$:

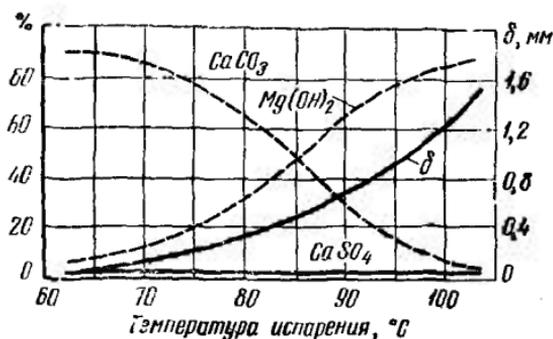


Последняя реакция ввиду весьма малой растворимости гидроксид (вчетверо меньшей, чем для карбоната кальция) практически необратима. Произведение растворимости $Mg(OH)_2$ при 18° С равно лишь $6 \cdot 10^{-10}$, т. е. на порядок ниже, чем для $CaCO_3$.

Поскольку и здесь исходным является карбонат-ион, то и интенсивность отложения магниальной накипи в зависимости от биохимических и атмосферных процес-



а



б

Рис. 56. Состав накипи из океанской воды в зависимости от температуры испарения:
 а — по данным Хилльера ($K_{уп} = 2$); б — по данным Эллиота ($K_{уп} = 1,5$).

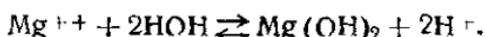
сов и от условий выделения CO_2 из воды оказывается точно такой же, как и для карбонатной накипи. Хилльер на основании своих экспериментов установил, что гидроксид магния образуется в небольших количествах и при температурах, меньших чем 75°C . Однако Mg(OH)_2 при этом остается в суспензии, и только с началом интенсивного распада CO_3^{2-} переходит в накипь при соответствующем уменьшении доли CaCO_3 .

Другой механизм образования гидроксиды (который, впрочем, не исключает предыдущего) описан Ридом. Он считает, что гидроксид магния образуется при температурах в пограничном слое превышающих 110°C , в ре-

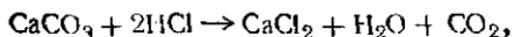
зультате гидролиза $MgCl_2$, содержание которой в воде весьма велико, по реакции



В ионной форме

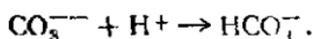


Образующиеся при этом ионы водорода отчасти уменьшают щелочность раствора и тем самым способствуют увеличению растворимости $CaCO_3$. Иначе это можно представить как результат взаимодействия HCl с ранее образовавшейся карбонатной накишью



где $CaCl_2$ — хорошо растворимая соль, как все хлориды.

В ионной форме



Этим и объясняется резкое уменьшение доли $CaCO_3$ в составе накиши при повышенных температурах испарения. При низких температурах гидролиз протекает крайне медленно. Из выложенного ясно, что чем выше температура в пограничном слое, тем раньше начинается отложение $Mg(OH)_2$ на трубках, так что некоторое расхождение в ходе этих кривых на рис. 56, *а* и *б* можно отнести за счет различной напряженности тепловых потоков и отчасти неодинакового состава исходной воды.

Сравнительно невысокое значение рН рассола (8—8,6), соответствующее содержанию гидроксила в нем не более 0,017—0,10 мг/л, указывает на то, что гидроксид магния практически нерастворим в воде, а сколько-нибудь значительного пересыщения гидроксидом раствор не выдерживает.

Важно, однако, отметить, что потенциальное количество магниевой накипи оказывается меньшим, чем карбонатной накипи, несмотря на меньшую растворимость гидроксиды магния.

Объясняется это меньшим атомным весом магния, а также и тем, что при гидролизе карбонат-иона теряется молекула углекислоты. В результате один карбонат-ион

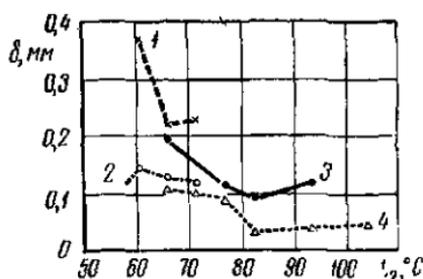


Рис. 57. Толщина слоя накипи за 100 ч работы испарителя в зависимости от температуры вторичного пара:

1 — $K_{V_{II}} = 1,5 \bar{\eta}$ ($\Delta t = 44,5^\circ \text{C}$); 2 — $K_{V_{II}} = 1,5$ ($\Delta t = 12,2^\circ \text{C}$); 3 — $K_{V_{II}} = 2,0$ ($\Delta t = 44,5^\circ \text{C}$); 4 — $K_{уП} = 2,0$ ($\Delta t = 12,2^\circ \text{C}$).

нее, если сравнить потенциальные веса карбонатной накипи при температуре испарения, например 70°C , и магниевой накипи при температуре 80°C , то последний все же оказывается меньшим.

При двукратном упаривании (см. рис. 53) растворимость $\text{Mg}(\text{OH})_2$ по диаграмме Ланжелье равна 17 мг/л . Однако следует учитывать, что на диаграмме указаны эквивалентные веса для CaCO_3 . Поэтому, пользуясь диаграммой для определения содержания гидроксида магния, нужно все отсчеты умножить на коэффициент 0,58, так что истинная ее растворимость составит 10 мг/л . Внесенное с питательной водой количество накипеобразователей в пересчете на $\text{Mg}(\text{OH})_2$ равно $119,8 \cdot 2 \cdot 0,58 = 139 \text{ мг/л}$. Отсюда потенциальное количество магниевой накипи равно $139 - 10 = 129 \text{ мг/л}$, в то время как потенциальное количество карбонатной накипи при 70°C равно 210 мг/л . Этот пример в какой-то степени объясняет существование при $82\text{--}85^\circ \text{C}$ минимума на линии количества накипи в зависимости от температуры в серии лабораторных опытов Хилльера [49].

Натурные испытания, результаты которых представлены на рис. 57, также обнаруживают локальный мини-

¹ Здесь и далее термин «молекула» применительно к кристаллообразователям используется не в строгом смысле этого слова, а лишь для удобства изложения и использования стехиометрических соотношений.

вместо молекулы¹ CaCO_3 с молекулярным весом 100 в конечном счете приводит к образованию молекулы $\text{Mg}(\text{OH})_2$ с молекулярным весом 58. Таким образом, и вес магниевой накипи, образующейся при данных условиях вместо карбонатной, должен составлять при прочих равных условиях лишь 58% веса карбонатной накипи. Однако эти два вида накипи образуются в разных условиях (см. рис. 56). Тем не менее,

мум при этих температурах и убедительно свидетельствуют об уменьшении количества накипи по мере перехода от CaCO_3 к $\text{Mg}(\text{OH})_2$ с повышением температуры до 82—85° С.

Если бы на рис. 57 был представлен вес, а не толщина накипи, то, очевидно, что наклон кривых, особенно при пониженных температурах, был бы значительно меньшим.

Сульфатная накипь образуется в испарителях при температурах выше 100—120° С. Ее осаждение является прямым следствием понижения растворимости сульфата кальция с увеличением температуры. Сульфат кальция часто встречается в испарителях с давлением вторичного пара, близким к атмосферному, и свидетельствует о том, что эти испарители эксплуатировались с кратностью упаривания более 3—3,5. Чем выше температура испарения или напряженность поверхности нагрева, тем меньше кратность упаривания, при которой начинается отложение сульфатной накипи, а при температуре 140—150° С упаривание без этой накипи вообще невозможно.

Сульфатная накипь наиболее труднорастворима, а ее предотвращение наиболее сложно. Если отложения карбонатной и магниевой накипи удается предотвратить более или менее доступными средствами, то в зоне температур, при которых образуется сульфатная накипь, существующие в настоящее время методы заметного эффекта не дают.

Известны три гидратные модификации сульфата — ангидрит CaSO_4 , полугидрат $\text{CaSO}_4 \cdot \frac{1}{2} \text{H}_2\text{O}$ и дигидрат (или гипс) $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$. Известны еще три кристаллические формы, но в контакте с растворами они существовать не могут. В растворах NaCl и в морской воде сульфаты растворяются значительно лучше, чем в пресной.

Наименее растворимая из этих модификаций — ангидрит. Но скорость ее кристаллизации столь мала, что в испарителях она встречается очень редко. Значительно лучше растворяется гипс, причем растворимость его практически не зависит от температуры. В испарителях, где температура стенки не превышает 85° С, гипс встречается лишь при кратностях упаривания более 4,25. Чаще всего

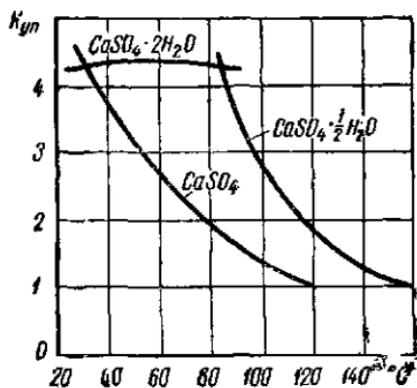


Рис. 58. Диаграмма растворимости сульфатов кальция в морской воде.

сульфатная накипь представлена в испарителях полугидратом, который появляется при температурах выше 85°C .

Кратность упаривания, при которой наступает предел растворимости каждого из упомянутых сульфатов в зависимости от температуры, по данным Стэндифорда и Сайнека [51], показана на рис. 58. Поддерживаемые концентрации ниже предела растворимости для $\text{CaSO}_4 \cdot \frac{1}{2}\text{H}_2\text{O}$, указанного на

этом графике, является пока единственной мерой предупреждения образования сульфатной накипи.

Пользуясь диаграммами растворимости CaCO_3 , $\text{Mg}(\text{OH})_2$ и CaSO_4 , можно определить потенциальное количество накипи при различных температурах испарения в широком диапазоне кратности упаривания (рис. 59).

По этому графику можно судить о кратности упаривания для испарителей с различной температурой, при которой достигается минимум потенциального количества накипи. Так, для температуры 100°C можно признать оптимальной кратность 2,5. При меньшей кратности все

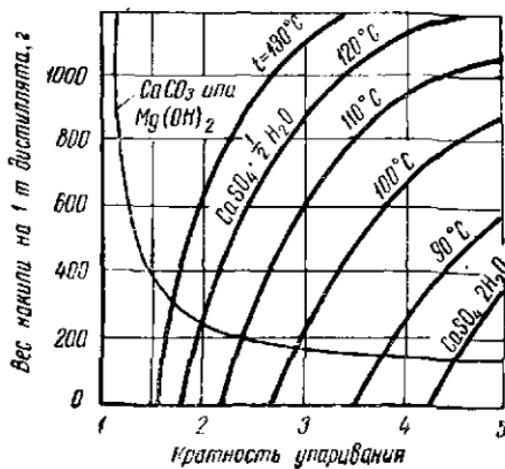


Рис. 59. Зависимость потенциального количества накипи от температуры испарения и кратности упаривания.

накипи увеличивается вследствие большого поступления карбонатов, а при большей — вследствие осаждения сульфата кальция. Чем ниже температура испарения, тем выше оптимальная (с точки зрения веса потенциальной накипи) кратность упаривания. Однако, оценивая эту величину, нужно учитывать ранее сказанное о теплопроводности накипи, а также последствия вероятного повышения кратности упаривания при случайных нарушениях питания испарителя и циркуляции в нем. Как видно из рис. 59, чем меньше кратность упаривания, тем меньше накипеобразование. Поэтому кратность упаривания более 2 в качестве расчетной не принимают.

ИНТЕНСИВНОСТЬ НАКИПЕОБРАЗОВАНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ

Среди факторов, определяющих интенсивность накипеобразования, т. е. количество накипи, образующейся на поверхности нагрева за определенный период работы опреснителя, особого внимания заслуживают те, которые можно назначать по выбору в процессе проектирования или в ходе эксплуатации опреснителя. К ним относятся:

температура испарения и способ нагрева (с кипением в объеме или без кипения);

интенсивность теплового потока;

концентрация рассола;

паросодержание воды вблизи поверхностей нагрева и время контакта воды с поверхностью нагрева;

скорость движения воды вблизи поверхностей нагрева;

условия циркуляции и существования застойных зон в водяном объеме испарителя;

степень погружения батарей в испаряемую воду.

Многие из этих факторов взаимно обусловлены и проследить роль каждого из них порознь затруднительно.

В этот список намеренно не включены такие факторы, которые используются для организации специальных методов борьбы с накипью — противонакипные присадки, затравочные кристаллы, упругие нагревательные элементы и ряд других.

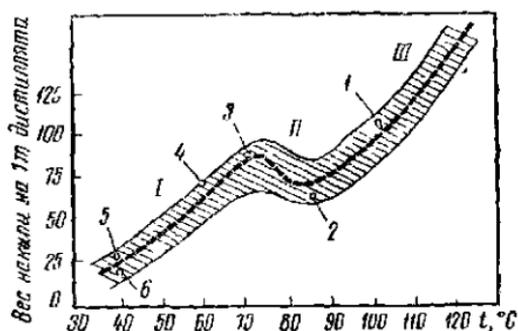


Рис. 60 Общий характер изменения накипеобразования в кипящих испарителях в зависимости от температуры испарения (пунктиром показаны средние величины): 1 — ИВС-3; 2 — «Максим» (танкер «Мир»); 3 — опытный испаритель Хилльера; 4 — ИКВ-39; 5 — «Эврика» (тр «Прибой»); 6 — «Атлас» АФГУ 7.

Рассмотрим эти факторы в первую очередь применительно к кипящим испарителям, в которых проблема накипобразования наиболее сложна.

Наиболее важным фактором бесспорно является температура испаряемой воды, а также температура теплопередающей поверхности. До работ Хилльера и ряда других исследователей упрощенно считали, что чем ниже температура испарения, тем меньше интенсивность накипеобразования, и наоборот.

Влияние температуры испарения в широком интервале может быть в общем виде представлено ломаной линией с тремя характерными участками (рис. 60): I — зона образования CaCO_3 ; вес накипи увеличивается по мере роста температуры испарения до 70—75° С; II — зона перехода от CaCO_3 к $\text{Mg}(\text{OH})_2$; вес накипи уменьшается вследствие образования $\text{Mg}(\text{OH})_2$ и потери CO_2 ; III — зона образования $\text{Mg}(\text{OH})_2$ и CaSO_4 ; вес накипи увеличивается в соответствии с увеличением степени пересыщения и ростом интенсивности теплового движения. Кроме того, по мере увеличения температуры в составе накипи появляется все больше сульфата кальция.

Особо следует отметить, что и в начале участка I, в области температур испарения около 35° С, количество накипи не равно нулю, хотя степень пересыщения здесь весьма мала.

Объясняется это тем, что сравнивать интенсивность образования накипи можно лишь при одинаковых тепловых потоках, и если принять характеризующую поток разность температур греющего и вторичного пара равной 20° С (как в большинстве судовых испарителей), то температура пристенного слоя рассола будет на 10° больше

температуры рассола и поэтому степень его пересыщения оказывается достаточно большой. Кроме того, для сохранения тепловых потоков при низких температурах рассола необходимо из-за его повышенной вязкости иметь более высокий температурный напор (во всяком случае между стенкой и основной массой рассола), в связи с чем количество накипи на 1 т дистиллята даже в этих испарителях достигает 20 г при удельном паросъеме 100—120 кг/(м²·ч). Лишь в утилизационных испарителях с удельным паросъемом 40—50 кг/(м²·ч) вес накипи не превышает 10 г на 1 т дистиллята, но при этом и температура греющей поверхности оказывается не выше 45°С. Вообще при сравнении количества накипи в различных условиях правильнее за определяющий фактор принимать температуру стенки, а не рассола.

Наиболее четко совместное влияние температуры испарения, теплового потока и ряда других факторов на интенсивность накипнеобразования в испарителе с искусственной циркуляцией иллюстрируется графиком на рис. 61, построенным по экспериментальным данным Бугера [34]. Сплошная линия характеризует зависимость коэффициента теплового сопротивления накипи a , отражающего рост теплового сопротивления вследствие отложения накипи, от температуры вторичного пара (температуры испарения). Смысл значения a становится ясным из выражения для коэффициента теплопередачи k в испарителе, покрываемом накипью,

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_0} + a\Sigma Q,$$

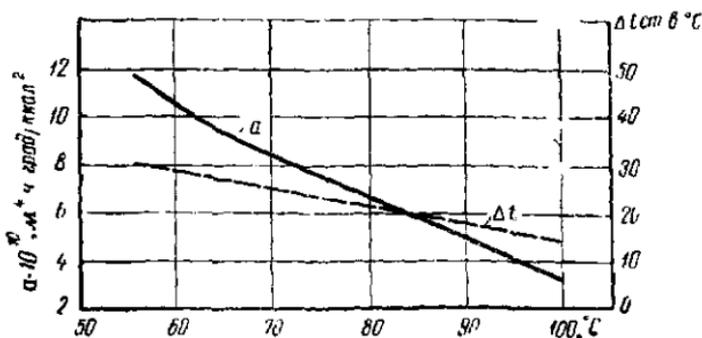


Рис 61. Зависимость коэффициента теплового сопротивления накипи a и температурного напора $\Delta t_{т-в}$ от температуры испарения при $q=212 \cdot 10^3$ ккал/(м²·ч).

где k_0 — коэффициент теплопередачи при отсутствии накипи;

ΣQ — интегральный тепловой поток, т. е. суммарное количество тепла, переданного через 1 м^2 за рассматриваемый промежуток времени.

График показывает, что вопреки обычным представлениям с понижением температуры испарения коэффициент теплового сопротивления накипи не только не уменьшается, а, наоборот, заметно возрастает. Единственный фактор, который в условиях этих опытов не совпадает с обычной практикой — организация испарения внутри вертикальных трубок при необычно большом для такого теплообменника потоке. Большой объем пара при увеличенном вакууме в этих условиях приводит к значительно меньшему водосодержанию смеси и, следовательно, к более глубокому упариванию пристенного слоя рассола внутри трубок. Не случайно в той же серии опытов было показано, что с ростом скорости искусственной циркуляции значения α при всех температурах сближаются. В большинстве вакуумных испарителей это неблагоприятное обстоятельство не имеет места и поэтому рост коэффициента накипеобразования менее заметен, чем в этой опытной установке.

Немалое значение оказывает и то, что с увеличением вакуума растет разность температур между стенкой и водой $\Delta t_{\text{ст-в}}$, необходимая для поддержания постоянного теплового потока. В частности, при температуре испарения 55°C температура стенки здесь 85°C , т. е. достаточно высока для интенсивного образования накипи.

На увеличении α по мере снижения температуры испарения отражается и то, что теплопроводность накипи, полученной в условиях вакуумного испарения, всегда меньше, чем при повышенных температурах.

Обычные значения тепловых потоков в вакуумных испарителях в 3—4 раза меньше, чем при атмосферном давлении. Соответственно можно ожидать и увеличения срока работы испарителя между очередными чистками. В действительности это увеличение несколько больше благодаря ряду дополнительных мер. Основной из них является поддержание значительно более низкой температуры стенки (50 — 55°C), при которой распад бикарбонатов замедляется.

Напряженность теплового потока q является вторым по значению фактором, характер влияния которого аналогичен влиянию температуры, так как тепловой поток определяет температуру стенки и прилегающего к ней слоя рассола. То, что с ростом теплового потока количество накипи на теплопередающих поверхностях увеличивается, очевидно. Гораздо сложнее установить: увеличивается ли при этом количество накипи отнесенное к количеству переданного тепла, либо к количеству вторичного пара, приходящегося на единицу площади теплопередающей поверхности (относительное количество накипи).

Существующие опытные данные противоречивы и не позволяют пока дать количественную оценку для наиболее типичных случаев. Однако для качественной оценки картина накипеобразования под влиянием различных тепловых потоков представляется в следующем виде.

В общем случае пузырькового кипения наблюдаются две разновидности механизма отложения накипи на теплопередающей поверхности:

описанное выше отложение колец или кружков накипи непосредственно в основании паровых пузырей на границе тройного раздела фаз, в условиях повышенной местной концентрации и интенсивных местных тепловых потоков. При этом, как показывают исследования В. Ф. Коваленко, образуется плотная накипь;

кристаллизация из пересыщенного раствора, омывающего всю остальную теплопередающую поверхность, и прикипание выпавших в толще рассола частиц накипи и шлама. При этом образуется более рыхлая накипь меньшей теплопроводностью, чем при первом процессе. Для оценки роли второго процесса напомним, что растущими паровыми пузырями занята далеко не вся поверхность нагрева, особенно при умеренных тепловых нагрузках. Поэтому сводить весь механизм накипеобразования в испарителях к первому процессу было бы грубо ошибочным. Более того, даже и непосредственно по паровым пузырькам после его отрыва, в так называемый период ожидания¹ может происходить процесс кристал-

¹ Период ожидания, или время между отрывом очередного пузырька и зарождением нового, ориентировочно в 3 раза превышает период роста пузырька [20].

лизации. Однако интенсивность его пренебрежимо мала ввиду энергичной турбулизации раствора, обусловленной ростом и отрывом пузырьков. Лишь при тепловых потоках, близких к критическим, образование накипи в результате возникновения колец или кружков становится доминирующим процессом.

Количество накипи, образующейся в виде колец или кружков, можно считать прямо пропорциональным количеству генерированных паровых пузырей, т. е. в конечном счете — прямо пропорциональным количеству переданного тепла.

При втором процессе количество накипи зависит от тепловой нагрузки очень слабо — лишь постольку, поскольку при этом увеличивается пересыщение пристенного слоя вследствие повышения температуры стенки. Последняя при кипении с ростом теплового потока изменяется сравнительно мало, о чем можно судить по формуле Кружилиша. Поэтому при малых тепловых потоках, когда число действующих центров парообразования мало и на большей части поверхности идет кристаллизация и оседание взвешенных частиц, относительное количество накипи велико, и при тепловых потоках, близких к нулю, оно становится равным потенциальному.

По мере увеличения q относительное количество накипи уменьшается и достигает минимума вблизи $q_{кр}$, когда парообразующая поверхность занята паровыми пузырьками, так что влияние второго процесса становится пренебрежимым. При двукратном упаривании и атмосферном давлении этот минимум можно ориентировочно оценить по различным косвенным данным, равным 5—8 г на 1 т дистиллята, т. е. не более 3—5% потенциального количества накипи. С такой трактовкой хорошо согласуются результаты наших лабораторных 100-часовых испытаний модели испарителя, в котором накипь откладывалась в условиях свободной конвекции на змеевиках с электрическим обогревом мощностью до 2 квт. Данные этих испытаний при различных значениях коэффициента продувания приведены на рис. 62. Здесь сплошными линиями показан вес накипи за 100 ч, отнесенный к 1 м² поверхности змеевиков, пунктирными — к 1 т вторичного пара. При $q=0$ указан вес накипи, отложившейся на не обогреваемом змеевике, расположенном между двумя обогреваемыми.

Та же тенденция подтверждается опытом эксплуатации ряда испарителей избыточного давления на судах промышленного флота. Характеристики таких испарителей приведены в табл. 13.

Как видно из табл. 13, в слабонапряженных испарителях относительный вес накипи в 1,5 раза больше, чем в высоконапряженных. Тем не менее при ручной очистке от накипи эксплуатация слабонапряженных испарителей оказывается более удобной благодаря большому периоду работы между чистками.

Приведенные данные наглядно иллюстрируют влияние напряженности поверхности нагрева. Поэтому, сравнивая накипеобразование в различных условиях, этот фактор следует учитывать как один из важнейших.

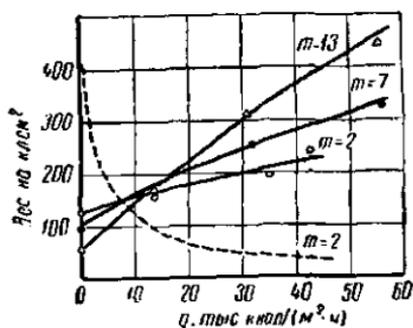


Рис. 62. Зависимость веса накипи от удельного теплового потока в опытном испарителе ($P_2=1,03 \text{ ат}$).

Таблица 13

Характеристика	Марка испарителя и тип сузла		
	WY-6, „Проворск“	ИВС-3, БМРТ	ИЕР-7, БМРТ
Производительность, т/сутки	45—50	10—11	7—8
Поверхность нагрева, м ²	8,7	2,72	4,2
Удельный паросъем, кг/(м ² ·ч)	220	155	68
Тепловой поток, ккал/(м ² ·ч)	165·10 ³	120·10 ³	48·10 ³
Слой накипи за 100 ч, мм	1,0—1,2	1,0—1,2	0,45—0,50
Вес накипи на 1 т дистиллята, г	70—90	120—130	140—150
Период работы между чистками, ч	220—240	250—300	500—600

Кстати, ростом q в значительной мере объясняется то уменьшение веса накипи, которое обнаруживалось по мере увеличения температуры испарения в опытах Хилльера.

Отмеченная тенденция приобретает особенно большое значение в связи с разработкой новых конструкций испарителей с повышенной интенсивностью теплопередачи, в частности тонкоплочных.

В качестве дополнительного фактора, способствующего дальнейшему уменьшению относительного веса накипи по мере увеличения тепловой напряженности, можно отметить и более интенсивное самоочищение греющих поверхностей при тепловых и механических деформациях, величина которых при больших тепловых потоках неизбежно увеличивается (например, при использовании пара высокого давления). Вместе с тем необходимо указать, что увеличение тепловой напряженности путем повышения давления греющего пара не может быть оправдано достигаемым снижением относительного веса накипи, поскольку при этом резко ухудшаются экономические характеристики испарителя.

В тонкоплочных испарителях, в которых тепловые потоки достигают $500\,000 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ и более, т. е. превышают критические в обычных испарителях, отмеченная выше закономерность не подтверждается ввиду специфики процесса (испарение в тонком слое без образования пузырьков). Образование накипи в них идет достаточно интенсивно, поэтому длительную работу испарителя между очередными чистками удастся обеспечить только благодаря применению противонакипных присадок.

Концентрация рассола как один из важнейших определяющих факторов упоминалась уже неоднократно. Суждения о ее роли весьма противоречивы. Одни исследователи считают, что концентрация рассола должна быть по возможности малой, так как чем меньше концентрация, тем менее благоприятны условия для выпадения накипи, особенно сульфатов. Такова точка зрения Ф. А. Анатольева и ряда других авторов, основывающаяся на диаграмме растворимости CaSO_4 . Но выше было отмечено, что из всех сульфатов кальция ангидрит — наиболее медленно кристаллизующая форма и практически никогда в испарителях не встречается. Наиболее же распространенный в составе накипи полугидрат сульфата кальция откладывается лишь при тройной концентрации.

Все другие экспериментальные данные (см. рис. 62), подтверждают, что снижение концентраций рассола ну-

тем подачи большого избытка питательной воды только увеличивает количество накипи вследствие поступления в испаритель большого количества накипеобразователей с морской водой.

В соответствии с графиком потенциального количества накипи оптимальная концентрация рассола должна соответствовать кратности упаривания около 2,5. И лишь опасность возникновения более высоких местных концентраций вынуждает при эксплуатации и проектировании принимать более умеренную кратность упаривания — от 1,5 до 2,0. Первая практикуется в вакуумных испарителях, где пониженная концентрация солей упрощает проблему сепарации вторичного пара, значение которой увеличивается по мере углубления вакуума; вторая — в испарителях избыточного давления, в которых нежелательны большие тепловые потери с продуваемым рассолом. Кроме того, как уже отмечалось, при концентрации солей менее 5% теплопроводность накипи оказывается большей, чем при концентрации 7%, соответствующей двукратному упариванию. Потери тепла с рассолом в вакуумных испарителях значительно меньше, поэтому некоторое увеличение количества продуваемого рассола не оказывает заметного влияния на экономичность.

Наконец, в глубоковакуумных испарителях специфические условия их работы обуславливают еще большую подачу питательной воды, и коэффициент подачи здесь доходит до 4—5 и даже до 6. К этим условиям относятся:

большая объемная напряженность зеркала испарения, предопределяющая повышенную влажность вторичного пара. Приемлемой его солености при этом можно добиться только снижением солености рассола;

необходимость улучшения теплоотдачи от трубок к рассолу, достигаемая повышением скорости движения воды за счет увеличенной ее подачи и снижением солености (известно, что коэффициент теплопередачи к неунаренной морской воде на 35—40% больше, чем к воде двойной концентрации, причем с углублением вакуума эта разница увеличивается);

возможность возникновения повышенных местных концентраций ввиду большого паросодержания смеси при испарении внутри трубок, что наиболее характерно

для утилизационных испарителей типа «Атлас». Во избежание этого приходится прибегать либо к искусственной циркуляции, либо к увеличению подачи воды, что значительно проще.

Обстоятельством, до некоторой степени уменьшающим отрицательное влияние повышенных значений коэффициентов подачи воды, является более благоприятное соотношение между количеством фактически отложившейся и потенциальной накипи. Так, если при $m=2$ в опытах Хилльера на трубках откладывалось около 40—45% потенциального количества накипи, то при $m=3$ эта доля снижалась до 36—38%, хотя абсолютное количество накипи в последнем случае было больше. Иными словами, фактическое количество накипи с ростом коэффициента подачи увеличивается в значительно меньшей степени, чем потенциальное, причем с увеличением подачи эта разница возрастает. Это объясняется как большей скоростью движения рассола, затрудняющей кристаллизацию, так и меньшим временем распада бикарбонатных ионов в испарителе.

В заключение заметим, что с точки зрения образования накипи концентрация солей в морской воде имеет значение лишь как показатель степени уваривания. Во многих морях и прибрежных водах концентрация солей ниже, чем в океане. Но количество накипи от этого в испарителе не меньше, а часто больше, чем при работе в океане, вследствие большого содержания бикарбонатов. Поэтому в большинстве морей судовые испарители следовало бы эксплуатировать при меньшем значении коэффициента подачи или продувания, чем в океане, так как это способствует уменьшению накипобразования. Однако трудности регулирования производительности рассольного насоса и отсутствие абсолютно надежного метода поддержания заданной концентрации рассола препятствуют использованию такого режима эксплуатации.

Паросодержание смеси испаряемой воды и пара в испарителе оказывает заметное влияние на условия отложения накипи главным образом в водотрубных испарителях, особенно при большой напряженности поверхности нагрева или при глубоком вакууме. В частности, такая проблема возникает в утилизационных глубоковакуумных вертикальных трубных опреснителях «Атлас» и в сходных с ними конструкциях отечест-

вешных опреснителей серии Д, а также в опреснителях ФЭБ-Хемманлагенбау (ГДР), устанавливаемых на новых промысловых судах.

В трубках этих испарителей ввиду большого количества паровых пузырьков, сливающихся в верхней их части в сплошные «снаряды», возникает так называемый снарядно-стержневой режим течения смеси, когда между «снарядом» пара и стенкой трубки сохраняется лишь тонкая пленка воды, которая при большой напряженности может испариться досуха. При прочих равных условиях степень упаривания в пристенной пленке вертикально-трубных испарителей оказывается значительно более высокой, чем в тех конструкциях, где рассол находится снаружи трубок. Во избежание чрезмерного упаривания греющие трубки делают короткими (высотой не более 600 мм) и внутренний диаметр их принимается не менее 16 мм. Но радикальным средством предотвращения такого режима является повышение скорости в трубках путем увеличенной подачи питательной воды, как в опреснителях «Атлас», либо путем искусственной циркуляции, как в пластинчатых опреснителях «Нирекс» и «Лаваль». В этих конструкциях испаряемая вода проходит последовательно через ряд узких щелевых каналов между пластинами, причем суммарная длина этих каналов достигает 20 м. Очевидно, что если в этих каналах будет допущено кипение, то ввиду большого объема пара водосодержащей смеси окажется слишком малым для надежного смачивания пластин. Не случайно в пластинчатых опреснителях «Нирекс» с 1961 г. применяется адиабатное испарение с принудительной циркуляцией, а в меньших моделях — увеличение коэффициента подачи до 6—8. Естественная циркуляция, как в вертикально-трубных опреснителях серии Д, также до некоторой степени уменьшает паросодержание смеси, но она требует некоторого усложнения конструкции батареи и поэтому проще допустить повышенную подачу питательной воды.

Из других примеров влияния повышенного паросодержания можно упомянуть известные случаи интенсивного отложения накипи на верхних змеевиках испарителей с частичным погружением батарей. Усиленному отложению накипи здесь способствует также пена, в которой оболочки паровых пузырей насыщены накипеобразователями.

Влиянию паросодержания смеси в наименьшей степени подвержены испарители с горизонтальными греющими трубками, которые омываются рассолом снаружи, в частности испарители «Эврика»

С этой же целью рекомендуется эксплуатировать испарители при полном затоплении греющих батарей, несмотря на то что в некоторых случаях частичное затопление позволяет достигнуть более интенсивной теплоотдачи.

Скорость движения рассола в испарителях с естественной циркуляцией невелика и не оказывает заметного влияния на темп и условия отложения накипи. Как правило, она достаточна для создания равномерной концентрации рассола во всем водяном объеме испарителя и исключает возникновение застойных зон, в которых может происходить усиленное отложение накипи вследствие задержки рассола. При искусственной циркуляции могут быть созданы достаточно высокие скорости — до 3 м/сек, при которых наблюдается смывание накипи с поверхности нагрева. Однако ввиду больших затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений циркуляционного тракта такие скорости практически нигде не допускаются. Другой причиной, исключающей применение таких скоростей, является подавление кипения во входной части трубок вследствие повышенного напора.

Более умеренные скорости — около 1—2 м/сек — встречаются часто. Не подавляя кипения, они способствуют выравниванию концентраций рассола в пристенном слое и в межтрубных промежутках, уменьшая таким образом пересыщение в пристенном слое. Особенно заметен эффект повышенной скорости рассола в вакуумных и глубоковакуумных испарителях, где она способствует уменьшению весового паросодержания смеси и таким образом — уменьшению количества отлагающейся накипи.

Результаты экспериментального исследования [34] влияния скорости рассола в трубках на интенсивность образования накипи (коэффициент теплового сопротивления накипи a в $\frac{\text{м}^4 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}{\text{ккал}^2}$) при различных значениях абсолютного давления P_2 и при $q = 212\,000 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ приведены в табл. 14.

$P_2, \text{ ат}$	Коэффициент теплового сопротивления накипи a при скорости рассола, м/сек				
	0,25	0,6	1,2	1,8	2,75
1,03	$3,15 \cdot 10^{-10}$	$4,64 \cdot 10^{-10}$	$5,7 \cdot 10^{-10}$	$5,62 \cdot 10^{-10}$	$3,75 \cdot 10^{-10}$
0,67	$4,87 \cdot 10^{-10}$	$4,87 \cdot 10^{-10}$	$4,8 \cdot 10^{-10}$	$4,72 \cdot 10^{-10}$	$4,34 \cdot 10^{-10}$
0,40	$7,1 \cdot 10^{-10}$	$9,10 \cdot 10^{-10}$	$8,7 \cdot 10^{-10}$	$3,74 \cdot 10^{-10}$	$4,04 \cdot 10^{-10}$
0,165	$11,6 \cdot 10^{-10}$	$11,6 \cdot 10^{-10}$	$11,6 \cdot 10^{-10}$	$10,2 \cdot 10^{-10}$	$14,64 \cdot 10^{-10}$

Время задержки рассола в испарителе также влияет на соотношение количества фактически выпавшей и потенциальной накипи. Если это время составляет несколько часов, то большая часть потенциальной накипи оседает на всех поверхностях, омываемых рассолом. Так, в пересыщенном растворе CaSO_4 степень пересыщения уменьшается вдвое в течение первых 1,5 ч после образования пересыщенного раствора, а в течение первых 20 мин она уменьшается на 25%. Однако CaSO_4 — наиболее трудно кристаллизуемая форма сульфата кальция, так что для остальных форм можно ожидать еще большей скорости уменьшения пересыщения. Степень распада бикарбонатов, обуславливающих количество карбонатной и магниальной накипи, также увеличивается пропорционально времени нагревания и упаривания, но изменяется весьма неравномерно (табл. 15). Более половины бикарбонатов распадается очень быстро — в присутствии накипи в течение 2—3 мин, в чистом стакане — в течение 7—8 мин. Дальнейший распад протекает значительно медленнее и через 20—30 мин почти полностью прекращается, причем содержание бикарбонатов не превышает 10% исходного.

Содержание карбонат-ионов в течение 5—15 мин после начала нагревания резко увеличивается с образованием пересыщенного раствора, а затем уменьшается в течение последующих 15—20 мин вследствие кристаллизации.

Ход описанного процесса в значительной степени зависит от наличия центров кристаллизации — в чистом

Время с начала кипения, мин	Изменение щелочности морской воды ¹ при кипении											
	в чистом стакане						с добавкой молотой накипи					
	бикарбонатная		карбонатная		общая		бикарбонатная		карбонатная		общая	
	мг-экв/л	% к исходной	мг-экв/л	% к исходной	мг-экв/л	% к исходной	мг-экв/л	% к исходной	мг-экв/л	% к исходной	мг-экв/л	% к исходной
0	2,22	79	0,56	127	2,78	85,3	1,25	44,3	1,20	283	2,45	75
3	1,75	62	0,94	214	2,69	82,5	0,86	30,5	1,50	341	2,36	72,4
7	1,33	47,3	1,35	310	2,68	82,2	0,53	18,8	1,64	373	2,17	66,6
10	1,12	40	1,56	355	2,66	81,5	0,37	13,1	1,74	395	2,11	64,6
15	0,77	28,3	1,89	560	2,66	81,5	0,25	8,9	1,40	318	1,65	50,6
20	0,55	19,5	1,92	575	2,47	75,8	0,25	8,9	1,00	227	1,25	38,3
30	0,37	13,1	0,80	182	1,17	36	0,25	8,9	0,86	196	1,11	34,0
40	0,32	11,3	0,56	127	0,88	27	0,25	8,9	0,84	191	1,09	33,1
50	0,28	10	0,52	118	0,80	24,6	0,22	7,8	0,84	191	1,06	32,5
60	0,25	8,9	0,48	109	0,73	22,4	0,20	7,1	0,84	191	1,04	31,9
90	0,22	7,8	0,46	104	0,68	20,6						
120	0,12	4,3	0,36	82	0,48	15,6						

¹ Исходная щелочность: бикарбонатная 2,82 мг-экв/л, карбонатная 0,44 мг-экв/л, общая 3,26 мг-экв/л.

Нагревание до кипения длится 3,5 мин при постоянном объеме.

стакане процесс распада основной доли бикарбонатов растягивается до 20 мин. За это же время содержание карбонатов достигает максимума, после чего вода мутнеет и начинается выделение осадка. В присутствии тонко размолотой накипи эти процессы ускоряются в 2—3 раза.

Приведенные данные позволяют ожидать уменьшения пересыщения раствора и образования накипи в результате замедленного распада бикарбонатов лишь при времени задержки около 1 мин в атмосферных и 2—3 мин в вакуумных испарителях. При большем времени задержки, характерном для многих испарителей обычных конструкций, изменение его на 30—40% путем рационального уменьшения водяного объема, не сможет привести к заметному снижению количества карбонатной накипи. Достаточно малое время задержки характерно для вертикальных трубчатых испарителей. Так, в глубоковакуумных

вертикальных трубных опреснителях «Атлас» оно не превышает 1 мин, поэтому степень пересыщения рассола карбонат-ионами оказывается весьма малой, а срок работы опреснителя между чистками достигает $8000 \div \div 10\,000$ ч. Уменьшению времени задержки в этих опреснителях способствует также отказ от рециркуляции рассола и увеличение скорости движения воды в трубках путем увеличения количества питательной воды до значе-ний, при которых $m = 4 \div 5$.

Влияние многократной искусственной циркуляции на отложение накипи на трубках, омываемых рассолом снаружи, исследовалось И. Э. Апельциным и др. Было отмечено значительное снижение веса накипи благодаря тому, что при этом степень пересыщения воды на входе и на выходе изменяется не столь резко, как без циркуляции. Действительно, если в последнем случае степень пересыщения испаряемой воды (количество избыточных накипеобразователей) равна A , то при циркуляции с кратностью m степень пересыщения $A' = A : m$. Благодаря меньшему избытку солей отложение накипи происходит медленнее, хотя в конечном счете продолжительность контакта рассола с поверхностями нагрева при этом не уменьшается. По-видимому, влияние продолжительности контакта оказывается значительно меньшим, чем степени пересыщения. В наших опытах с искусственной циркуляцией при $m = 10 \div 12$ вес накипи уменьшался в 4—5 раз. Дополнительными факторами, способствующими столь заметному эффекту, являлись, по-видимому, отложение накипи на стенках трубопроводов и промежуточного сосуда, а также унос взвешенных частиц накипи из зоны кипения благодаря интенсивному движению рассола.

Однако неблагоприятные условия работы циркуляционного насоса и в большинстве случаев невозможность его размещения на судне не позволяют рассчитывать на сколько-нибудь широкое распространение искусственной циркуляции рассола как метода борьбы с накипью.

Нагревание без кипения, как в адиабатных испарителях, существенно замедляет образование накипи вплоть до температуры $76\text{--}78^\circ\text{C}$. Это в значительной степени объясняется тем, что в процессе нагрева свободная углекислота не выделяется, благодаря чему замедляется распад бикарбонатов. Отсутствие паровых пузы-

рей на поверхности нагрева также исключает образование колец накипи, так что весь процесс ее отложения сводится лишь к кристаллизации из пересыщенного пограничного диффузионного слоя. Есть, однако, и неблагоприятный фактор — значительно больший по сравнению с кипящими испарителями — перегрев пограничного слоя, который вызывает и большее его пересыщение. В проточных испарителях, кроме того, неблагоприятно сказывается и большой коэффициент подачи питательной воды.

Опыт эксплуатации адиабатных испарителей на РТМ типа «Тропик» и «Атлантик» показал, что при конечной температуре 55—60°С срок работы подогревателя между чистками составляет 4000—5000 ч, т. е. год эксплуатации судна с обычной загрузкой опреснителя.

Механизм отложения накипи внутри трубок адиабатных испарителей имеет ряд особенностей. Основная из них заключается в том, что, по некоторым экспериментальным данным, отложение накипи по отдельным трубкам происходит неравномерно. В отдельных трубках накипь осаждается намного быстрее, чем во всех остальных и процесс этот прогрессирует до тех пор, пока такие одиночные трубки не будут полностью закупорены накипью. Тем временем появляются новые трубки, в которых наблюдается ускоренное отложение накипи и производительность опреснителя падает вследствие уменьшения расхода воды через оставшиеся трубки при одновременном увеличении удельного расхода тепла.

Такая неравномерность накипеобразования объясняется следующим образом. Считается, что основным фактором, препятствующим нарастанию слоя накипи из избыточных накипеобразователей, являются силы трения в ламинарном слое, поэтому темп отложения накипи обратно пропорционален градиенту скорости воды. Состояние поверхности трубок, естественно, неодинаково. Поэтому в какой-то трубке процесс отложения накипи начнется раньше, чем в других. Но малейшее появление накипи ведет к уменьшению расхода воды через данную трубку, в результате чего градиент скорости уменьшается и накипь продолжает беспрепятственно откладываться именно в этой трубке, тогда как в других процесс отложения препятствует возрастающий расход воды. Со временем различия в состоянии поверхности, или неравномерность подвода воды к отдельным трубкам, обуслов-

ленная геометрией водяных камер, создают аналогичную ситуацию в следующих трубках, и так до вынужденной остановки опреснителя для очистки.

Из других закономерностей отложения накипи при отсутствии кипения можно отметить установленную Хассоном и др. [54] аналогию между теплопередачей и характером отложения карбонатной накипи. Суть ее заключается в том, что интенсивность отложения накипи и интенсивность теплоотдачи связаны одинаковой зависимостью с основной характеристикой гидродинамического режима — критерием Рейнольдса. В диапазоне значений Re от 13 000 до 42 000 с увеличением скорости воды наблюдается увеличение коэффициента накипеобразования. Авторы усматривают в этой аналогии подтверждение доминирующей роли диффузии в механизме образования карбонатной накипи. Действительно, с ростом Re уменьшается толщина ламинарного пограничного слоя, в котором массоперенос возможен только путем диффузии и который оказывает таким образом основное сопротивление переносу ионов накипеобразователей к поверхности нагрева. Заметим, однако, что наибольшее значение скорости воды в опытах Хассона не превышало 0,8 м/сек, т. е. было в 2—3 раза меньше принятого для адиабатных судовых опреснителей. Поэтому роль сил трения, препятствующих росту слоя накипи, в полной мере здесь не проявилась.

МЕТОДЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ОТЛОЖЕНИЯ НАКИПИ В СУДОВЫХ ИСПАРИТЕЛЯХ

До недавнего времени все применявшиеся методы по существу копировали те, которые использовались в котельной технике и были основаны на попытках улучшить состав и свойства испаряемой воды. Между тем исключительно высокое содержание накипеобразователей в морской воде и большая напряженность поверхностей нагрева приводили либо к большим затратам реагентов, либо к образованию вторичной накипи, поэтому ни один из этих методов широкого и эффективного применения в судовых испарителях не нашел.

Развитие прикладной химии и исследования процесса образования накипи, предпринятые за последние годы, открывают перспективы применения целого ряда новых

методов, многие из которых уже успешно используются в мировой практике.

Методы предотвращения отложения накипи в судовых испарителях можно подразделить на физические, химические и физико-химические. Последние разработаны сравнительно недавно и наиболее перспективны.

Физические методы

Контактная стабилизация. Этот метод, предложенный Ланжелле [41], основан на том, что работа образования центров кристаллизации на частицах нерастворимой примеси меньше, чем работа их самопроизвольного образования; кристаллизация проходит при меньшем пересыщении рассола. Благодаря множеству центров кристаллизации происходит осаждение избыточных накипеобразователей из метастабильного (неустойчивого) раствора, каким является рассол в испарителе, в результате чего раствор переходит в стабильное состояние.

При контактной стабилизации рассол (морская вода) циркулирует через слой вещества (стабилизатор), химический состав и кристаллическая структура которого близка к составу и структуре накипи, а затем направляется в испаритель. В качестве стабилизаторов применяют дробленый известняк, песок, дробленый мрамор и дробленую накипь. Поскольку количество центров кристаллизации на поверхности стабилизатора при достаточно большом объеме может существенно превосходить количество центров кристаллизации на поверхности нагрева, то и интенсивность образования накипи на последней будет соответственно меньше.

Основная часть накипи отлагается на поверхности стабилизатора. Но этот довольно эффективный метод умягчения морской воды требует дополнительной арматуры и специальных устройств, что делает установку громоздкой. Метод контактной стабилизации применяется главным образом на береговых установках. В частности, он использован в качестве первой ступени в методе термоумягчения, разработанном профессором И. З. Макинским. Первая попытка применения этого метода на судах была предпринята на п/б «Пионерск». Результаты экс-

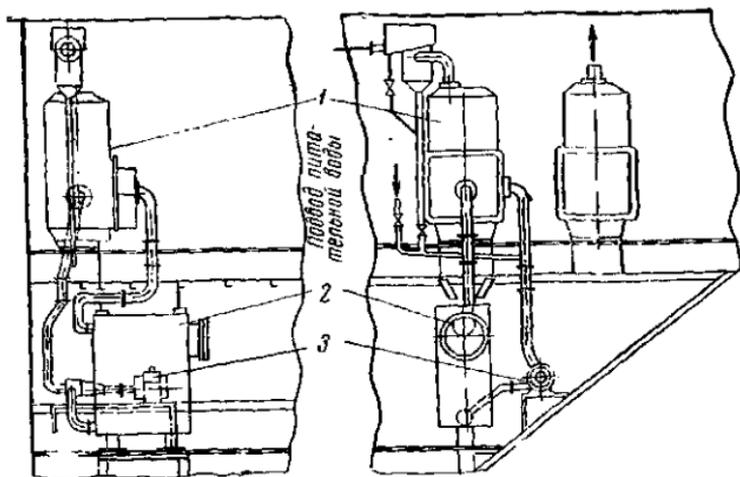


Рис. 63. Опреснительная установка п/б «Пионерск» с оборудованием для контактной стабилизации:
 1 — испаритель ВИ-6; 2 — фильтр-стабилизатор; 3 — циркуляционный насос.

платации подтвердили достаточно высокую эффективность метода. Основное предварительное условие — тщательная промывка песка, в противном случае наблюдается интенсивный износ уплотнений циркуляционного насоса. На рис. 63 показана испарительная установка п/б «Пионерск» с циркуляционным насосом и контактным стабилизатором. Размеры трубопроводов и фильтра-стабилизатора выбираются из условия, что количество циркулирующего рассола должно в 15—20 раз превосходить производительность испарителя. Во избежание уноса стабилизирующего материала скорость подъема рассола в фильтре-стабилизаторе не должна превышать 35 м/ч, поэтому размеры бака сопоставимы с размерами испарителя. Сравнительно большие размеры стабилизатора — основное препятствие к широкому применению рассматриваемого метода на судах. Высота фильтра должна составлять 1,7—1,9 м, из них не менее 0,5 м в верхней части остается свободной для обеспечения «набухания» песка вследствие обрастания его накипью. Сопротивление слоя песка не превышает 1,5 кг/см². Конструкция фильтра-стабилизатора не отличается от обычных конструкций ионообменных фильтров с восходящим потоком. О противонакипной эффективности этого метода можно судить

Таблица 16

Определяемая величина	Опыты без циркуляции			Опыты с циркуляцией		
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 1 ц	№ 2 ц	№ 3 ц
Тепловая нагрузка, <i>квт</i>	0,8— 1,0	1,6	0,8	1,6	1,6	1,6
Продолжительность опыта, <i>ч</i>	42	34	42	95	33	54
Количество израсходованной воды, <i>л</i>	34	90	50	180	50	100
Количество выпаренной воды, <i>л</i>	22,8	62	35	125	34	70
Количество накипи на нагревательной трубке, <i>г</i>	0,42	0,582	0,301	0,18	0,065	0,035
То же, на стеклянном кожухе, <i>г</i>	0,84	0,677	1,06	0,73	0,12	0,118
Относительное количество накипи (на 1 <i>т</i> дистиллята), <i>г/т</i>						
на нагревателе	18,4	9,4	9,03	1,47	1,95	0,50
на кожухе	36,8	10,9	31,60	5,85	3,60	1,69
суммарное	55,2	21,3	40,63	7,32	5,55	2,19
То же, на 1 <i>т</i> морской воды						
на нагревателе	12,6	6,47	6,02	1,00	1,30	0,35
на кожухе	25,2	7,52	21,2	4,05	2,40	1,18
суммарное	37,8	14,00	27,22	5,05	3,70	1,53

по данным лабораторных испытаний, приведенным в табл. 16.

Наилучшие результаты (уменьшение количества накипи в 18 раз) получены в опыте № 3 ц, в котором использовали мелкозернистый песок (размер зерен не более 0,5 мм). Опыты с крупнозернистым песком (1 ц и 2 ц) (размер зерен около 1 мм) показали уменьшение веса накипи лишь в 10 раз, что впрочем вполне приемлемо для судовых условий. В отдельных опытах с циркуляцией даже без песка вес накипи оказывался в 4—5 раз меньше, чем в обычных условиях, без циркуляции.

Метод кристаллизационной затравки. Этот метод является частным случаем метода контактной стабилизации. Он основан на том, что твердые частицы в составе рассола служат центрами кристаллизации.

Накипь оседает преимущественно на затравку и вместе с затравкой в виде взвеси удаляется из испарителя при продувании. В качестве затравки, добавляемой в морскую воду, применяют мел, измельченную известь, магнезию.

Недостатком метода является неизбежное прикипание затравки и накипи к поверхности нагрева, если на ней происходит кипение. По-видимому, это связано с большим количеством затравки, достигающей 1—2% веса рассола. Поэтому метод можно применять только в некипящих испарителях.

В испарителях, где использован этот метод, зона кипения расположена на 6—8 м выше поверхности нагрева. Это сильно уменьшает интенсивность теплопередачи и увеличивает габариты испарителя. Кроме того, метод эффективен для предотвращения накипей, состоящих из карбоната кальция и гидроксида магния. Для сульфатных накипей метод недостаточно эффективен. Максимально допустимая температура, при которой можно применять метод кристаллизационной затравки, равна 110°С, что снижает технико-экономические показатели установки.

В принципе метод был известен с конца XIX в. и тогда уже применялся в химической технологии для выращивания кристаллов. Он испытывался в американских крупных береговых опреснителях, но впоследствии был заменен методом импфирования (подкисления). Проектные проработки вариантов судовых испарителей с такой затравкой показывают, что они занимают объем в 1,5—2 раза превышающий объем обычных судовых испарителей, причем их высота превышает 3 м. В связи с этим перспективы применения метода кристаллизационной затравки на судах, особенно на промысловых, крайне ограничены.

Применение коллоидных присадок. Метод основан на свойстве частичек коллоида служить центрами кристаллизации, а также на высокой дисперсности этих веществ. Они позволяют выводить накипеобразующие соли в шлам, обволакивая уже образовавшиеся в толще рассола частички накипи и препятствуя их дальнейшему росту. К коллоидным присадкам относятся крахмал, танин, декстрины, всевозможные дубители и др.

Зерновой кукурузный крахмал¹ — высокополимерный углевод, который разлагается при гидролизе на глюкозу и гликозиды. Как утверждает Рид [46], коллоидный крахмал рассеивается среди осажденных частиц и препятствует кристаллизации. Образование хрупкой накипи он объясняет пептизирующим действием крахмала.

Все упомянутые коллоидные присадки недороги, нетоксичны, безопасны в обращении. Необходимо, однако, отметить, что коллоидные присадки прикипают к поверхности нагрева с образованием вторичной накипи, которая обладает меньшей теплопроводностью, чем первичная.

При более высоких температурах интенсивность накипеобразования настолько велика, что эти присадки не могут дать желаемого эффекта. Лабораторная проверка эффективности кукурузного крахмала в кипящем испарителе при атмосферном давлении показала, что и в этих неблагоприятных условиях кукурузный крахмал (около 10 мг/л) уменьшает отложение накипи в 1,5—2 раза. Применение этих присадок наиболее целесообразно в испарителях с упругими нагревательными элементами, на которых накипь с примесью коллоидных частиц удерживается хуже и легко скалывается.

Магнитная обработка питательной воды. В технической литературе последних лет появились сообщения об эффективности магнитной обработки питательной воды как средства для уменьшения накипеобразования, особенно в котлах низкого давления. Эффект приписывается деформации электрического поля ионов при прохождении через магнитный поток, в результате чего затрудняется процесс кристаллизации, и главное — усиливается выпадание шлама вместо накипи.

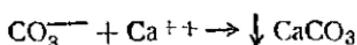
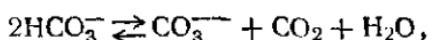
Однако положительный эффект магнитной обработки в испарителях морской воды достигается редко, так как методика расчета магнитных аппаратов до сих пор не разработана. В большинстве случаев выпадание большого количества шлама в таких напряженных парогенераторах, как испарители морской воды, приводит к его прикипанию и образованию вторичной накипи с худшей теплопроводностью, чем без магнитной обработки.

¹ По сравнению с картофельным зерно кукурузного крахмала отличается меньшим размером. В частности, диаметр зерен кукурузного крахмала в 4 раза меньше диаметра зерен картофельного.

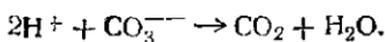
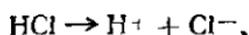
Химические методы

Применение хлорного железа. Все химические методы борьбы с образованием накипи основаны на повышении растворимости солей жесткости в среде с пониженным значением рН путем добавления различных реагентов — сильных кислот или их солей.

Основная реакция при нагревании морской воды в испарителе



при добавлении сильных кислот (например, соляной) или их солей сдвигается вправо



Благодаря снижению рН при подкислении увеличивается растворимость CaCO_3 . Аналогично действует любая кислота, но наиболее широко применяется серная благодаря ее дешевизне, хотя в результате ее применения увеличивается содержание сульфат-ионов, что при нарушении дозировки может привести к преждевременному выпаданию сульфата кальция. Однако применение соляной и серной кислот требует особой осторожности в обращении и строгой дозировки. Они также неудобны для транспортировки и хранения в судовых условиях. Поэтому для борьбы с образованием накипи в судовых испарителях их не применяют. На судах более удобны в обращении соли этих кислот — бисульфат натрия и хлорное железо, причем последнее, по данным испытаний на БМРТ «Сапфир» в испарителе ИВС-3к, более эффективно (рис. 64).

Производительность испарителя в течение всего периода испытаний удавалось поддерживать выше паспортной. Продолжительность работы без очистки греющих поверхностей увеличилась приблизительно до 700 ч, в то время как без присадки она не превышала 250 ч.

Действие хлорного железа основано на том, что ионы железа соединяются с гидроксильными ионами с образованием нерастворимой гидроксиды железа. Взаимодей-

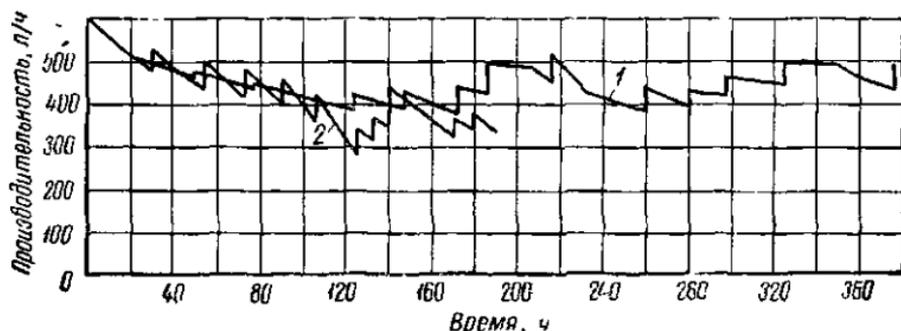


Рис. 64. Производительность испарителя ИВС-3 при работе с присалкой $FeCl_3$ (1) и без присалки (2).

ствие железа с гидроксильными ионами идет очень интенсивно, что приводит к резкому уменьшению образования гидрата окиси магния. Карбонатные ионы также разлагаются, препятствуя выпадению карбонатной накипи.

Конечным результатом реакции является гидроокись железа, которая практически нерастворима в воде и уносится со шламом. Более того, гидроокись железа способствует выпадению в шлам оставшейся части карбонатной и магниевой накипи. Ориентировочная доза, достаточная для полного предотвращения образования накипи, составляет для вакуумных испарителей 80—100 г, для атмосферных 100—120 г на 1 т морской воды. Но хлорное железо имеет повышенную коррозионную активность, поэтому требуются специальные материалы для трубопроводов и арматуры и точная его дозировка. Дозирующая аппаратура для судовых испарителей отечественной промышленностью пока не выпускается. Кроме того, хлорное железо не обеспечивает полностью безнакипной работы испарителя. Выпавшие в шлам соли прикипают к поверхности нагрева (вторичное накипобразование).

В настоящее время в связи с появлением более эффективных присадок и растворителей накипи хлорное железо в качестве противонакипной присадки не применяется.

К а т и о н и р о в а н и е. Этот метод основан на принципе замены ионов кальция и магния на другие ионы, чаще всего на ионы натрия. В качестве ионитов в СССР используются сульфоуголь и синтетические смолы, име-

ющие в своей основе прочное органическое ядро, делающие их нерастворимыми в воде.

Отличительная особенность синтетических смол — размеры и структура их молекул, состоящих из тысяч прочно связанных атомов.

Способность к ионному обмену объясняется структурой нонитов, состоящих из твердой нерастворимой в воде молекулярной сетки, к которой на поверхности и внутри присоединены химически активные функциональные группы атомов, способных к электролитической диссоциации. Активными группами служат остаток серной кислоты SO_3H , карбоксильная группа COOH и одновалентная фенольная группа OH .

Подвижные ионы натрия связаны с активными группами и способны замещаться на ионы кальция и магния. Метод надежен, но дорог. Высокое содержание солей жесткости в морской воде требует большого расхода дорогостоящих катионитов и значительных размеров оборудования. Регенерация катионита рассолом из испарителя пока не отработана настолько, чтобы ее можно было рекомендовать для судовых опреснителей.

Применение комплексонов. В практике эксплуатации различных парогенераторов, и в том числе испарителей морской воды, в последние годы в качестве противо накипного средства стали довольно широко использовать комплексоны. Под этим названием известны производные α -аминокислот, содержащие в молекуле не менее двух метилкарбоксильных групп, связанных с алифатическими или ароматическими радикалами. Они выпускаются под различными названиями — «Селектон» в ЧССР, «Секвестрол» и «Хелатон» в Англии и США и т. д. В Советском Союзе выпускаются этилендиаминтетрауксусная кислота (ЭДТА) и ее динатриевая соль, известная под названием «Трилон Б», нитрилтриуксусная кислота («Трилон А») и ряд других. Наиболее употребительна ЭДТА.

Свойства этих соединений, обусловленные формой молекулы, называются хелатными (от греческого хела — клешня). Хелатные свойства комплексонов заключаются в том, что благодаря клешневидной форме молекулы они весьма прочно удерживают ионы металлов, и в частности магния и кальция, вокруг которых замыкаются координационные связи концевых атомов. Благодаря этой спо-

способности удерживать ионы металлов комплексоны при добавке их в воду в стехиометрических соотношениях могут совершенно исключить выпадение накипи, так как металлы остаются в растворе. И только при температуре выше 200°C , нехарактерной для испарителей, хелаты разрушаются.

К сожалению, при существующих масштабах и технологии производства комплексоны дороги (до 30 руб. за 1 кг) и дефицитны, что сдерживает распространение этого весьма эффективного метода борьбы с образованием накипи. Поэтому комплексоны используются преимущественно для растворения накипи при очистке парогенераторов, так как их расход при этом оказывается значительно меньшим, чем при постоянной добавке в испаряемую воду в количествах, пропорциональных весу потенциальной накипи.

Однако в составе импортных противонакипных присадок, предназначенных для постоянного введения в испарители, комплексоны в различных пропорциях встречаются часто.

Так, «Секвестрол» входит в Адмиралтейский состав (США), а также в состав более новой присадки Хаузмана S.

Общий недостаток всех химических методов очевиден: чтобы обеспечить повышенную растворимость накипеобразующих соединений в воде, расход химикатов должен быть связан с содержанием солей жесткости обычными стехиометрическими пропорциями и потому он оказывается слишком большим. Разработка новых физико-химических методов, при которых требуемый расход активных ингибиторов накилеобразования оказывается в 10—20 раз меньшим, чем расход реагентов при химических методах, резко сужает перспективы применения последних.

Применение фосфатов. Для водообработки в котлах широко применяются натриевые соли ортофосфорной кислоты Na_3PO_4 , Na_2HPO_4 и NaH_2PO_4 . Особенно распространен тринатрийфосфат, как наиболее дешевый и доступный. Успешное применение фосфатов натрия в котлах подсказало мысль о возможности их использования и для борьбы с накипью в испарителях. Лабораторные испытания моделей, предпринятые в начале 50-х годов (в частности, В. И. Вульфсоном) подтверждали воз-

возможность уменьшения накипеобразования в испарителях путем добавки тринатрийфосфата.

Однако натурные испытания, описанные А. С. Цыганковым [27], обнаружили значительно меньший противонакипный эффект, чем лабораторные. Объясняется это расхождением главным образом несоответствием условий опыта натурным условиям. В частности, в результате соединения фосфат-иона с кальцием выпадает нерастворимый фосфорит $\text{Ca}_2(\text{PO}_4)_3$ — белый порошок, прикипающий к поверхности нагрева и образующий вторичную накипь. Большое содержание этого шлама в рассоле способствует его интенсивному вспениванию, что приводит к засолению дистиллята. Более текучий шлам, который в котлах образуется в форме гидроксилапатита или серпентина, в испарителях почти не встречается ввиду недостаточной щелочности. Поэтому применение ортофосфатов в любом виде — в виде чистых натриевых соединений или в составе котловых антинакипинов (антидепона или противонакипина МФ) существенного влияния на образование накипи оказать не может, если температура испарения превышает 60°C .

Неудобства, связанные с технологией введения любых химических присадок, очевидны — это усложнение опреснительной установки дозирующей аппаратурой (насос, растворный бачок, контрольное устройство и трубопроводы), необходимость иметь на борту значительный запас химикатов и ежевахтенный уход за дозирующей аппаратурой. Особенно заметно эти недостатки сказываются в установках малой производительности (менее 20 т/сутки). И лишь в тех случаях, когда противонакипные присадки позволяют уменьшить отложение накипи во много раз, усложнение установки, связанное с их применением, вполне оправдано. Таковы, в частности, присадки, описанные ниже.

Физико-химические методы

В последние годы широкое применение в судовых испарителях за рубежом находят различные патентованные присадки «Хэгевап Л. П.», «Беллоид Т. Д.» и «Амеройял», которые весьма эффективно тормозят процесс накипеобразования. Их добавляют к испаряемой воде в столь малых количествах ($1\text{—}20 \text{ мг/л}$), что химические

реакции с компонентами морской воды роли не играют. Эффективность этих присадок основана на том, что благодаря большой поверхностной активности они резко изменяют условия осаждения накипеобразователей на поверхности. Поверхностно-активные вещества либо препятствуют упорядоченному росту кристаллов, либо затрудняют адгезию их на поверхности, придавая ей электрический заряд или обволакивая ее тончайшей пленкой, либо иным образом изменяют характер взаимодействия соприкасающихся тел и природу их поверхностей, в конечном счете препятствуя накипеобразованию. Ввиду того что поверхностно-активные вещества сравнительно новы в практике эксплуатации флота, ниже излагаются их основные свойства.

Поверхностно-активные вещества и составы

Свойства поверхностно-активных веществ обусловлены характерным строением их молекул, которые состоят из двух частей, противоположных по своей природе и свойствам — гидрофильной (полярной) и гидрофобной (нерастворимой).

Полярная группа — источник сильных молекулярных взаимодействий, хорошо растворимая в воде, как в наиболее полярной жидкости по отношению ко всем органическим жидкостям; вторая часть молекулы образована длинной углеводородной цепью, практически нерастворимой в воде. Гидрофильные группы адсорбируются поверхностью, углеводородная цепь располагается вне поверхности, делая ее гидрофобной. Источником поверхностной активности является углеводородная цепь: чем она длиннее, тем выше поверхностная активность.

Академик П. А. Ребиндер делит поверхностно-активные вещества по механизму действия на четыре большие группы.

К первой группе относятся вещества, поверхностно-активные на границе жидкость — газ (воздух). Они не образуют сетчатых и мицеллярных структур ни в объеме, ни в адсорбционном слое и являются низкомолекулярными веществами, истинно растворимыми в воде. Типичными представителями этой группы являются спирты.

Ко второй группе относятся вещества, поверхностно-активные на границе двух несмешивающихся жидкостей

или на твердых поверхностях раздела, но не образующие структур ни в объеме раствора, ни в поверхностных слоях. Такие вещества в самом общем виде называются диспергаторами. В водных суспензиях эта группа поверхностно-активных веществ вызывает флокуляцию (рыхлое сцепление частиц). В качестве флокулирующих реагентов эффективны поверхностно-активные полимеры (полиакриламиды), макромолекулы которых адсорбируются на различных частицах суспензии, связывая эти частицы в рыхлый агрегат и повышая скорость осаждения суспензии.

Адсорбция поверхностно-активных веществ, вызывающая гидрофобизацию твердых частиц, должна приводить к стабилизации суспензии. Сильными стабилизаторами суспензий, предотвращающими коагуляцию частиц при любом содержании твердой дисперсной фазы, являются поверхностно-активные вещества, образующие сетчатую гелеобразную структуру в адсорбционном слое и в растворе. Они относятся к третьей группе, так называемых стабилизаторов. Их гелеобразная механическая оболочка гидрофильна и является барьером против агрегатирования. Вещества этой группы, присутствующие в растворе в виде мицелл и макромолекул, являются хорошими стабилизаторами суспензий, эмульсий и пен. Но служить диспергаторами они не могут, так как размеры их велики и кинетика их адсорбции сильно замедлена.

Четвертую группу поверхностно-активных веществ образуют моющие средства. Они должны обладать всем комплексом свойств поверхностно-активных веществ первых трех групп. Моющие поверхностно-активные вещества всегда применяются в виде сложных смесей, в которые кроме поверхностно-активного агента входят стабилизаторы и электролиты.

В настоящее время ведутся интенсивные исследования возможности применения поверхностно-активных веществ — лигносульфонатов, полиакриловой кислоты и ее соединений, алкилфенолов и других — в качестве ингибиторов накинеобразования.

Л и г н о с у л ь ф о н а т ы — анионоактивные вещества являются отходами при сульфатном способе получения целлюлозы.

Лигносульфонаты обладают высокой диспергирующей способностью и другими свойствами, связанными с

поверхностной активностью. Так как лигносульфонаты препятствуют росту кристаллов, они рекомендуются для подготовки котловой питательной воды. Молекулярный вес лигносульфонатов находится в очень широких пределах — от 1000 до 20 000. Поверхностная активность их возрастает с увеличением молекулярного веса.

Полиакриловая кислота и ее соли относятся к полимерным поверхностно-активным веществам и широко применяются в качестве эмульгаторов и как компоненты различных моющих составов. Поверхностная активность возрастает с молекулярным весом и при добавке нейтральных солей. Имеются данные об успешном применении полиакриловой кислоты в качестве ингибитора накипобразования [46]. Рекомендусмая доза (5 мг/л) вводится в питательную воду на входе в испаритель. Механизм действия полиакриловой кислоты объясняется следующим образом: силы сцепления образующейся полимерной пленки с поверхностью нагрева намного больше силы сцепления накипи с пленкой; в результате слой накипи растет до определенной (небольшой) толщины и затем отваливается под действием собственной тяжести. Исходя из этого можно предположить, что первый монослой постоянен, а второй монослой восстанавливается регулярно по мере его отставания с накипью.

Применение поверхностно-активных веществ требует строгой дозировки, так как нарушение ее может вызвать эффект, противоположный ожидаемому.

Ниже рассмотрены присадки, которые применяются в качестве ингибиторов накипобразования и содержат в своем составе поверхностно-активные вещества.

Адмиралтейский состав. Адмиралтейский состав образован равными по весу частями «Беллоида Т. Д.» (натриевая соль динафтилметандисульфоновой кислоты) и «Сквестрола» (натриевая соль этилендиаминтетрауксусной кислоты). «Беллоид Т. Д.» — синтетический диспергирующий агент, который образует с водой коллоидный электролит и очень дисперсную аквазоль с дефлокулирующими свойствами. Благодаря этому соединения кальция и магния, выпадающие из пересыщенного раствора, остаются в толще рассола в виде тончайшей суспензии.

«Беллонд Т. Д.» обладает активными поверхностными свойствами и адсорбируется поверхностью металла и осажденных частиц, придавая им отрицательный заряд. Одноименность зарядов поверхности металла и осаждающихся частиц препятствует образованию накипи в пограничном слое и на поверхности металла. При этом неизбежно образуется незначительное количество вторичной накипи, но благодаря пептизирующему эффекту она оказывается непрочной и разрушается при тепловых деформациях змеевика. «Беллонд Т. Д.» эффективен при дозировке около 20 мг/л.

Второй компонент состава — «Секвестрол» имеет хелатные свойства и составляет с ионами кальция и магния стабильные хелаты, хорошо растворимые в воде. Рекомендуемая дозировка — 20 мг/л.

Модифицированный адмиралтейский состав. В 1954 г. адмиралтейский состав был испытан с антипенной добавкой. В качестве антипенной добавки была применена производная полиэтиленгликоля (пентаэтиленгликольстеарат), эффективная при дозе 5 мг/л. Механизм действия модифицированного адмиралтейского состава тот же, что и у немодифицированного. Присадка любого из этих составов не предотвращает образование накипи на чистых греющих поверхностях. Слой накипи постепенно растет в течение первых 400—500 ч, а затем не меняется, так как достигнув критической толщины, накипь отслаивается. Таким образом, здесь достигается динамическое равновесие — скорость формирования новой накипи равна скорости разрушения старой. Следует также отметить нетоксичность, некоррозионность и нелетучесть «Беллонда Т. Д.» и «Секвестрола».

Присадка Хаузмена. В отличие от всех остальных присадок эта новая присадка эффективна и в испарителях избыточного давления. В СССР она применяется на первых судах голландской постройки типа «Рембрандт». Помимо постоянного введения присадки во время работы испарителя из расчета 20—30 г на 1 т производительности, предусматривается первичное введение ее в корпус испарителя перед пуском с заполнением корпуса пресной водой. Присадка образует на змеевиках тончайшую блестящую пленку и сглаживает их поверхность, препятствуя тем самым образованию накипи. Эффективность обработки присадкой зависит от чистоты и ровности по-

верхности змеевиков (отсутствие вмятин, выступов). Принцип действия присадки основан на хелатных, коллоидных и антивспенивающих свойствах смеси танина с поверхностно-активными веществами. Срок работы испарителей избыточного давления с присадкой Хаузмена между очередными вскрытиями достигал 1200—1500 ч.

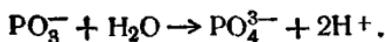
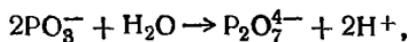
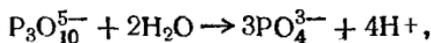
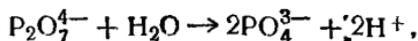
Конденсированные фосфаты

Конденсированными фосфатами называют пирофосфаты, триполифосфаты и метафосфаты.

Пиро-, триполи- и метафосфаты эффективно связывают катионы тяжелых металлов и хорошо диспергируют в водных средах различные тонко раздробленные твердые вещества. В растворе метафосфаты, по-видимому, образуют слабо разветвленные цепи, содержащие 100 и более мономерных звеньев в макромолекуле. Молекулярный вес в водных растворах постепенно уменьшается вследствие гидролиза и превращения ионов метафосфата в ионы пирофосфата.

Три основных свойства характеризуют и отличают друг от друга конденсированные фосфаты: устойчивость по отношению к гидролизу; способность связывать катионы тяжелых металлов, в частности ионы кальция и магния в жесткой воде; пептизирующая и диспергирующая способности в водных суспензиях твердых тел. Все три характеристики очень важны для выбора нужного фосфата в качестве антинакипной присадки, поэтому ниже они рассматриваются подробнее.

Гидролиз. Пирофосфаты, триполифосфаты и полиметафосфаты гидролизуются в водных растворах с образованием ортофосфатов по следующим реакциям:

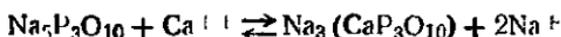


В результате гидролиза высвобождаются ионы водорода и рН раствора снижается.

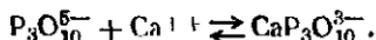
Для всех типов конденсированных фосфатов скорость гидролиза зависит от температуры, рН раствора и наличия катионов металлов. С увеличением рН и температуры скорость значительно возрастает. Что касается ионов металлов, то ионы лития, калия, аммония повышают стабильность растворов стеклообразных натриевых фосфатов, а ионы кальция и магния, которые связываются в виде комплексных анионов, снижают стабильность пиро- и триполифосфатов, особенно при высоких значениях рН.

Пирофосфаты гидролизуются медленнее триполифосфатов, последние медленнее метафосфатов. В большинстве случаев скорость гидролиза всех трех конденсированных фосфатов различается на один порядок.

Комплексообразующая способность. Комплексообразование — реакция соединения катиона тяжелого металла с анионом с образованием растворимого сложного аниона. Умягчение воды, т. е. связывание ионов кальция и магния, основано на комплексообразующих свойствах конденсированных фосфатов. Например, для триполифосфата натрия эта реакция имеет вид



или



В этом отношении триполифосфаты эффективнее пирофосфатов, а метафосфаты эффективнее триполифосфатов.

Пирофосфаты являются сильным комплексообразующим агентом для ионов магния, но не для ионов кальция. Образующийся вначале сложный анион распадается, особенно при повышенной температуре, образуя нерастворимый пирофосфат кальция.

Комплексообразующая способность фосфатов зависит от рН, температуры и присутствия других анионов в растворе: чем меньше рН и температура, тем выше комплексообразующая способность.

Диспергирующее и пептизирующее действие. Все конденсированные фосфаты исключительно сильно пептизируют и суспендируют в водной среде. Эта способность частично зависит от способности фосфатов

связывать ионы кальция и другие катионы поливалентных металлов. Такие катионы являются сильными флокулирующими агентами для отрицательно заряженных зольей. Способность конденсированных фосфатов, присутствующих в очень малых количествах, предотвращать образование накипи, по-видимому, не зависит от способности связывать ионы. Механизм этого действия пока не изучен. Ниже будет подробно описано действие фосфатов, применяемых в качестве компонентов в присадке «Хагевап Л. П.». Необходимо также отметить, что суспендирующее и пентизирующее действие конденсированных фосфатов близко во многих отношениях к соответствующим свойствам органических поверхностно-активных веществ.

Ингибирование коррозии. Некоторые фосфаты эффективно ингибируют коррозию. Так, гексаметафосфат натрия замедляет коррозионное действие воды на железо и сталь, несмотря на то, что они связывают катионы щелочноземельных металлов. По-видимому, это связано с образованием фосфатной пленки на металле и катодной поляризацией.

Антикоррозионное действие полифосфатов эффективно проявляется уже при очень низких концентрациях. Так, при содержании 1 : 50 000 полифосфаты уменьшают скорость коррозии в 10 и более раз.

Полифосфаты являются эффективными ингибиторами коррозии для оцинкованного железа, а также для железа и стали без покрытий.

Все перечисленные свойства фосфатов обусловили их применение в качестве антинакипных присадок самостоятельно и в смеси с другими компонентами. Одной из присадок является присадка «Хагевап Л. П.».

Присадка «Хагевап Л. П.». Состав этой присадки: 53% натрийтриполифосфата, 39% производных лигнинсульфоновой кислоты и 3% производной полиэтиленгликоля. Этот состав обеспечивает безнакипную работу испарителя, без применения химических и механических методов очистки, если температура греющей поверхности не превышает 120°С. Температура рассола при этом, по-видимому, не превышает 93°С [46]. Однако, по некоторым экспериментальным данным, интенсивное образование накипи происходит и при более низких температурах рассола, около 88—90°С [40]. Поэтому температура

рассола 93°С, по-видимому, справедлива только для адиабатных испарителей.

Триполифосфат натрия. Эта присадка служит ингибитором образования накипи и коррозии. Она обладает комплексообразующими свойствами, что позволяет формировать растворимые комплексы с ионами кальция и магния в жесткой воде.

Триполифосфат натрия обладает пороговым действием, т. е. при очень малых концентрациях (< 20 мг/л) замедляет осаждение кальция и магния в жесткой воде и повышает стабильность рассола.

Триполифосфат натрия, как и все конденсированные фосфаты, является диспергирующим агентом в водном растворе, дефлокулирует и пептизирует нерастворимые в воде накипеобразователи. Стабилизирующее и диспергирующее действие триполифосфата натрия объясняется слабощелочными и сильнобуферными свойствами. Рекомендуемая доза пороговой обработки ≤ 20 мг/л. Большая доза приводит к осаждению кальция, образующего нерастворимый полифосфат. При этой же концентрации триполифосфат натрия действует как ингибитор коррозии. Основным недостатком его является то, что при температуре выше 80°С в результате гидролиза он превращается в ортофосфат, реагирующий с ионами кальция с образованием нерастворимого ортофосфата кальция. Так как скорость гидролиза зависит от температуры, то в испарителе с температурой рассола выше 85—88°С безнакипной работы достигнуть не удастся [46].

Производная лигнинсульфоновой кислоты действует в большинстве случаев как коллоид и поверхностно-активное вещество. Она образует суспензию, которая обволакивает выпадающие в осадок частицы и металлические поверхности, создает жидкий шлам, нарушает рост кристаллов, замедляет коррозию. Рекомендуемая дозировка — 20 мг/л. Производная полиэтиленгликоля применяется в этом составе как антивспенивающее средство. Дозировка при температуре 120°С и трехкратном упаривании 30 мг/л.

Имеются данные [40], что при температуре рассола приблизительно 90°С и выше скорость образования накипи была большей, чем без присадки. Более эффективными оказались присадки на основе кукурузного крахмала.

Гексаметафосфат натрия (NaPO_3)₆ успешно испытан И. Н. Каменской (ЦНИИМФ) в вакуумных испарителях с температурой кипения до 50—55°C и рекомендован как основная часть комплексной противонакипной присадки в смеси с дубильным экстрактом. Гексаметафосфат и триполифосфат весьма близки по эффективности.

* *

*

В заключение можно сделать следующие выводы:

1. Для предотвращения накипеобразования наиболее эффективны и удобны в применении физико-химические методы.

Вода, полученная в опреснителях с применением физико-химических методов борьбы с накипью, используется также и в качестве питьевой, поскольку возможное содержание реагентов во вторичном паре и дистилляте весьма мало.

Объясняется это тем, что все упомянутые соединения нелетучи и в рассоле находятся на поверхности относительно крупных и малоподвижных диспергированных частиц накипи, что исключает их попадание во вторичный пар. В конденсатор они могут попадать лишь с хлопьями пены, но ее образование исключено, так как в состав каждой физико-химической присадки входят противопенные компоненты;

при отсутствии противопенных компонентов в случае попадания пены в конденсатор опресненная вода становится непригодной для питья прежде всего из-за повышенной ее солености, и во всех современных опреснителях она автоматически перепускается в льяла или обратно в опреснитель. Если же ее соленость находится в допустимых пределах (обычно менее 40 мг/л), то случайное повышение дозы, например конденсированных фосфатов, в опресненной воде будет связано с ее соленостью тем же соотношением, которое существует в испаряемой воде, где оно не превышает 1 : 1800 (см. рекомендации по дозировке фосфатов). Следовательно, при содержании хлоридов в опресненной воде 40 мг/л наибольшее содержание фосфатов будет равно всего 0,022 мг/л. При столь малых дозах никакого привкуса названные соединения придать воде не могут. К тому же ни одно из них не токсично.

2. Опыт успешной эксплуатации испарителей на судах типа «Рембрандт» подтверждает перспективность

применения поверхностно-активных веществ в качестве противонакипных присадок.

3. Наиболее разностороннее действие оказывают фосфаты, которые изучены недостаточно. Перспективны фосфаты в комбинации с кукурузным крахмалом и поверхностно-активными веществами.

Для широкого внедрения этих методов необходима разработка отечественных марок противонакипных присадок и организация их производства.

ОЧИСТКА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ОТ НАКИПИ

Наиболее трудоемкой операцией в практике эксплуатации опреснителей была и остается очистка их поверхностей нагрева от накипи, необходимость которой в старых опреснителях возникала через каждые 5—10 суток работы. Очистка производилась, как правило, вручную с разборкой нагревательной батареи, что в свою очередь занимало больше времени, чем непосредственно очистка. Лишь позднее с внедрением химических растворителей накипи и удлинением периодов между чистками, а также благодаря применению описанных выше мер уменьшения отложения накипи, очистка опреснителей упростилась. Этому в значительной степени способствовало накопление опыта эксплуатации и изучение свойств накипи. В настоящее время ввиду многообразия типов опреснителей на флоте используются все методы — от самых примитивных до наиболее совершенных.

Методам очистки с остановкой опреснителя предшествует ряд конструктивных и эксплуатационных мер, способствующих так называемому самоочищению поверхностей нагрева в процессе их работы. Самоочищение — частичное отделение накипи с поверхностей нагрева вследствие разности тепловых расширений материала нагревательных элементов и слоя накипи, а также вследствие жесткости и хрупкости значительных по толщине слоев накипи, отделяющихся при деформациях нагревательных элементов.

Конструкции нагревательных элементов, очищающихся при упругих деформациях, которые возникают вследствие колебаний давления пара, были описаны выше. Здесь рассмотрим тепловые деформации, обусловленные значительной разницей температур между слоем накипи

и металлом. Такой способ удаления накипи можно назвать термомеханическим, он также известен под устаревшим названием «холодный душ». Суть его заключается в нагревании змеевиков опорожненного испарителя и последующем быстром охлаждении их холодной водой. В старых конструкциях вода подавалась через распылители, расположенные над батареей змеевиков, отсюда этот метод очистки и получил свое название. Практика, однако, показала, что для достижения наиболее эффективного самоочищения змеевиков необходимо быстрое заполнение водой всего водяного пространства с одновременным прекращением подачи пара в змеевики. С этой целью современные испарители снабжаются патрубком для подвода холодной воды, площадь сечения которого должна быть в 1,5–2 раза больше, чем питающего патрубка. Эта операция более правильно называется холодным заполнением.

В результате двух-трехкратного заполнения змеевики очищаются на 30–35%, причем отлетают наиболее толстые слои накипи. Поскольку при холодном заполнении испаритель избыточного давления выводится из действия не более чем на 10–15 мин, эту операцию целесообразно производить при каждой смене вахт. Попутно гарантируется полное продувание испарителя, и таким образом исключается повышенная соленость рассола, которая при неконтролируемом продувании может привести к ускоренному образованию накипи.

В вакуумных опреснителях остановка испарителя оказывается более продолжительной — не менее 0,5 ч в связи со значительной потерей времени на создание вакуума. Так, испарители ИВС-39 подвергаются двух-трехкратному холодному заполнению через двое суток, причем выводятся из действия на 2–3 ч. Инструкции предусматривают ежедневное проведение подобных операций для большинства испарителей, работающих при умеренном вакууме. Попутно отметим, что самоочищение под действием разности температур почти невозможно в водотрубных нагревательных батареях, в которых накипь не может отделиться внутрь трубы. Здесь слой накипи сжимается трубкой при ее охлаждении и отслаивания не происходит. Снаружи трубок, особенно длинных, накипь отделяется часто даже без специальных мер, например при остановке и пуске, а также вследствие вибрации.

Значительно более полное очищение, до 50% поверхности, достигается в том случае, когда охлаждающая вода подается внутрь нагретых змеевиков. Для этого в коллектор греющего пара подводят трубопровод диаметром около 25—30 мм, соединенный с насосом для подпитки теплого ящика. Как и при холодном заполнении, испаритель опорожняется, затем в течение 1—2 мин производится подсушка змеевиков, греющий пар закрывают и одновременно открывают подачу холодной котельной воды в коллектор. Проходя по змеевикам, вода охлаждает их и, благодаря высокой теплопроводности меди, они сокращаются значительно быстрее, чем слой накипи. В результате слой накипи отстает от змеевика и значительная часть отколовшихся кусков отваливается. Подача воды продолжается 2—3 мин. Такой метод очистки, называемый холодным продуванием, предложен доцентом В. Ф. Коваленко и хорошо себя зарекомендовал на судах Мурманского тралового флота и Черноморского пароходства.

Лучше всего при тепловых деформациях очищается накипь, образующаяся при повышенных концентрациях рассола (8—10%). Однако эксплуатация испарителя в этих условиях требует тщательного контроля за соленостью рассола, так как малейшее ее превышение ведет к интенсивному отложению сульфатной накипи. Самоочищение значительно улучшается также после длительной промывки змеевиков холодной морской водой, так как она частично растворяет накипь. Особенно хорошо растворяется углекислый кальций, входящий в состав накипи. Поэтому после промывки в течение нескольких часов в накипи образуются микроскопические поры, заполненные водой. Если в змеевики с такой накипью подать пар давлением 3—4 кг/см², то вследствие резкого парообразования внутри накипи происходит ее частичное разрушение и отслаивание. Такой метод улучшения самоочищаемости змеевиков был предложен и внедрен старшим кочегаром БМРТ «Радицев» В. Ф. Гаштаугасом в 1964 г. График изменения производительности опреснителей ИЕР-7, на которых была применена эта промывка, приведен на рис. 65.

Как видно из графика, каждый час промывки позволяет повысить производительность испарителя примерно на 1%. При таком режиме испаритель работает без

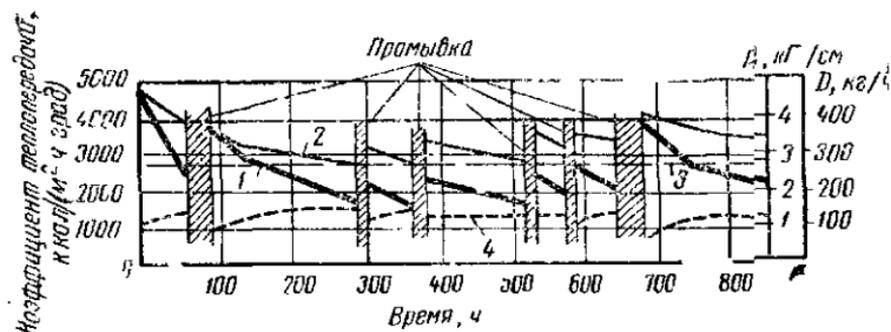


Рис. 65. Показатели работы испарителя ИЕР-7 (БМРТ «Радишев») с промывкой морской водой при остановках:

1 — коэффициент теплопередачи; 2 — производительность фактическая; 3 — производительность паспортная, 4 — давление греющего пара.

вскрытия 700—800 ч. Промывка производится во время каждой вынужденной и преднамеренной остановки опреснителя. Для промывки испаритель заполняется заборной водой, которая постоянно в количестве 100—200 л/ч пропускается через пробный краник или через краник продувания водоуказательного стекла. Скорость растворения накипи увеличивается, если ее омывает вода, насыщенная углекислотой. Поэтому через морскую воду, применяемую для промывки испарителя, целесообразно пропускать выхлопные газы дизелей или уходящие газы котла, если они не загрязнены несгоревшим топливом.

После трех-четырёх недель работы испарителя с периодическим холодным заполнением или холодным продуванием нижние змеевики почти полностью забиваются отвалившимися кусками накипи, затрудняющими циркуляцию воды. Во избежание этого современные испарители снабжаются наклонным днищем и лёгкосъемным боковым лючком, через который отвалившуюся накипь можно периодически выгребать, не вскрывая крышки испарителя.

Необходимо отметить, что растворение морской водой происходит значительно быстрее в слабонапряженных испарителях, так как накипь в них менее плотная. Поэтому чем глубже вакуум, с которым работают испарители, тем больший эффект может дать промывка холодной водой.

Интересная модификация этого метода с успехом

внедрена в глубоковакуумных испарителях «Атлас» на плавбазе «Балтийская слава» котельным механиком А. М. Кондратенко. Суть его заключается в том, что через парообразующие трубки, покрытые накипью, пропускается холодная морская вода в больших количествах при предельно глубоком вакууме, достижимом при бездействующем испарителе (около 97—98% в зависимости от температуры заборной воды и герметичности арматуры). Примерно через сутки такой промывки трубки оказываются чистыми, причем накипь отлетает чешуйками, хотя смены температур при такой промывке не происходит. Кроме того, отметим, что в этой конструкции накипь находится внутри трубок, так что обычное холодное заполнение со сменой температур здесь заметного эффекта дать не может. Кстати, оно и не допускается ввиду жесткости батареи. По-видимому, при глубоком вакууме эффект очистки усиливается в результате расширения воздуха и газов, падающих в порах накипи.

Однако описанные выше методы интенсификации самоочистения (за исключением последнего, при котором происходит не самоочистение, а растворение накипи) лишь удлиняют период работы между чистками, но не снимают проблемы очистки батареи.

В испарителях избыточного давления, как правило, очистка производится вручную. Химическое растворение накипи в них затрудняется тем, что в ее состав входят значительные количества сульфата кальция, который более или менее эффективно растворяется лишь соляной кислотой. Однако количество накипи в этих испарителях столь велико, что расход реактивов для химической очистки был бы неоправданно большим, поэтому такой метод неудобен.

Для облегчения очистки в состав многих патентованных противонакипных присадок вводятся такие сложные органические соединения, как натрийдинафтилметандисульфат, разрыхляющие слой накипи и снижающие ее прочность и сцепление с металлом, но при этом резко снижается теплопроводность накипи, поэтому польза подобных присадок сомнительна.

Конструкция змеевиковых батарей, наиболее характерная для испарителей избыточного давления, как правило, не допускает механической очистки. В редких случаях механическая очистка с помощью ручной дрели с

длиным перовым сверлом может быть применена лишь в водотрубных испарителях с прямыми трубками.

Ручная очистка обычно производится обстукиванием змеевиков деревянным молотком. Металлические молотки допустимы только малого веса (не более 200 г), так как при ударах тяжелыми молотками на змеевиках образуются вмятины, из которых при последующих очистках удалить накипь можно только с помощью зубила. При этом неизбежно и повреждение змеевика. Смятые змеевики не пропускают необходимого количества пара и конденсата, и производительность испарителя с такими змеевиками падает. Поэтому работа по ручной очистке змеевиков может быть поручена лишь достаточно опытным лицам, понимающим все последствия неосторожного обращения со змеевиками. Не может быть рекомендовано также и прокаливание змеевиков паяльными лампами из-за возможного пережога трубок и возникновения значительных тепловых напряжений.

Химическая очистка (растворение накипи) — является наиболее прогрессивным методом. Она не только сокращает затраты труда и времени, но главное позволяет применить в испарителях неразборные нагревательные батареи с весьма плотными пучками трубок малого диаметра. Благодаря этому уменьшаются размеры и стоимость испарителя, увеличивается коэффициент теплопередачи и упрощается конструкция испарителя. Все современные конструкции судовых опреснителей рассчитаны только на химическую очистку. Для большинства из них необходимость в очистке возникает не чаще чем 2—3 раза в год. На судне достаточно иметь запас растворителя накипи не более, чем на однократную очистку, т. е. не более 50—80 кг, что не составляет проблемы хранения и транспортировки.

Для химической очистки опреснитель в верхней части должен быть снабжен клапаном или заглушкой для заливки раствора, а также перепускной трубой на рассольной магистрали для рециркуляции растворителя, ускоряющей процесс.

Специальные баки и трубопроводы для приготовления и заливки раствора прилагаются лишь к крупным опреснителям, рассчитанным на кислотную очистку. Подбор растворителя необходимо производить прежде всего с учетом состава накипи. В испарителях промышленного

флота возможны две категории накипи — карбонатная в глубоковакуумных и сульфатно-магнезиальная в испарителях избыточного давления. Первая хорошо растворяется всеми слабыми кислотами и их кислыми солями. Разумеется, она растворяется и сильными кислотами, но в их применении нет особой необходимости. Вторая растворяется достаточно хорошо соляной кислотой и комплексонами, а также лимонной и сульфаминовой кислотами, которым до некоторой степени также присущи хелатные свойства. При прочих равных условиях лучше растворяется накипь рыхлая и пористая, хуже — плотная, образующаяся при большой тепловой напряженности.

Скорость растворения возрастает при увеличении температуры, уровень которой поддерживают около $90-95^{\circ}\text{C}$ во избежание выплескивания раствора при закипании вследствие случайного перегрева. Однако далеко не все растворители рассчитаны на высокую температуру. К тому же антикоррозионные пластические покрытия в таких испарителях не выдерживают температуры выше 70°C . Для многих растворителей повышенные температуры противопоказаны ввиду их коррозионной агрессивности. Под действием таких растворителей, как сильные кислоты, с увеличением температуры скорость коррозии растет быстрее, чем скорость растворения, и поэтому они используются при обычной температуре в помещении опреснителей ($18-25^{\circ}\text{C}$).

В состав патентованных растворителей для ускорения процесса включены так называемые диспергаторы — поверхностно-активные вещества, обладающие хорошей смачивающей способностью и способствующие проникновению растворителя в мельчайшие трещины и поры в накипи.

Полное растворение накипи на поверхностях нагрева, как правило, необязательно — достаточно разрыхленные остатки разрушенного слоя легко смываются струей воды. Если интенсивная циркуляция раствора обеспечена, то частицы накипи смываются раствором и скапливаются в застойных зонах, откуда могут быть удалены струей воды из планга.

Общие технические требования к растворителям накипи:

растворители должны быть безопасными в обращении

нии или, в крайнем случае, безопасность их применения должна обеспечиваться обычными средствами охраны труда — резиновыми перчатками, передниками, защитными очками (по возможности без респираторов);

растворители не должны вызывать тяжелых последствий в случае повреждения тары или упаковки, что в условиях качки на судне вполне вероятно. В этом смысле наилучшими следует признать сухие порошкообразные или гранулированные растворители, наихудшими — жидкие;

в процессе хранения при температурах до 40—45°С растворители не должны разлагаться, впитывать атмосферную влагу или улетучиваться;

скорость коррозии при растворении накипи должна быть настолько малой, чтобы на протяжении всего периода эксплуатации опреснителя (20—25 лет) запас прочности не был нарушен;

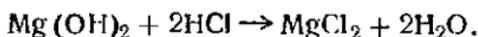
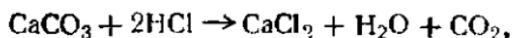
должна быть обеспечена возможность контроля за ходом реакции растворения;

время растворения не должно превышать времени ручной очистки и всех сопутствующих операций, т. е. 5—6 ч;

стоимость реактива не должна превышать стоимости труда при ручной очистке.

Полностью удовлетворить этим требованиям могут только специально подобранные составы. Они выпускаются в твердом гранулированном виде, удобном для хранения и использования. Основу этих препаратов составляют органические кислоты, в частности сульфаминовая, с некоторыми пассивирующими добавками. Для того чтобы судить о ходе растворения накипи, в состав препаратов включаются индикаторы, которые придают раствору тот или иной цвет в зависимости от избытка или недостатка раствора, а также от наличия нерастворенной накипи.

Отечественная химическая промышленность растворителей накипи для испарителей не выпускает. В случаях крайней необходимости в качестве растворителя используют 5—6%-ную ингибированную техническую соляную кислоту. Растворение идет по реакциям:



При использовании соляной кислоты должны соблюдаться все предосторожности, необходимые при употреблении сильных кислот, кроме того, требуется тщательная нейтрализация и промывка внутренних полостей опреснителя во избежание их коррозии. С этой же целью должна быть снята и арматура, которая в противном случае повреждается парами кислоты. Хранение соляной кислоты на судне более чем нежелательно.

Предпринятая нами проверка показала, что и 1%-ный раствор соляной кислоты обеспечивает достаточную скорость растворения — образец накипи толщиной около 1 мм растворялся за 15—20 мин. при комнатной температуре. Поэтому при достаточной емкости водяного пространства использовать более концентрированную соляную кислоту нет необходимости. В качестве замедлителей коррозии (ингибиторов) при кислотной очистке применяют уротропин (гексаметиленetetрамин), формалин (формальдегид), полиамины, столярный клей и синтетические ингибиторы ПБ-5, ПБ-8 и др. Их концентрация в растворе должна составлять 0,1—0,5%.

Удобным и эффективным растворителем зарекомендовала себя лимонная кислота, широко применяемая для рассматриваемой цели в ВМФ США. Опытная проверка этого метода на БМРТ «Радищев», проведенная автором в 1964 г., показала его высокую эффективность, сочетающуюся с простотой и абсолютной безопасностью. Кипячение в испарителе 3%-ного раствора лимонной кислоты в течение 2 ч позволяет растворить слой накипи толщиной до 3 мм. При меньшей толщине накипи рекомендуется соответственно меньшая концентрация раствора. Однако высокая стоимость лимонной кислоты не позволяет рассчитывать на массовое ее применение в ближайшем будущем.

Значительно более дешевая уксусная кислота неудобна для этой цели тем, что при ее использовании по судну разносится неприятный запах уксуса. Кроме того, необходимая продолжительность кипячения в 3—4 раза больше, чем при использовании лимонной кислоты. Хранить на судне необходимые запасы жидкой уксусной кислоты, поставляемой в стеклянной таре, также небезопасно, особенно при сильной качке.

Более удобно применение 7—10%-ного раствора уксуснокислого аммония, рекомендованное А. В. Степапо-

вым (ЦИИМФ). Он представляет собой кристаллический порошок, безопасный в обращении и достаточно дешевый. Недостаток его — невысокая скорость растворения, меньшая, чем уксусной кислоты. В качестве ингибитора коррозии рекомендован солянокислый гидразин, добавляемый в раствор в количестве около $\frac{1}{20}$ веса аммония. При температуре около $90-95^{\circ}\text{C}$ этот состав за 4—5 ч растворяет накипь, образующуюся в испарителе ИВС-3 за 10—12 суток его работы.

Хорошим растворителем, полностью удовлетворяющим всем перечисленным требованиям (кроме последнего), является «Трилон Б» (натриевая соль этилендиаминтетрауксусной кислоты). Единственным препятствием к его широкому применению остается весьма высокая стоимость — 20 руб. за 1 кг.

По данным наших сравнительных испытаний, результаты которых приведены в табл. 17, эффективным растворителем зарекомендовала себя сульфаминовая кислота — бесцветное кристаллическое вещество, хорошо растворимое в воде, с сильно выраженными кислотными свойствами. Она негигроскопична, нелетуча и нетоксична, а ее расход оказывается наименьшим, что оправдывает ее применение, несмотря на сравнительно высокую цену.

Наибольший практический интерес представляет растворение карбонатной накипи в глубоковакуумных испарителях, так как именно они не рассчитаны на ручную очистку. В связи с этим в табл. 17 приведены данные о времени ее растворения при температурах 20 и 100°C для ряда химикатов, выпускаемых нашей промышленностью, а также для ряда импортных. Из последних наиболее эффективным растворителем зарекомендовал себя препарат П-400*. Лимонная и уксусная кислоты при 5%-ной концентрации обладают практически одинаковой скоростью растворения, вполне приемлемой для судовых условий.

Действие ряда растворителей на металлы, наиболее характерные для вакуумных испарителей — латунь и сталь — показано в табл. 18 (продолжительность действия 120 ч, температура 20°C).

* Свойства патентованных растворителей накипи — меньшая эффективность при повышенных температурах, вспенивание и выпадение хлопьев из раствора при его кипячении сходны со свойствами сульфаминовой кислоты. Это свидетельствует о том, что последняя является основой этих растворителей.

Растворитель	Температура, °С	Карбонатная накипь			Сульфатно-магнезальная накипь			Примечание
		время полного растворения, ч	расход растворителя на 1 кг накипи, кг	стоимость растворителя на 1 кг накипи, руб.	время полного растворения, ч	расход растворителя на 1 кг накипи, кг	стоимость растворителя на 1 кг накипи, руб.	
Лимонная кислота 5%-ная	100	2—3	1,9—3,6	12—20	8—12	15—18	90—120	—
„Трилон Б* 5%-ный . . .	100	2—2,5	3,1—4,0	100—110	7—8	8—9	200—250	—
То же	20	24—30	25—30	700—850	—	—	—	—
Сульфаминовая кислота, 5%-ная	100	2,5—3	2,5—2,8	—	7—10	15—16	—	Вспенивается*
То же	20	8—12	2,0—2,3	—	24	25	—	—
Уксуснокислый аммоний 5%-ный	100	8—12	6—7	5,0	18—24	14—15	10	—
Уксусная кислота 5%-ная	100	0,5—0,8	2	1,6	12—16	25—30	20—24	—
Уксусная кислота 3%-ная	20	3—4	10	8,5	—	—	—	—
Соляная кислота 1%-ная	100	2—3	0,5	0,05	3—4	0,7—0,8	0,08	—
» » 2%-ная	100	1,5—1,0	0,6	0,06	2,5—3	1,0	0,10	—
» » 5%-ная	100	1,5—2	0,7	0,07	3,5—4	1,8	0,17	—
» » 3%-ная	20		2,5		70	10	0,95	—
ДАК, 5%-ный	20	1,2	2,5	6—8*	5—6	20—24		Вспенивается*
Н-400, 5%-ный	20	1,2	2,5	5—6*	48	25	50—60*	—
» »	100	4,0	5,8	12—14*	4—5	25	50—60*	Сильно вспенивается

* Стоимость в шведских кронах, пересчитанная в рубли по официальному курсу.

Таблица 18

Растворитель	Материал пластин	Вес пластин, г	Убыль веса		Скорость коррозии, мг/(м ² ·ч)
			г	%	
Лимонная кислота, 5%-ная	Латунь	2,5024	0,0051	0,20	83
	Сталь	0,7370	0,074	10,04	1530
Уксусная кислота, 5%-ная	Латунь	2,2563	0,0027	0,12	45
	Сталь	0,6319	0,0344	5,45	750
Трилон Б, 5%-ный	Латунь	2,3700	0,0014	0,06	23
	Сталь	0,7320	0,0190	2,60	400
Н-400, 10%-ный	Латунь	2,3806	0	0	0
	Сталь	0,7590	0,1620	21,3	3330
ПАК, 10%-ный	Латунь	2,3952	0	0	0
	Сталь	0,9682	0,0152	1,57	317

Из табл. 18 видно, что и патентованные растворители в коррозионном отношении представляют опасность, а такой растворитель, как Н-400, по отношению к стали значительно более агрессивен, чем, например, уксусная кислота. Однако по отношению к латуни он нейтрален и поэтому может быть рекомендован для применения без тассиваторов или ингибиторов в испарителях с надежными антикоррозионными покрытиями стальных поверхностей.

Для практического использования представляют интерес не только технические, но и экономические характеристики рассматриваемых растворителей и, в частности, стоимость реагентов, необходимых для растворения 1 кг накипи¹. Пренебрегая стоимостью ингибиторов и расходом тепла на подогрев, можно считать, что стоимость очистки 1 кг накипи равна стоимости эквивалентного количества растворителя (см. табл. 16). Исключая «Трилон Б» ввиду дороговизны и дефицитности, а уксусную кислоту — ввиду неудобства использования, можем по данным табл. 16 считать, что стоимость растворения 1 кг карбонатной накипи находится в пределах 5—10 руб.

Определим для примера годовые расходы на химическую очистку опреснителя «Эврика» производительностью

¹ Чтобы смыть частично разрушенный слой накипи, достаточно 50—60% того количества растворителя, которое необходимо для полного ее растворения.

50 т/сутки. На основе опыта эксплуатации этих опреснителей две очистки в год можно считать достаточными. Толщина слоя накипи, удаляемой при каждой очистке, достигает 0,6—0,8 мм. Отсюда вес накипи, подлежащей удалению со всех поверхностей (около 22 м²), равен 30 кг.

Принимая в качестве растворителя лимонную кислоту, расход которой на 1 кг накипи равен 1,8 кг, определяем, что на одну очистку расходуется 54 кг кислоты стоимостью 300 руб., или за год 600 руб. Наиболее полно эту цифру можно оценить, лишь отнеся ее к годовой производительности опреснителя, которая в рассматриваемом случае составляет 7500 т. Отсюда доля расходов по очистке в себестоимости опресненной воды составит лишь 8 коп. на 1 т при использовании даже такого дорогого растворителя, как лимонная кислота.

По этому примеру можно судить, что для испарителей избыточного давления, которые требуют очистки через каждые 10—12 суток работы, или около 20 раз в год, химическое растворение накипи увеличило бы расходы на химикаты в 10 раз. Поэтому внедрение в практику мероприятий по улучшению самоочищения змеевиков, в частности за счет холодного их продувания и частичного растворения накипи морской водой, остается актуальной задачей, имеющей не только техническое, но и экономическое значение.

Техника растворения накипи любым из упомянутых составов достаточно проста и заключается в следующем. Приготавливают необходимый объем растворителя с ингибитором коррозии нужной концентрации — обычно отдельными порциями в небольшом бачке, в который вместе с растворителем заливается пресная вода. При разведении соляной или серной кислоты сначала заливается вода, а затем кислота. Количество ингибитора должно составлять 10—12% от веса растворителя. Патентованные растворители, как правило, в добавке ингибиторов не нуждаются.

Испаритель заполняют растворителем до верха парового сепаратора, с тем чтобы его поверхности также были очищены от накипи. В общем случае объем растворителя должен быть пропорционален толщине слоя накипи на трубках и определяется в соответствии с инструкцией. Во

всяком случае греющая батарея должна быть покрыта растворителем полностью.

В случае применения соляной кислоты снимают всю арматуру и на ее место устанавливают заглушки. Клапан (или заглушка) в верхней части корпуса должен быть открыт для выпуска выделяющихся при растворении газов. Обычный компонент газов — углекислота. В помещении, где стоят испарители, включается вентиляция.

Открывают паровой или водяной клапан для обогрева трубок и устанавливают температуру, рекомендованную для данного растворителя. Во избежание его кипения и выплескивания она во всех случаях не должна превышать $95\text{--}98^\circ\text{C}$. По достижении этой температуры обогрев включается, а затем через $20\text{--}40$ мин по мере остывания периодически включается на $5\text{--}10$ мин.

Для циркуляции растворителя включается рассольный насос. При этом, естественно, отливной клапан должен быть закрыт, а клапан рециркуляции — открыт полностью. При невозможности организовать рециркуляцию рекомендуется подвести в испаритель сжатый воздух для барботажа.

Периодически, ориентировочно через каждые полчаса, отбирают пробу растворителя для определения водородного показателя. Последний с достаточной степенью точности определяется с помощью индикаторной бумаги. При использовании патентованных растворителей следят за изменением их цвета.

Мутная проба растворителя во всех случаях свидетельствует о нормальном ходе процесса растворения. Красно-бурый цвет пробы свидетельствует об интенсивной коррозии чугуновых или стальных поверхностей. В этом случае нужно слить растворитель и заменить его менее концентрированным, увеличив одновременно дозу пассиватора или ингибитора коррозии.

Судить об окончании растворения накипи (обычно через $2\text{--}4$ ч) можно по тому, что повышение рН раствора (во всех случаях необходимо чтобы $\text{pH} < 7$) прекращается. Если же $\text{pH} > 7$, то это может свидетельствовать как об окончании процесса растворения, так и о нехватке растворителя. В этом случае нужно добавить кислоты, добиться снижения $\text{pH} < 7$ и следить далее за его повышением.

Об окончании растворения свидетельствует также прекращение выхода газов и пены из воздушного краника или отверстия.

Очистка соляной кислотой во избежание интенсивной коррозии производится при комнатной температуре раствора.

По окончании растворения сливают раствор в баки для нейтрализации. Если чистка производится в открытом море, раствор можно слить за борт без нейтрализации.

Сразу же после слива раствора заполняют опреснитель пресной водой и добавляют в нее щелочь для нейтрализации всех поверхностей пароводяного объема. Количество щелочи должно быть достаточно для доведения рН до 7,5—8.

Сливают щелочной раствор, открывают все люки и горловины и струей морской воды из шланга смывают остатки накипи и тщательно прополаскивают все поверхности. Закрывают люки, ставят на место арматуру, заполняют испаритель морской водой и один-два раза меняют ее. До включения испарителя в работу он должен быть заполнен морской или пресной водой.

**ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ
ДЛЯ ПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА**

**СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ СПОСОБОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ПРОМЫСЛОВЫХ СУДОВ ПРЕСНОЙ ВОДОЙ**

В настоящее время используются различные способы водоснабжения судов на промысле — доставка воды с берега, опреснение непосредственно на промысловых судах и опреснение на относительно крупных судах, обслуживающих промысел, — на плавбазах, транспортных и производственных рефрижераторах с последующей передачей добывающим судам.

Всесторонняя оценка этих способов необходима для обоснованного решения проблемы водоснабжения на строящихся, модернизируемых и заказываемых судах.

Доставка воды на промысел танкерами была основным способом водоснабжения в первые годы освоения экспедиционной добычи рыбы в удаленных районах, так как большинство судов в составе экспедиции не имело ни достаточных запасов пресной воды, ни современных опреснителей. Это наиболее простой и вместе с тем и наименее экономичный способ, так как эксплуатация танкеров-водолеев в условиях промысла мало эффективна из-за больших потерь времени на раздачу воды мелкими партиями (по 30—40 т) на каждое судно. Поэтому каждый танкер в течение года совершает не более шести рейсов при доставке воды из отечественных портов и не более 12 — из ближайших иностранных портов. В соответствии с высокими эксплуатационными расходами танкеров себестоимость доставки воды и топлива в Западном бассейне достигает в зависимости от расстояния 14—50 руб. за 1 т (табл. 19) ¹.

В результате цена воды на промыслах достигает величин того же порядка, что и цена топлива.

¹ Временные тарифы 1963 г.

Таблица 19

Район промысла	Стоимость доставки, руб. за 1 т	
	пресной воды	топлива
Балтийское море	—	13,5
Северное море (мыс Скаген)	14,1	18,4
Ирландское море, пролив Ла-Манш, Норвежское море	14,8	21,6
Гренландское море (о. Ин-Майен)	15,7	23,6
Большая Ньюфаундлендская банка, п-ов Лабрадор	17,4	32,7
Банка Джорджес, банка Сейбл	18,3	38,3
Мыс Кап-Блан, Дакар	18,3	27,0
Гвинейский залив	23,8	31,9
Юго-восточная Атлантика (южно-африканское побережье)	26,5	38,0
Юго-западная Атлантика* (Патагонский шельф)	35,0	50,0

* Тариф 1966 г.

Но еще более значительными оказываются убытки вследствие потерь промыслового времени на приемку воды. Поскольку приемка воды через шланги возможна лишь при относительно малом волнении, то непосредственно в месте промысла она не производится, и танкер вынужден раздавать воду в ближайших укрытых от ветра и волнения пунктах. Переход в эти пункты, операции по швартовке или заводке бакштага, шлангов, непосредственно приемка воды, обратные операции и переходы занимают от 6 до 12 ч. И если судно совершает такие подходы ежемесячно, то потери промыслового времени в течение года достигают 4—6 суток только в связи с приемкой пресной воды. При этом убытки от недолова за каждые сутки составляют, например по судам типа БМРТ, 25—30 тыс. руб., что значительно превышает и без того высокие затраты на доставку воды. Потери промыслового времени удастся несколько сократить при совмещении приемки воды со сдачей рыбы на базу и с приемкой топлива.

Однако большинство баз, особенно старых, не обеспечены запасами воды даже для собственных нужд и в свою очередь принимают на промысле воду от танкеров,

которые на определенное время занимают борт плавбазы и мешают выполнению основных ее функций. В результате промысловые суда теряют время не на приемку воды, а на ожидание своей очереди у борта плавбазы.

Недостатком рассматриваемого метода является также и то, что при длительной транспортировке пресной воды вкусовые качества и бактериологическая стерильность ее ухудшаются.

Доставка воды плавбазами не имеет принципиальных преимуществ по сравнению с доставкой танкерами и непрерывно сокращается.

Что касается такого способа снижения расходов на перевозку воды, как доставка ее из ближайших иностранных портов, то следует иметь в виду, что при некотором увеличении оборачиваемости танкеров он сопряжен с дополнительными инвалютными расходами на покупку воды, а также на портовые и лоцманские сборы. Эти инвалютные расходы составляют в среднем 1 доллар на 1 т воды. В связи с большой удаленностью промыслов доставка воды из иностранных портов за последние годы увеличилась и стала основным вариантом доставки, причем ее стоимость, не включая инвалютных расходов, составляет 14—20 руб. за 1 т. Это значительно меньше, чем при доставке из отечественных портов, но при всех условиях в несколько раз больше, чем стоимость опреснения.

В настоящее время в связи с развитием техники опреснения, количество доставляемой воды не превышает $\frac{1}{3}$ общего ее расхода на промыслах. Существенное уменьшение этой доли в ближайшие годы возможно лишь при условии внедрения на судах установок для кондиционирования опресненной воды (минерализаторов и стерилизаторов).

Снабжение водой, опресненной на плавбазах или транспортных, а также производственных рефрижераторах, является, безусловно, более прогрессивным методом, чем доставка воды с берега. Эта форма снабжения находит все более широкое применение в последние годы в связи с появлением в составе флота новых плавбаз типа «Рыбацкая слава» и «Спасск», транспортных рефрижераторов типа «Прибой» и некоторых других с мощными опреснительными установками. Каждое из этих судов вырабатывает за рейс до 8000 т воды и около половины этого количества выдает на обслуживаемые

суда. К основным преимуществам этого метода относятся: возможность совместить передачу воды с основными грузовыми операциями (с приемкой рыбы);

возможность добиться высокой экономичности опреснителей путем многоступенчатого испарения и включения их в магистраль отбора пара от турбогенераторов. Себестоимость воды при этом может быть доведена до 60—80 коп. за 1 т;

более благоприятные, чем на малых судах, возможности кондиционирования опресненной воды для придания ей необходимых вкусовых и гигиенических качеств.

Однако такое решение проблемы водоснабжения можно считать наилучшим только для малых судов, работающих в непосредственной близости от базы, например для туноботов или добывающих судов типа «Надежда» (рыбобазы «Восток»). Во всех других случаях, когда промысловое судно должно принимать запасы опресненной воды на срок более 5—10 суток, оно теряет значительную часть грузоподъемности и поэтому более эффективным оказывается опреснение непосредственно на промысловом (добывающем) судне.

На судах, где суточный расход воды не превышает 1 т, установка дистилляционных опреснителей невозможна¹, поэтому запас воды приходится принимать от плавбазы на весь срок их автономной работы. Однако такие суда имеют небольшие размеры и по условиям безопасности мореплавания не должны удаляться от базы на сколько-нибудь значительные расстояния, препятствующие пополнению запасов.

При установке крупных опреснителей на транспортных рефрижераторах амортизационные расходы на опреснение увеличиваются из-за сравнительно малого времени нахождения на промысле и преобладания ходового времени, когда опреснитель практически не загружен. Поэтому при прочих равных с плавбазами условиях себестоимость воды, опресненной на транспортных рефрижераторах, оказывается выше, чем опресненной на плавбазах. Поэтому и суда, обслуживаемые транспортными рефрижераторами, должны быть в большей мере обеспечены водой за счет своих опреснителей.

¹ Производительность менее 1 т/сутки может быть обеспечена электродиализными опреснителями, но из-за малой надежности и высокой стоимости широкого применения они пока не нашли.

Опреснение на промысловых судах является наиболее экономичным методом водоснабжения, так как полная автономность судна по воде предопределяет максимальное использование промыслового времени минимальную емкость цистерн запаса пресной воды с одновременным увеличением автономности по запасам топлива. При этом достигается максимальная полезная утилизация водоизмещения судна, так как на судне достаточно иметь лишь нормативные запасы питьевой воды, а запасы мытьевой и технической воды сократить до двух трехдневного ее расхода. В качестве примера можно привести траулер «Гейдельберг» (ФРГ), по размерам и автономности близкий к БМРТ типа «Маяковский». На первом благодаря мощной опреснительной установке запасы пресной воды составляют лишь 51 т, в то время как на втором — 316 т, что составляет почти 20% дедвейта.

Экономические преимущества сохраняются даже в тех случаях, когда применяются простейшие опреснители использующие пар из котлов, хотя и в меньшей мере, чем при утилизации отбросного тепла.

В связи с этим следует подчеркнуть, что оценка опреснителей только по расходу тепла и топлива на их работу является недопустимо грубым упрощением проблемы. Возможность до предела сократить запасы пресной воды и соответственно увеличить полезную грузовместимость или уменьшить водоизмещение позволяет за счет снижения одних только первоначальных затрат на постройку судна в приведенных выше примерах сэкономить до 200 тыс. руб. Это ориентировочно в 10—20 раз превышает стоимость опреснителя для такого судна.

В табл. 20 приведены данные о стоимости опреснителей и строительной стоимости некоторых судов, отнесенной к дедвейту, а в табл. 21 — данные о стоимости современных одноступенчатых опреснителей.

Из табл. 20 и 21 видно, что стоимость опреснителей оказывается значительно меньшей, чем увеличение строительной стоимости судна в связи с увеличением его дедвейта даже на односуточный запас воды. Поэтому при всех условиях опреснение непосредственно на промысло-

¹ Имеются примеры успешной эксплуатации новых траулерозаводов, на которых все запасы воды не превышают 0,6—1,0 т на одного человека, например, траулер «Отелло» (Англия, 1967 г.), «Тико 1» (ФРГ, 1967) и ряд других.

Таблица 20

Тип судна	Суточный расход воды, т	Стоимость опреснителя, тыс. руб.	Строительная стоимость судна, руб.		Снижение стоимости судна за счет сокращения запасов воды на окосудотный расход, тыс. руб.
			на 1 т водопользования	на 1 т декейта	
БМРТ типа „Маяковский“	16—18	10	785	2200	35—40
СРТМ „Маяк“	4—5	3,0	1440	4200	17—21
ПТР „Таврия“	12—16	7,0	660	2100	25—33,6
Танкер „Баскунчак“	6—8	4,0	750	1500	9—12

Таблица 21

Марка опреснителя	Суточная производительность, т	Валютная цена	Цена в пересчете по официальному курсу, руб.	
			всей установки	за 1 т в сутки
Брэби-400	0,91	890 английских фунтов	2230	2450
Брэби-800	1,91	1070 „ „	2690	1410
Брэби-1200?	3,82	1386 „ „	3180	910
Ширекс ИВФП-4	10—15	40000 датских крон	5200	520
Аглас АФГУ-4	15	52000 „ „	6750	450
Аглас АФГУ-6	30	64500 „ „	8350	280

ном судне более выгодно, чем снабжение его водой с базы. Исключение составляют лишь суда, имеющие ежедневный контакт с базой или потребляющие в сутки менее 1 т воды.

Снабжение водой со специального судна-опреснителя представляется более эффективным, чем эксплуатация обычного танкера.

Повышение эффективности в этом случае обусловлено главным образом экономией времени на приемку воды с берега, в результате чего производительность судна-опреснителя оказывается вдвое большей, чем производительность танкера в тех же условиях.

Кроме того, достаточно большая многоступенчатая опреснительная установка на специализированном судне расходует меньше топлива, чем главный двигатель на переходе, так что и эксплуатационные затраты оказываются меньшими, чем на танкере.

Однако себестоимость опресненной воды оказывается не ниже 2,0—2,6 руб за 1 т и вместе с тем сохраняются все потери времени промысловых судов, присущие варианту снабжения их танкером. Эти потери также можно сократить путем подачи воды на плавбазу, которая в этом случае одновременно является своего рода промежуточной емкостью. Но этот вариант приводит к мысли, что гораздо проще установить опреснитель непосредственно на плавбазе. При этом опреснитель может быть значительно более дешевым, так как возможность утилизации в нем отработавшего пара или пара из отборов от турбогенераторов позволяет ограничиться тремя-пятью ступенями.

В связи с внедрением экономичных опреснителей на плавбазах и промысловых судах рассматриваемый вариант сохраняет лишь теоретический интерес.

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ НАЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПРЕСНИТЕЛЕЙ

Выбор опреснителя и обоснованное назначение оптимальных его характеристик возможны только на основе тщательного анализа условий, характерных для судов промыслового флота. При этом должны быть определены:

- ✓ требования к качеству воды, необходимой для данного судна и ее суточный расход;

 часовая производительность опреснителей;

 источники тепла и электроэнергии, позволяющие выработать воду по минимальной себестоимости;

 габариты опреснителя, допустимые на данном судне;

 тип опреснителя, наилучшим образом соответствующий данным условиям и его основные характеристики.

Требования к качеству опресненной воды

Требования к качеству опресненной воды в зависимости от ее назначения меняются в довольно широких пределах. Например, вода для водотрубных котлов среднего

давления должна содержать возможно меньше растворенных солей — не более 10 мг/л. Наоборот, солесодержание питьевой воды может достигать 500 мг/л¹.

В огнетрубных котлах допустимо солесодержание питательной воды 250 мг/л, в комбинированных и секционных с абсолютным давлением не более 20 ат — 200 мг/л. Однако для любых котлов желательны минимальное солесодержание питательной воды. Поэтому, как правило, все испарители, дистиллят от которых предназначен для подпитки котлов, рассчитаны на его солесодержание менее 10 мг/л. Учитывая, однако, что на промышленных судах используются преимущественно котлы низкого давления, которые питаются водой с жесткостью 0,2 мг-экв/л, солесодержание дистиллята может составлять 20 мг/л.

Что касается мытьевой воды, то ее соленость может быть такой же, как и питьевой. Жесткость морской воды J_0 связана с соленостью дистиллята S следующим приближенным соотношением:

$$J_0 = \frac{S}{250} \text{ мг-экв/л.}$$

Опресненная вода при солености, например, 500 мг/л имела бы жесткость 2 мг-экв/л, что при использовании ее в качестве мытьевой требует повышенного расхода мыла и ухудшает моющие свойства воды. Поэтому обычно в качестве мытьевой и питьевой используют воду с солесодержанием около 200 мг/л, в то время как вода, предназначенная для стирки, может иметь такое же малое солесодержание, как и дистиллят для котлов.

Что касается воды, предназначенной на технологические нужды, например на глазуровку замороженной рыбы, то требования к ее качеству и составу не отличаются от общих требований к пресной воде². Поэтому опресненная питательная, мытьевая и питьевая вода годится и для технологических нужд.

¹ Для питьевой воды важнее не общее солесодержание, а содержание отдельных компонентов в определенных пределах, например хлоридов не более 400 мг/л, сульфатов — не более 100 мг/л и т. д.

² Напомним, что природные воды по общей минерализации классифицируются следующим образом [1]: менее 200 — ультрапресная; от 200 до 500 — пресная; от 500 до 1000 — вода с повышенной минерализацией; от 1000 до 3000 — солоноватая; от 3000 до 10 000 — соленая; от 10 000 до 35 000 — вода с повышенной соленостью и выше 50 000 мг/л — рассол.

Наконец, для подпитки систем охлаждения дизелей желательна вода умеренной жесткости, чтобы обеспечить стойкость эмульсий, предотвращающих коррозию гильз и корпусов цилиндров и крышек. По данным Вагнера [35], вода в системе охлаждения должна иметь следующие показатели качества: общая жесткость не более 2,8 мг-экв/л, рН от 7,5 до 9,5 и содержание хлоридов не более 200 мг/л. Вода не должна содержать углекислоты.

Таким образом, вопрос о назначении солености дистиллята существенно усложняется лишь на судах с современными водотрубными котлами при абсолютном давлении более 16 ат. Но обычно такие котлы устанавливают на относительно крупных судах (например, на плавбазах), где для выработки котельной воды можно установить отдельный испаритель. К его экономичности жесткие требования не предъявляются, поскольку расход воды на подпитку котлов относительно мал. Как правило, это многоступенчатые кипящие испарители.

Большая же часть опресненной воды расходуется на бытовые и технологические нужды. Поэтому основные опреснители могут быть рассчитаны на выработку дистиллята с солесодержанием около 180—200 мг/л, что позволяет допустить повышенную напряженность парового объема и благодаря этому существенно уменьшить габариты опреснителей.

На тех судах, где разделение опреснителей нецелесообразно (например, на судах типа РТМ) вследствие сравнительно малого расхода воды на подпитку котлов, резкое улучшение качества дистиллята (снижение солесодержания) достигается, в частности, увеличением подачи питательной воды при некотором уменьшении производительности. Временный перевод опреснителя на такой режим позволит пополнить запасы котельной воды, а в дальнейшем опреснитель снова может вырабатывать воду с солесодержанием, допустимым для бытовых нужд, при полной нагрузке.

Расход воды

Существующие нормы (отраслевая нормаль МСП ОН-9-302—61) предусматривают суточный расход питьевой воды 40 л на одного человека и мытьевой 30 л при плавании в умеренных широтах, 60 л — в тропиках.

Анализ характеристик опреснителей, установленных на большинстве современных транспортных судов, и ряд специальных статей [9 и 16] показывают, что нормы расхода пресной воды непрерывно растут.

В настоящее время за рубежом для выбора опреснительных установок принят расход мытьевой воды на человека в сутки 150—200 л. Такой же расход наблюдается на современных танкерах в составе отечественного флота. Так, по данным ЦНИИМФ [19], на танкере «Дружба» за рейс Новороссийск—Рио-де-Жанейро среднесуточный расход пресной воды на одного человека составил 196 л.

На промысловых судах из-за стесненности помещений уровень комфорта не может быть столь же высоким, как на крупных транспортных судах. Отсутствие ванн и душей в каютах не позволяет даже при ненормируемом потреблении воды израсходовать ее более 120 л на человека в сутки. Именно таким и оказывается расход мытьевой воды, по данным наших испытаний, на судах типа БМРТ и на ряде других, если снят режим экономии воды, когда вода подается во все умывальники и душевые постоянно, а не только при смене вахт. Эта цифра является осредненной, поскольку в банные дни и следующие за ними дни стирки суточный расход оказывается намного больше, а в обычные дни — меньше.

Практически такой же расход мытьевой и питьевой воды (125—130 л на человека в сутки) отмечен при испытании головного РТМ «Атлантик», где при производительности опреснителя 16 т и экипаже 86 человек суточный расход воды составлял в сентябре 12,8, а в ноябре 13,1 т [37].

Исходя из этого, можно считать фактический расход мытьевой воды, соответствующий потребностям экипажа, в среднем 100 л на человека в сутки. Расход питьевой воды, даже при использовании ее для мытья посуды, оказывается значительно меньше предусмотренного нормалью и составляет ориентировочно 10 л на человека в сутки. В частности, по данным испытаний БМРТ «Мир», суточный расход питьевой воды на одного человека не превышал в среднем за рейс 8 л. Таким образом, на бытовые нужды, соответствующие нормальным потребностям экипажа, на средних и больших траулерах и на производственных рефрижераторах расходуется 120—125 л

воды в сутки. На крупных судах, ведущих самостоятельный промысел или обслуживающих промысловые суда, — на плавбазах, транспортных рефрижераторах, где уровень комфорта мало отличается от достигнутого на танкерах и сухогрузных судах, суточный расход питьевой и мытьевой воды составляет 160—180 л на человека. Таков, в частности, расход воды на плавбазах типа «Рыбацкая слава», где большая производительность опреснителей обеспечивает неограниченное потребление воды, и на транспортных рефрижераторах типа «Прибой».

Расход воды на подпитку котлов зависит главным образом от состояния паропроводов и конденсатно-питательной системы, и до некоторой степени — от плотности конденсатора. В нормальных условиях потери пара и воды в котельных установках, включая потери на продувку котлов, составляют ориентировочно 2% производительности котлов. В паросиловых установках с поршневыми машинами и вспомогательными механизмами потери достигают 3% производительности. На морозильных траулерах типа «Маяковский» и «Лесков» вследствие постоянного возникновения свищей в трубопроводах эти потери еще выше — до 4%. В то же время в лучших паротурбинных установках потери пара и конденсата благодаря специальным мерам удается снизить до 0,3—0,5% производительности котлов. При использовании наиболее употребительных в современных котлах паромеханических форсунок расход воды возрастает еще на 0,3—0,5%. При этом большие значения относятся к вспомогательным котлам, меньшие — к главным.

Расход воды на подпитку систем охлаждения главных и вспомогательных дизелей также зависит от их эксплуатационного состояния и составляет в среднем 0,10—0,12 т/сутки на 1000 л. с.

Что касается технологических операций, то наиболее значительный расход воды наблюдается при глазуровке рыбы. Вес ледяной глазури составляет ориентировочно 2—3% веса рыбы. Сопутствующие этой операции потери воды возникают вследствие несовершенства ее выполнения (особенно при интенсивной работе) и в результате постепенного повышения солености. В целом расход воды на глазуровку достигает 5% веса замороженной рыбы. Например, на судах типа «Тропик» он составляет 2,5—3 т/сутки, на БМРТ — около 2,5 т/сутки. Кроме того, необ-

ходимо учитывать расход воды на компенсацию потерь острого пара при оттаивании ванн, в которых замораживается рыба. Этот расход достигает 20—25 кг на 1 т замороженной рыбы.

Расход острого пара на ошпарку банок на консервных линиях может быть оценен приблизительно равным 0,4 т пара на 1000 банок. Эти потери пара должны также компенсироваться добавкой дистиллята в теплый ящик.

Значительные потери пара и конденсата возникают также при работе рыбомучных установок. Они обусловлены не только неплотностями в трубопроводах и РМУ, но и переполнением теплового ящика, возникающим при пуске РМУ из холодного состояния. На отдельных судах потери пара и конденсата при работе РМУ составляют 3 т/сутки, или 0,10—0,12 т воды на 1 т сырья.

Производительность и число опреснителей

Правильное назначение производительности опреснителей в значительной степени влияет на технико-экономическую эффективность судна в целом. При этом недостаточная производительность опреснителей особенно заметно сказывается на промышленных судах, так как здесь в отличие от транспортных судов потребление воды в течение рейса соизмеримо с дедевитом судна. Поэтому ошибки в назначении производительности приводят не только к затрате дополнительных средств, но и к потере промышленного времени на пополнение запасов воды, поскольку они расходуются значительно быстрее, чем запасы топлива. И наоборот, бесперебойная работа опреснителей с производительностью не меньшей, чем суточный расход воды, позволяет до предела уменьшить емкость цистерн запаса воды и улучшить таким образом показатели утилизации водоизмещения судна и увеличить его автономность¹.

Статистический анализ показывает, что номинальная производительность опреснительной установки на большинстве современных судов на 25—30% превышает ос-

¹ В практике проектирования судов за рубежом автономность определяется только запасами топлива и продовольствия, так как считается, что вода любого назначения всегда может быть выработана на судне в необходимом количестве при наличии топлива.

редненное суточное потребление воды. При этом учитывают, что в течение срока службы судна в соответствии с повышением уровня комфорта нормы потребления воды непрерывно увеличиваются и производительность, достаточная во время проектирования судна, может оказаться недостаточной уже через 10 лет его эксплуатации.

При назначении производительности учитывают также возможность пополнения запасов пресной воды при наиболее благоприятных условиях, например на переходах или иных режимах, когда может быть обеспечена максимальная производительность за счет утилизации отбросного тепла. Этот запас воды используется, например, при стоянке у плавбаз (когда главный двигатель не работает и отбросного тепла недостаточно для работы опреснителя), при стоянке в иностранных портах¹, а также при остановках опреснителя для устранения мелких неисправностей, при освобождении ночной вахты и других остановках.

При этом необходимо подчеркнуть, что запас производительности по отношению к суточному расходу воды предназначен не для компенсации понижения производительности вследствие образования накипи. По современным требованиям, принятым во многих флотах мира, в качестве номинальной, или паспортной производительности, указываемой на фирменной табличке опреснителя, назначается то ее значение, которое еще сохраняется к концу гарантийного срока работы опреснителя между очередными чистками.

Во флоте США и Англии принято требование о том, что паспортная производительность должна сохраняться в течение 90 суток непрерывной работы опреснителя без всякого вмешательства с целью очистки. В других странах это требование прямо не оговорено, но во всех случаях указывается производительность в конце периода работы между чистками (обычно 2000—3000 ч). Поэтому опреснители нельзя выбирать по их максимальной производительности, достижимой только при чистых трубках. Она имеет некоторое значение только как конт-

¹ Эксплуатация опреснителей в портовых акваториях не рекомендуется из-за загрязненности портовых вод нефтепродуктами и другими примесями и повышенной их карбонатной жесткости, а также бактериологической загрязненности

рольный показатель, который может быть воспроизведен, например, при приемке опреснителя от завода. Для этого ее и указывают иногда в паспортах. Нормальная же производительность, которая гарантируется на три месяца непрерывной работы, обычно не превышает 70% максимальной.

Емкость цистерн запаса пресной воды для большинства судов не превышает 7—8-дневного ее расхода. Исключение составляет запас питьевой воды, который может быть рассчитан на один-два месяца, но так как ее фактическое потребление не превышает 10 л в сутки на человека, то емкость цистерн пресной воды существенно не влияет на общие запасы пресной воды.

С размером запаса пресной воды тесно связан вопрос о числе опреснителей. Два опреснителя в составе установки гарантируют надежную ее работу, и это позволяет уменьшить емкость цистерн до двух-четырёхдневного расхода. Вместе с тем установка двух опреснителей вместо одного при той же их суммарной производительности означает увеличение капитальных затрат на 25—30%, а занимаемой площади — в 1,5 раза. Поэтому на большинстве зарубежных промысловых судов установлено по одному опреснителю. Исключения составляют лишь некоторые траулеры-заводы и крупные базы, на которых установлено по два и в редких случаях по три опреснителя.

Учитывая большую длительность рейсов наших промысловых судов и их зависимость от источников пресной воды, установку двух опреснителей можно считать временно оправданной, до накопления опыта эксплуатации вакуумных опреснителей.

По судам типа «Тропик», на которых установлен один опреснитель, такой опыт на протяжении ряда лет уже накоплен. Единственным узлом современного вакуумного опреснителя, от которого зависит надежность агрегата в целом, являются насосы. Теплообменники в отличие от испарителей избыточного давления здесь вполне надежны и работают в благоприятных условиях, не нуждаясь в очистке, по крайней мере, на протяжении целого рейса. Поэтому на судне проще иметь запасные насосы для одного опреснителя или запасные части к насосам, чем два опреснителя со всеми насосами, трубопроводами, приборами и автоматикой, стоимость которой во много раз превышает стоимость насосов.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВЫХ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ

Как уже отмечалось, затраты топлива на работу опреснителей на судах промыслового флота достигают 20%, а в ряде случаев даже 30% расхода тепла на главный двигатель. Поэтому требования к экономичности опреснителей заслуживают серьезного внимания.

Анализ экономических характеристик опреснителей, установленных за последние годы на отечественных и зарубежных судах, обнаруживает отсутствие определенной методики назначения этих характеристик. Так, удельный расход тепла на опреснение колеблется от 80 до 700 ккал/кг, выход дистиллята от 10 до 140 т на 1 т топлива. Удельные капиталовложения, т. е. стоимость опреснительной установки, отнесенная к суточной производительности, колеблется от 2000 до 200 руб. за 1 т. В соответствии с этим и себестоимость опресненной воды на судах находится в пределах 0,28—5,0 руб. за 1 т.

Некоторые различия, обусловленные главным образом производительностью опреснителей, закономерны. Так, при малой производительности на себестоимости воды заметно отражаются амортизационные расходы и поэтому себестоимость неизбежно оказывается более высокой, чем для опреснителей большой производительности. То же самое относится и к удельному расходу тепла.

Однако отмеченные расхождения значительно шире и свидетельствуют о том, что научно обоснованная методика назначения экономических характеристик опреснителей до сих пор не разработана. В настоящее время при этом руководствуются в основном двумя принципами: стремлением добиться минимальной себестоимости опресненной воды, минимальной стоимости испарителя и наименьших его габаритов. Сложность и стоимость опреснительной установки при этом во внимание практически не принимаются, так как в судовых условиях снижение удельного расхода тепла всегда приводит к более заметному снижению эксплуатационных затрат, чем связанное с этим увеличение амортизационных расходов. Примером такого подхода являются испарительные установки паротурбинных танкеров и сухогрузных паротурбинных судов отечественной постройки, в которых на испарители расхо-

дуется всего 0,2% расхода тепла на главную турбину. Между тем стоимость их составляет 3% стоимости ГТЗА, а объем ремонта — 38—40% объема ремонта ГТЗА.

При необходимости увеличения экономической отдачи капиталовложений несостоятельность такого подхода очевидна. Кроме того, выработка возможно более дешевой воды не является основным назначением судовой энергетической установки, в состав которой входит опреснитель. В погоне за дешевизной воды можно установить, например, столь громоздкий опреснитель, что он помешает размещению основного технологического и энергетического оборудования, работой которого определяется технико-экономическая эффективность промыслового судна.

Минимальная стоимость опреснителя и наименьшие его габариты достигаются при высоком удельном расходе тепла, который не считается существенным недостатком, так как во всех случаях стоимость опресненной воды оказывается значительно меньшей, чем стоимость перевозимых судном запасов пресной воды¹. Поэтому чем проще опреснительная установка, тем выше уровень ее рентабельности, отнесенной к первоначальным затратам. Но зато и себестоимость воды оказывается высокой — до 4—5 руб/т. Таковы, в частности, опреснители ИВС-3 на многих судах отечественной постройки, например на БМРТ типа «Маяковский». Их стоимость составляет 6—7% стоимости главного двигателя (8ДР-43/61), в то время как расход топлива на них достигает 25% расхода на главный дизель. Ввиду высокой себестоимости воды такое решение нельзя признать оптимальным. Незначительное усложнение опреснительной установки, например за счет двухступенчатого испарения или применения пароструйного компрессора, позволило бы в 1,5—1,6 раза уменьшить расход топлива и себестоимость воды, а также общие расходы по эксплуатации силовой установки.

Ввиду несостоятельности обоих упомянутых принципов для обоснованного назначения экономических характеристик нам представляется целесообразным назначать их, исходя из следующего положения: как всякий потребитель тепла в составе энергетической установки, опрес-

¹ Учитывают, что запасы пресной воды на борту уменьшают грузоподъемность судна и, следовательно, стоимость перевозки воды должна определяться как стоимость перевозки эквивалентного груза.

нитель должен расходовать топлива во столько же раз меньше, чем главный двигатель, во сколько раз его стоимость, наиболее близкая к минимальной, будет меньше стоимости главного двигателя.

Действительно, если опреснитель стоимостью не более 5% стоимости главного двигателя потребляет топлива 0,5%, то налицо явный перерасход капиталовложений. И наоборот, если до 25% топлива потребляет опреснитель, стоимость которого не превышает, например, 5% стоимости главного двигателя, то вполне оправдана его замена более дорогостоящим, но и более экономичным опреснителем.

Для главных двигателей (табл. 22) доля затрат на топливо в общей сумме эксплуатационных расходов составляет 50—65%. Верхние значения этого диапазона относятся к установкам с большим моторесурсом мощностью более 10 000 э. л. с, а при меньшей мощности — к установкам с малым моторесурсом (с быстроходными двигателями).

Таблица 22

Показатели	Тип главного двигателя и мощность				
	Турбина ТС-2, 19 000 э. л. с.	дизель 6Д КРН 74/160, 9000 э. л. с.	дизель 9Д КРН 50/110, 5200 э. л. с.	дизель 5Д КРН 30/110, 2900 э. л. с.	дизель 8ДР 43/61, 2000 э. л. с.
Стоимость главного двигателя (и котлов), млн. руб.	—	0,937	0,555	0,392	0,17
Стоимость силовой установки в целом, млн. руб.	3,60	1,80	1,20	0,85	0,26
Амортизационные отчисления и ремонт (9,5%), млн. руб.	0,340	0,171	0,114	0,081	0,023
Стоимость топлива, расходуемого за год, млн. руб.	0,575	0,270	0,150	0,084	0,054
Годовые эксплуатационные расходы, млн. руб.	0,915	0,441	0,264	0,165	0,082
Отношение стоимости силовой установки к эксплуатационным затратам	3,93	4,08	4,55	5,16	3,17
Доля затрат на топливо в общей сумме эксплуатационных расходов, %	63,0	61	57,0	51	65,8

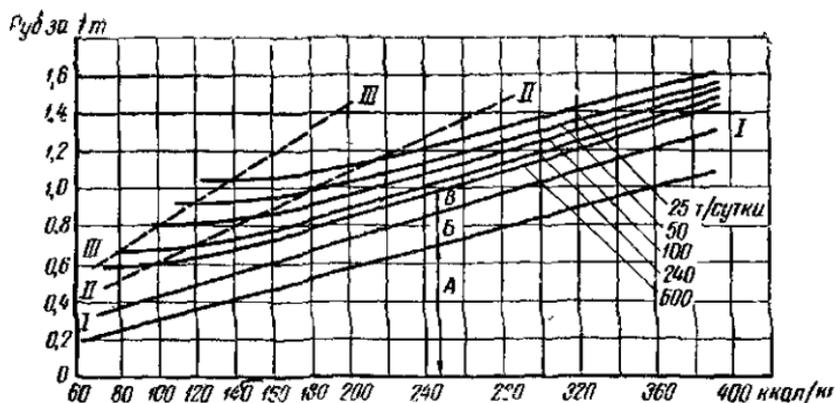


Рис. 66. Себестоимость опресненной воды в зависимости от удельного расхода тепла на опреснитель:

A — расходы на топливо; B — расходы на электроэнергию ($S_T = A + B$); B — расходы на амортизацию и ремонт (S_a); II—II — линия оптимальной себестоимости при $S_a = 0,5 S_T$; III—III — то же, при $S_a \approx S_I$.

Затраты на топливо в табл. 22 определены для судов с ходовым временем 200 суток. Очевидно, для судов с меньшим ходовым временем они будут соответственно меньше, и наоборот.

Как показывает статистический анализ, наиболее характерное для современных гражданских судов соотношение затрат на топливо и на ремонт и амортизацию силовых установок составляет 2 : 1.

На этой основе можно определить оптимальные значения удельного расхода тепла, числа ступеней и эксплуатационных затрат при заданной производительности опреснителя. Если имеется график эксплуатационных затрат в зависимости от удельного расхода тепла (рис. 66), то, проведя на нем отрезок II—II, ординаты которого на 50—55% превышают ординаты линии стоимости топлива и электроэнергии, расходуемой на опреснитель (линия I—I), в точках пересечения линии II—II с линиями эксплуатационных затрат можно найти оптимальные значения последних. Следует иметь в виду, что линия II—II характеризует средние значения оптимальных затрат. Строго говоря, оптимальные значения должны быть представлены не линией, а областью (полосой), в которой верхние значения должны быть приняты для судов с относительно малым временем нахождения в море (менее 200 суток в году), а нижние — для судов с большим ходовым временем (более 250 суток). Оптимальная

себестоимость опресненной воды, найденная таким образом, указана в табл. 23.

Таблица 23

Показатели	Производительность опреснителя, т/сутки				
	25	50	100	240	600
Оптимальный удельный расход тепла, ккал/кг	210	180	150	120	95
Оптимальная себестоимость воды, руб. за 1 т	1,13	1,00	0,85	0,70	0,58

Стоимость адиабатного опреснителя¹ с числом ступеней z и поверхностью каждой ступени F_1 , составляет

$$C = 900(z + 1)F_1^{0,67} \text{ руб.} \quad (3)$$

При этом считается, что подогреватель питательной воды имеет такую же поверхность, как и конденсатор каждой ступени.

Из последнего выражения можно вывести аналитическую зависимость стоимости опреснителя C от его производительности D и требуемого удельного расхода тепла q . Поверхность конденсаторов всех ступеней и подогревателя, отнесенная к производительности адиабатного испарителя (удельная поверхность)

$$f = \eta \frac{r + q}{k\Delta t'_{cp}} \text{ м}^2/(\text{кг} \cdot \text{ч}),$$

где r — средняя по ступеням скрытая теплота парообразования;

k — коэффициент теплопередачи;

η — коэффициент потерь тепла от растечки по металлу между ступенями, от излучения в окружающую среду, а также в связи с вторичной дистилляцией. В зависимости от производительности одной ступени он может быть принят следующим:

D_1 , т/сутки	2	1	0,5	0,3
η	1,04	1,07	1,09	1,12

¹ Стоимость средств автоматического регулирования и защиты при этом не учитывается, так как она практически не зависит от размеров теплообменных поверхностей и экономичности опреснителя.

$\Delta t'_{\text{ср}}$ — средняя логарифмическая разность температур в конденсаторах.

С учетом температурной депрессии ζ

$$\Delta t' = \Delta t'_{\text{ср}} - \zeta,$$

где

$$\Delta t'_{\text{ср}} = \theta : \ln \frac{\theta + \delta}{\delta} = (rT) : \left[z(r+q) \ln \frac{qz}{qz-r} \right].$$

Учет температурной депрессии, которая в проточных испарителях не превышает $0,5^\circ \text{C}$, сильно усложняет дальнейший анализ, но не влияет на характер зависимости поверхности испарителя от требуемого расхода тепла. Поэтому далее ζ не учитывается. Без учета ζ

$$f = \eta \frac{z(r+q)^2}{krT} \ln \frac{qz}{qz-r}.$$

Для испарителя производительностью D т/ч поверхность каждой ступени

$$F_1 = \frac{Df \cdot 10^3}{z+1} = D \frac{\eta z}{z+1} \cdot \frac{(r+q)^2 10^3}{krT} \ln \frac{qz}{qz-r}. \quad (4)$$

По формуле (3) стоимость такого испарителя

$$C = 900(z+1)^{0,33} \left[z \eta \frac{(r+q)^2 10^3}{krT} \ln \frac{qz}{qz-r} \right]^{0,67} D^{0,67}, \quad (5)$$

или

$$C = 900 [DA]^{0,67} f(z), \quad (6)$$

где

$$A = 2300 \cdot \frac{(r+q)^2 \eta}{krT};$$

$$f(z) = (z+1)^{0,33} \left[z \lg \frac{qz}{qz-r} \right]^{0,67} \quad (7)$$

Значения $f(z)$ для ряда значений q указаны в табл. 24.

Как видно из табл. 24, функция $f(z)$ для каждого q имеет четко выраженный минимум, т. е. существует оптимальное число ступеней $z_{\text{опт}}$, при котором стоимость опреснителя оказывается наименьшей. Эти оптимальные числа ступеней приведены ниже.

Удельный расход тепла q , ккал/кг . . .	80	100	120	140	160	180	200	250	350	500
Оптимальное число ступеней $z_{\text{опт}}$. . .	12-13	10	9	8	7	6	5	4	3	2

$q, \text{ккал/кг}$	Значения $f(z)$ при числе ступеней									
	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16
80	—	—	—	—	—	—	6,95	6,73	6,63	6,66
100	—	—	—	—	—	5,58	5,36	5,40	5,43	5,48
120	—	—	—	—	4,99	4,51	4,42	4,46	4,52	—
160	—	—	—	3,66	3,43	3,39	3,42	—	—	—
200	—	—	2,91	2,75	2,75	2,79	2,90	—	—	—
250	—	2,44	2,23	2,22	2,25	2,33	—	—	—	—
350	1,89	1,63	1,62	1,65	1,79	—	—	—	—	—
500	1,18	1,17	1,20	—	—	—	—	—	—	—

До сих пор влияние числа ступеней на стоимость испарителей связывали только с поверхностью теплопередачи, которая по мере увеличения q монотонно убывает. Учитывая повышенную относительную стоимость теплообменников с малой поверхностью (рис. 67), нетрудно обнаружить, что увеличение z сверх $z_{\text{опт}}$ приводит к росту стоимости в результате дробления поверхности нагрева. Не случайно за все время существования адиабатных опреснителей отмечен лишь один случай применения на судах 20-ступенчатого опреснителя.

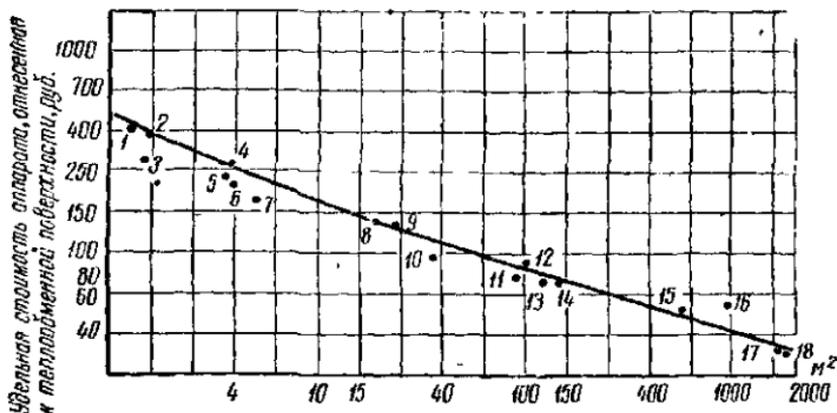


Рис. 67. Зависимость удельной стоимости теплообменников, охлаждаемых морской водой, от их поверхности:

1 — ОПВ-1,2; 2 — ППВ-1-20В; 3 — ХВ-11; 4 — ППВ-55В; 5 — ХВ-3,5; 6 — ОПВ-3,4; 7 — ППВ-520В; 8 — ХВС-19/3; 9 — ХВС-9; 10 — ХВС-34; 11 — ХВС-90; 12 — КП-105; 13 — ХВС-120; 14 — ХВС-130; 15 — КП-540; 16 — КП-935; 17 — КП-1619; 18 —

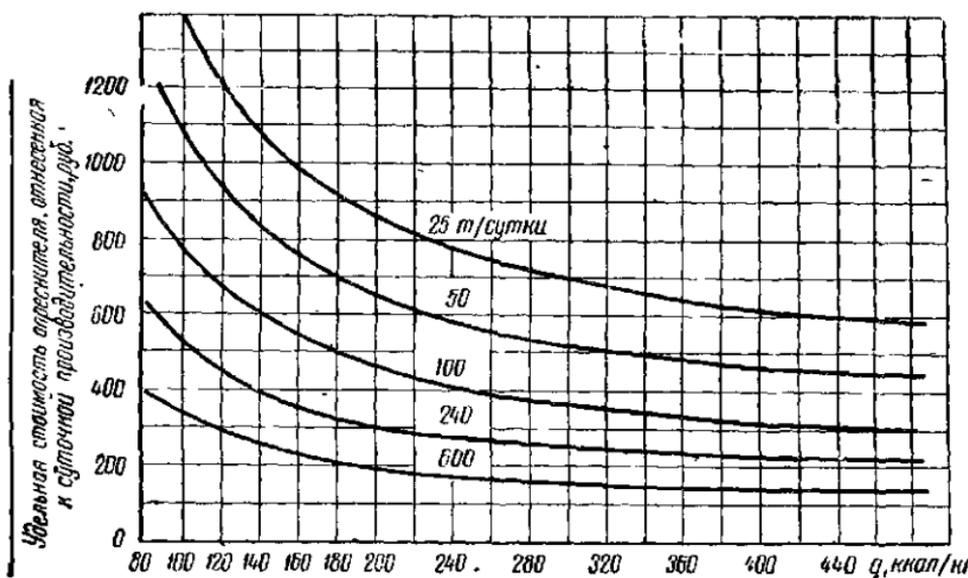


Рис. 68 Расчетная стоимость многоступенчатых адиабатных опреснителей в зависимости от удельного расхода тепла и производительности.

Относительная стоимость опреснителя в зависимости от удельного расхода тепла, вычисленная по формуле (6), приведена на рис. 68. При этом для каждого q в расчет вводили $z_{\text{опт}}$. Приняты наиболее типичные значения $T=50^{\circ}\text{C}$ и $r=565$ ккал/кг.

Удельные эксплуатационные затраты, представленные на рис. 66, определены при следующих условиях: расход электроэнергии 5,5—6 квт·ч на 1 т дистиллята при $q=80$ —100 ккал/кг и 10—11 квт·ч при $q=350$ —400 ккал/кг; себестоимость электроэнергии 1,8 коп. за 1 квт·ч; цена мазута 28 р. 50 к. за 1 т, к. п. д. котла 90%; выход греющего пара (14 т на 1 т мазута) соответствует стоимости тепла $C_{\text{т}}=3,3$ руб. за 1 Гкал. На опреснитель подается редуцированный пар при абсолютном давлении 1,2 ат. Амортизационные отчисления составляют 7,1% от стоимости опреснителя и доли стоимости котла, пропорциональной относительному расходу пара на опреснитель. Расходы на ремонт приняты равными 2% от стоимости оборудования. Годовая загрузка опреснителя — 4800 ч.

Примечательно, что значения себестоимости при расходах на топливо, равных расходам на амортизацию и

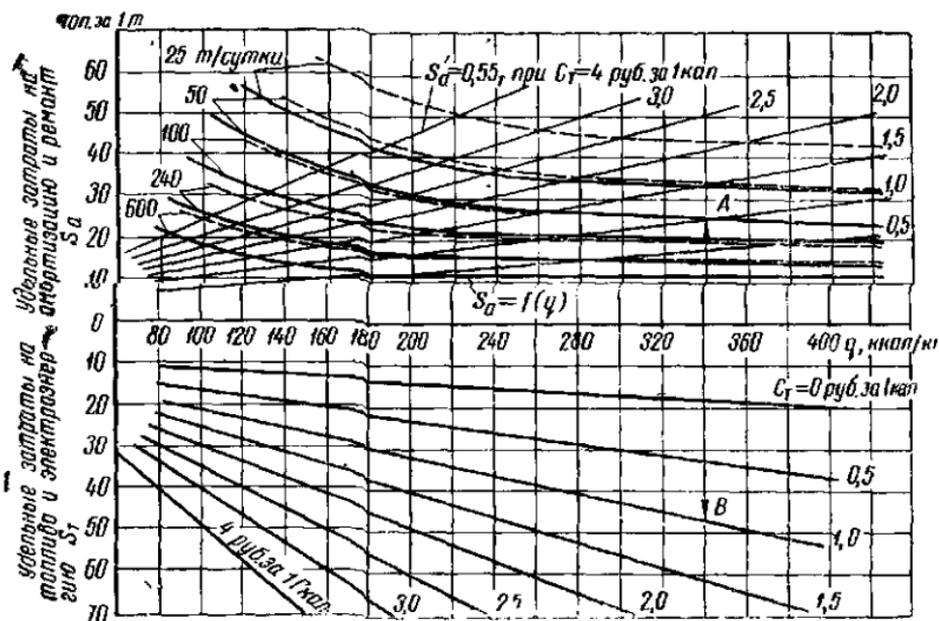


Рис. 69. График для определения экономических характеристик опреснителя при различной стоимости тепла.

ремонт (линия III—III на рис. 66), практически совпадают с минимальной себестоимостью. Однако она отличается от оптимальных значений, указанных в табл. 23, лишь на 8—10%, но в то же время требует увеличения первоначальных затрат вдвое и потому может быть оправдана лишь в особых случаях, — например, на специальных судах, предназначенных для снабжения водой других судов или прибрежных районов.

Для определения оптимальных характеристик опреснителя при иных условиях, например при более экономичных котлах, а также при использовании пара из отборов или отработавшего, а также при другой продолжительности работы опреснителя построена обобщенная номограмма (рис. 69). Здесь удельные затраты на топливо и электроэнергию S_T отложены вниз от оси абсцисс, а на амортизацию и ремонт S_a вверх от оси. Точки, соответствующие оптимальным значениям q и S , находятся на пересечениях линий $S_a = f(q)$ со вспомогательными линиями $S'_a = 0,5 S_T$, соответствующими различной стоимости тепла C_T . Так, если пар на опреснитель при абсолютном

давлении 0,9 ат отбирается от турбины с внутренним к. п. д. 80%, работающей при начальных параметрах 45 ат и 470°С и с давлением в конденсаторе 0,05 ат, то для этого случая коэффициент качества отбора $\varphi = 1 - \frac{H_{\text{отб}}}{H_i} = 0,30$. Принимая прочие условия такими же, как и в предыдущем примере, получим стоимость тепла для опреснителя¹.

$$C_T = 0,3 \cdot 3,3 \approx 1 \text{ руб. за } 1 \text{ Г кал.}$$

Для опреснителя производительностью 50 т/сутки, работающего в течение года 4800 ч, на рис. 69 находим точку А, которой соответствует оптимальный удельный расход тепла 340 ккал/кг (три или четыре ступени) и оптимальная себестоимость (отрезок АВ).

$$S^{\text{опт}} = S_a^{\text{опт}} + S_T^{\text{опт}} = 72 \text{ коп. за } 1 \text{ т.}$$

Если при тех же условиях опреснитель загружен лишь 3600 ч в году, то оптимальные его характеристики заметно изменяются — оптимальный удельный расход тепла повышается до 420—430 ккал/кг, что достижимо при $z=2$. Этим и объясняется исключительно широкое распространение двухступенчатых адиабатных опреснителей, питающихся паром из отбора, на современных паротурбинных судах.

Разработанная методика позволяет оценить новые опреснители, устанавливаемые на отечественных судах. Так, опреснитель производительностью 240 т/сутки, разработанный для рыбобазы «Восток», должен в соответствии с рис. 66 иметь оптимальный удельный расход тепла 120 ккал/кг и оптимальное число ступеней $z_{\text{опт}}=9$. Соответствующая себестоимость воды — 70 коп. за 1 т. Однако на рассматриваемых судах имеется возможность использовать пар из отбора от турбогенератора при абсолютном

¹ C_T определяется в зависимости от цены топлива C_T (руб. за 1 т), его теплотворной способности $Q_{\text{нр}}^{\text{н}}$, к. п. д., котла $\eta_{\text{к}}$, редукционного коэффициента φ и относительных потерь с конденсатом греющего пара $q_{\text{к}}$ по формуле $C_T = \varphi \frac{C_T \cdot 10^3}{Q_{\text{нр}}^{\text{н}} (1 - q_{\text{к}})}$.

давлении 6 ат, чему соответствует $\phi=0,45$ и стоимость тепла 1,5 руб. за 1 кал.

Это позволяет установить более простой опреснитель с удельным расходом тепла 160 ккал/кг и оптимальным числом ступеней $z_{\text{опт}}=7$. Отметим, что характеристики разработанного для этих судов опреснителя ($z=5$, $q=230$ ккал/кг) отличаются от оптимальных, что обусловлено более высокой фактической его стоимостью вследствие высокого уровня автоматизации и применения дорогостоящих материалов. Однако они оказываются достаточно близкими к оптимальным в том случае, когда пар для них отбирается при более низком абсолютном давлении (около 0,9 ат), которое достаточно для нормальной работы опреснителя.

Из изложенного можно сделать следующие выводы:

1. При выборе судовой опреснительной установки минимальная себестоимость опресненной воды не может рассматриваться как единственный критерий выбора, первоначальные капиталовложения также должны быть возможно малыми. Поэтому экономичность следует назначать так, чтобы отношение затрат на топливо к стоимости опреснителя было близко к такому же отношению для главного двигателя. При этом достижима себестоимость воды 60—70 коп. за 1 т¹.

2. Оптимальный удельный расход тепла для многоступенчатых опреснителей при производительности от 25 до 600 т/сутки без предварительной выработки энергии греющим паром находится в пределах 95—210 ккал/кг, чему соответствует $z_{\text{опт}}=5\div 10$. При использовании на опреснитель пара из отборов от турбины $q_{\text{опт}}=200\div 420$ ккал/кг, а $z_{\text{опт}}=2\div 5$.

3. Для заданного удельного расхода тепла существует определенное число ступеней, обеспечивающее минимальную стоимость опреснителя.

4. Стоимость адиабатных опреснителей может быть определена по величине поверхности теплообмена, от которой зависит также расход тепла. Установлена аналитическая зависимость стоимости от требуемого расхода тепла.

¹ Необходимо отметить, что материалы и выводы этого параграфа не относятся к опреснителям, утилизирующим отбросное тепло двигателей.

ВЫБОР ТИПА И ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПРЕСНИТЕЛЕЙ ДЛЯ СУДОВ ПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА

Большое многообразие типов судов в составе флота МРХ и разные условия их работы не позволяют ограничиться общими для всех случаев рекомендациями.

Однако приведенные выше сведения позволяют обоснованно выбрать наилучшие решения для каждого типа судов с последующим уточнением характеристик на основе детальных технико-экономических расчетов.

По условиям работы опреснительных установок и требованиям к ним все суда МРХ могут быть разделены на следующие пять групп:

I. Крупные суда с мощной силовой установкой и большим расходом электроэнергии и воды, для которых характерно развитое пароэнергетическое хозяйство — китобазы, рыбобазы, краборыбоксервные заводы и крупные плавбазы.

II. Транспортные рефрижераторы. Для них характерно относительно небольшое потребление воды на собственные нужды и непродолжительное время работы на промысле с преобладанием ходового времени при большой мощности силовой установки.

III. Производственные рефрижераторы с характерным для них относительно высоким потреблением воды на заморозку и длительным пребыванием на промысле, преимущественно на якоре, при ограниченной мощности судовой электростанции.

IV. Траулеры-заводы. Сюда входят крупнотоннажные траулеры, БМРТ и РТМ. Основные их особенности — относительно большой расход воды, наличие котельных установок, переменная нагрузка главного двигателя, относительно большая мощность электростанции.

V. Средние траулеры и другие промысловые суда океанического лова с мощностью силовой установки от 300 до 800 л. с. Суда меньшей мощности здесь не рассматриваются как нехарактерные для океанского флота. Они ведут в основном прибрежный промысел, при котором проблема водоснабжения решается за счет запасов береговой воды на борту.

Рассмотрим эти группы подробнее.

I группа — плавбазы. Для судов этой группы наиболее характерным режимом является работа на промысле,

занимающая до 250 суток в году. Ходовое время (переходы на промысел и обратно) относительно невелико и не превышает 70 суток, причем во время переходов потребление воды незначительно. На промысле же оно с учетом раздачи на другие суда достигает 300—500 т/сутки.

В силу этих особенностей расход топлива на выработку электроэнергии и пара в несколько раз превышает расход на главный дизель.

Так, на плавбазах, эксплуатируемых в Атлантике, это превышение достигает 500—600%. Поэтому выбору наиболее экономичной схемы выработки электроэнергии и пара необходимо уделять соответственно и более серьезное внимание, чем выбору главного двигателя.

Между тем, анализ характеристик вспомогательного энергетического оборудования обнаруживает, что проработке вопросов рационального выбора тепловых схем уделено более или менее достаточное внимание лишь на судах отечественной постройки, в то время как на судах, построенных по заказам МРХ за границей, экономические характеристики вспомогательного оборудования далеки от оптимальных. Исключение составляют лишь китобазы типа «Владивосток».

Одним из крупнейших резервов повышения экономичности энергетического оборудования китобазы на промысле является предварительное использование в турбогенераторах пара, который расходуется на технологические нужды и на опреснители. Идея эта не нова, но к сожалению, апробирована она в те времена, когда еще не было столь благоприятных условий для выработки электроэнергии и пара, как в наши дни, и поэтому не получила должного развития. В частности, все ранее выполненные проработки предусматривают отбор пара на технологические нужды и на опреснение при абсолютном давлении 6 ат, когда располагаемый теплоперепад используется в турбогенераторе лишь на 25—30%. Естественно, что удовлетворительная экономичность такой схемы достигалась на тех судах, где существовал значительный и стабильный отбор пара на технологические нужды, т. е. на крупных плавбазах типа «Восток». На большинстве же плавбаз, где технологические потребители мало загружены, преимущества этой схемы невелики.

Между тем развитие техники опреснения и, в частности, создание глубоковакуумных опреснителей, для рабо-

ты которых достаточно абсолютное давление греющего пара 0,3 ат, открывает новые перспективы повышения экономичности совместной выработки электроэнергии и опресненной воды с использованием большей части располагаемого теплоперепада греющего пара в турбогенераторах. Как показывают расчеты, при этом на каждую тонну греющего пара для опреснителей можно получить в зависимости от начальных его параметров до 140—150 квт, в то время как отбор на технологические потребители при абсолютном давлении 6 ат позволяет получить лишь около 50 квт на 1 т отбираемого пара.

Иными словами, при комбинированной выработке электроэнергии, технологического пара и опресненной воды основную долю электроэнергии можно получать за счет пара, расходуемого на опреснитель, а отбор на технологические нужды играет в выработке электроэнергии второстепенную роль. Плавбазы расходуют на опреснители по 6—7 т пара в час, так что независимо от расхода на технологические нужды можно получить с минимальными затратами 900—1000 квт, используя пар предварительно в турбогенераторе.

Это обстоятельство позволяет пересмотреть установившиеся взгляды на возможность использования турбогенераторов на рыбопромышленных судах. Действительно, поскольку тепло отобранного или отработавшего пара турбины используется полностью, то преобразование тепловой энергии в механическую совершается с к. п. д., равным эффективному к. п. д. турбоагрегата. Но известно, что даже при самых малых мощностях агрегатов, применимых на рассматриваемых судах (300—400 квт), эффективный к. п. д. равен 0,57—0,60, что в 1,5 раза выше, чем у двигателей внутреннего сгорания.

Поэтому, даже несмотря на потери тепла в котле, к. п. д. паросиловой установки в диапазоне интересующих нас мощностей всегда будет выше, чем к. п. д. дизельной установки, и соответственно меньше расход топлива, цена которого почти в 1,5 раза ниже цены дизельного топлива.

Уменьшение расхода топлива на рейс позволяет передать дополнительное его количество обслуживаемым промысловым судам, что дает не меньший экономический эффект. Наконец, необходимо учесть также расходы на ремонт и амортизацию, которые для дизель-генераторов неизбежно оказываются большими, в связи с тем, что их

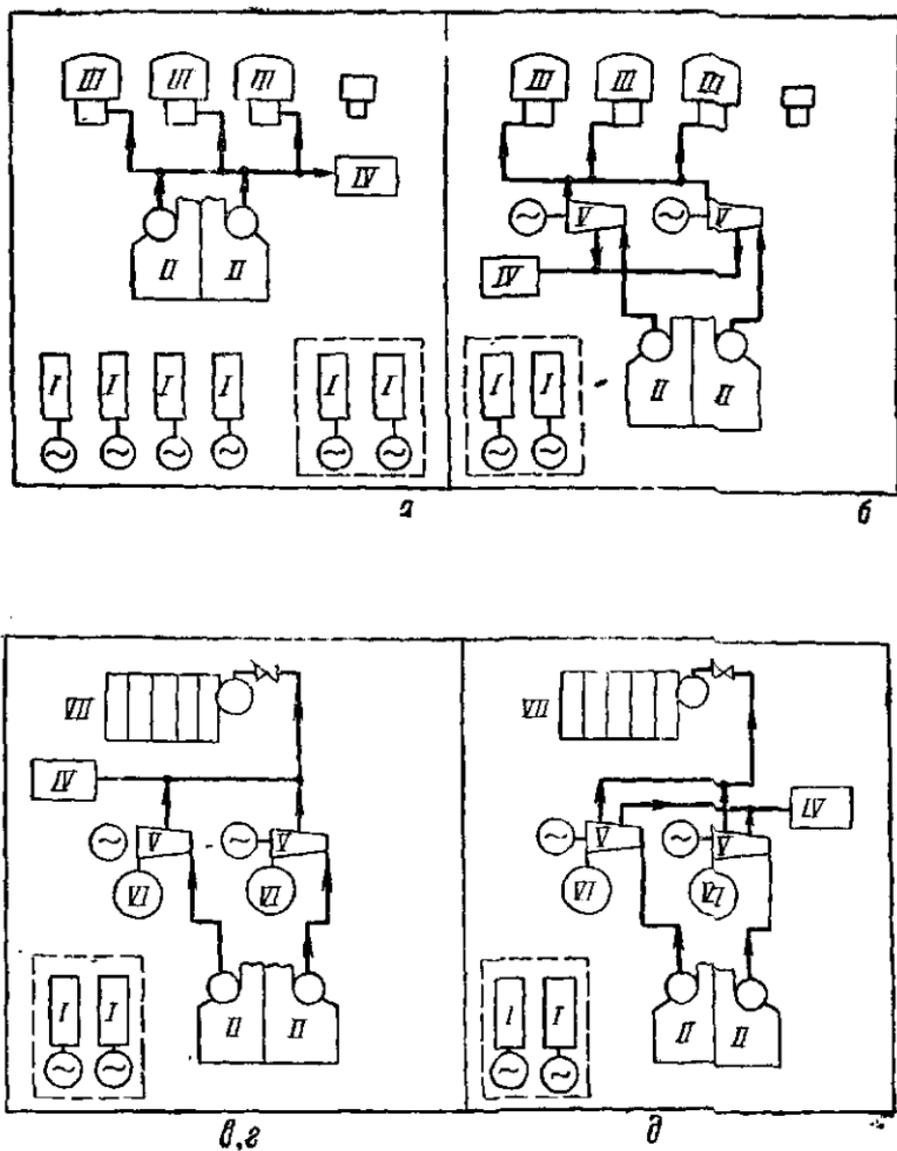


Рис. 70. Варианты совместной выработки опресненной воды и электроэнергии на плавбазах:

а — вариант, существующий на плавбазах типа «Рыбачья слова» и «Спасск» (раздельная выработка); *б* — одноступенчатые опреснители, питаемые отработавшим паром турбогенератора; *в* и *г* — многоступенчатый опреснитель, питаемый паром из отбора среднего давления от турбогенератора; *д* — многоступенчатый опреснитель, питаемый паром из отбора низкого давления от турбогенератора; *И* — дизельгенераторы (пунктиром показаны резервные); *II* — котлы; *III* — одноступенчатые вакуумные опреснители; *IV* — технологические потребители; *V* — турбогенераторы; *VI* — конденсаторы; *VII* — многоступенчатые опреснители.

моторесурс составляет лишь 20—30 тыс. ч, в то время как моторесурс турбогенераторов практически не ограничен. Расчеты показывают, что применение турбогенераторов с использованием отработавшего пара в опреснителях позволяет добиться снижения годовых эксплуатационных расходов не менее чем на 100 тыс. руб. по каждой плавбазе.

Для иллюстрации этих положений ниже приведены сравнительные расчеты по определению эксплуатационных затрат на выработку электроэнергии, пара и опресненной воды по существующей схеме без турбогенератора и по ряду более совершенных схем с турбогенератором (рис. 70) на примере плавбазы «Рыбачья слава», как наиболее типичного судна рассматриваемого класса.

Энергетическая установка этого судна состоит из главного двигателя мощностью 5400 э. л. с., шести вспомогательных дизельгенераторов мощностью по 550 кВт и двух котлов производительностью по 7 т/ч. Котлы имеют сравнительно высокий к. п. д. — 90% и вырабатывают насыщенный пар давлением 12 кг/см² для технологических и общесудовых потребителей и для опреснительной установки, состоящей из трех одноступенчатых глубоковакуумных опреснителей «Атлас» производительностью по 50 т/сутки каждый с удельным расходом пара 1,08 кг/кг. Четвертый опреснитель производительностью 15 т/сутки пара не потребляет, так как использует тепло охлаждающей воды дизельгенераторов.

При достаточных запасах котельного топлива ежедневная выработка опресненной воды на промысле составляет 150—160 т при расходе пара на опреснители 6,8 т/ч.

Расход пара на технологические потребители составляет 7,2 т/ч, средняя нагрузка электростанции 1500 кВт. При этом из шести дизельгенераторов работают четыре с загрузкой 68%, расходуя в сутки 8,5 т дизельного топлива и 198 кг дизельного масла. Расход тоночного мазута составляет 22,2 т/сутки. Суточные затраты на топливо и смазку при цене тоночного мазута 23,5, дизельного топлива 34 и дизельного масла 150 руб. за 1 т составляют 842 руб.

Продолжительность работы базы на промысле составляет в течение года 250 суток, стоянка в порту 25—30 суток, переходы на промысел и обратно 45—50 суток, прочие потери времени — 30—40 суток,

С учетом только работы на промысле годовые затраты на топливо S_T равны 210 000 руб., а количество израсходованного топлива и масла 7720 т.

Для таких же условий ниже приведен расчет расхода топлива на пароэнергетическую установку с турбогенератором при нескольких вариантах отбора пара на опреснитель (см. рис. 70).

Простейший вариант (см. рис. 70, а) основан на питании существующих опреснителей отработавшим паром турбогенератора, работающего на абсолютное противодавление 0,32 ат.

Параметры пара перед турбогенератором не оказывают существенного влияния на его экономичность, поскольку все тепло отработавшего пара утилизируется. Однако они определяют величину использованного теплоперепада, от которого в свою очередь зависит мощность турбины. Поэтому в соответствии с требуемой мощностью для этого варианта приняты параметры $P_0 = 24$ ат, $t_0 = 285^\circ \text{C}$, хорошо освоенные в практике эксплуатации крабовых консервных заводов с турбогенераторами ОП-0,7 к. Предполагается, что два подобных турбогенератора большей мощности (1000 квт) могут быть установлены и на рассматриваемом судне. Обработка статистических данных по современным судовым турбогенераторам [24] позволяет считать, что для этих условий достигим эффективный к. п. д. $\eta_{\text{ог}} = 0,66$. По тем же данным, с учетом недогрузки (при средней мощности 750 квт) и повышения абсолютного давления отработавшего пара до 0,32 ат $\eta_{\text{в}} = 0,645$.

Наряду с технологическим отбором при абсолютном давлении 6 ат предусматривается также регенеративный отбор, обеспечивающий подогрев питательной воды для котлов до 159°C .

В табл. 25 приведен расчет расхода топлива по различным схемам совместной выработки электроэнергии, опресненной воды и технологического пара по методике проф. В. А. Семека [23].

Как видно из табл. 25, годовой расход топлива на промысле для пароэнергетической установки составляет 6480 т, затраты на топливо 152 000 руб. Отсюда дополнительное количество топлива, передаваемое базой другим судам $\Delta T = 7720 - 6480 = 1240$ т.

Величина	Обозначение и формула	Вариант			
		б	в	г	д
Абсолютное давление перед турбогенератором, ат	p_0	24	24	30	30
Температура перед турбогенератором, °С	t_0	285	285	400	400
Абсолютное давление отработавшего пара, ат	p_x	0,32	0,05	0,05	0,05
Располагаемый теплоперепад, ккал	H_a	177	230	263	263
Абсолютное давление пара, отбираемого на опреснитель, ат	$P_i^{\text{опр}}$	0,32	6,0	6,0	0,9
К. п. д. турбогенератора при нагрузке 100% [24]	$\eta_{0э}^* = \eta_{0э}^0 \cdot k_{\Delta t} k_p k$	0,660	0,660	0,665	0,665
То же, при нагрузке 75%	$\eta_{э} = \eta_{0э} k_{x.г}$	0,645	0,645	0,650	0,645
Внутренний к. п. д. турбины	$\eta_i = \eta_{э} / \eta_m \eta_{э.г}$	0,68	0,685	0,689	0,689
Использованный теплоперепад, ккал/кг	$H_i = \eta_i H_a$	121	157,5	18	181
Теплоперепад, использованный до первого отбора, ккал/кг	H_i^1	49,5	49,5	61,5	61,5

Величина	Обозначение и формула	Вариант			
		б	в	г	д
Коэффициент качества I отбора	$\psi_I = H_I^I H_I$	0,41	0,312	0,34	0,34
Температурный перепад, использованный до II отбора, ккал/кг	H_I^{II}	—	—	—	170
Условный расход пара на турбогенераторы без отборов, кг/сек	$D_0 = \frac{N_t}{4,19H_t}$	3,14	2,42	2,08	2,08
Расход пара из I отбора на технологические потребители, кг/сек	$D_{т.п.}$	2,02	2,02	1,85	1,85
Энтальпия пара, отбираемого на опреснитель, ккал/кг	$i_{опр}$	585	660	710,5	710,5
Удельный расход тепла на опреснитель, ккал/кг	q	620	220	220	220
Расход пара на опреснитель, кг/сек	$D_{опр} = Gq : (i_1^{опр} - i_k^{опр})$	2,05	0,64	0,625	0,68
Коэффициент качества отбора на опреснитель	$\psi_{опр} = \psi_1$ или ψ_2	1	0,312	0,34	0,34
Расход пара на регенеративный подогрев, кг/сек	$D_{рег}$	0,58	0,64	0,44	0,40

Величина	Обозначение и формула	Вариант			
		Б	А	2	В
Расход пара на турбину с отборами, кг/сек	$D = D_0 + (1 - \psi_1)(D_{T,П} + D_{рег}) + (1 - \psi_{опр})D_{опр}$	4,66	4,62	4,01	3,84
Производительность котла, т/ч	$D_1 = 3,6D$	16,8	16,6	14,4	13,8
Энтальпия пара на выходе из пароперегревателя, ккал/кг	$i_{п.п}$	710	710	772	772
Энтальпия питательной воды, ккал/кг	$i_{п.в} = f(P_{отб})$	150	150	150	150
Расход топлива на котел, кг/ч	$B = \frac{D_k (i_{п.п} - i_{п.в}) \cdot 10^3}{\eta Q_p^H}$	1080	1073	1030	985
т/сутки		25,92	25,75	24,7	23,9
Расход топлива на промысле за год, т	$B' = 250B$	6480	6440	6180	5940
Годовые затраты на топливо (23,5 руб/т), тыс. руб.	$S_T = 0,0235B'$	152,3	151,4	145,2	140,6
Годовая экономия на топливе и смазке по сравнению с существующим вариантом, тыс. руб.	$\Delta S = S_0 - S_1$	57,55	58,45	64,65	65,8

BOOKS.PROEKTANT.ORG

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ
КОПИЙ КНИГ

Для проектировщиков
ИЗДАТЕЛЬСТВО «СТРОЙГИЗ»

Учитывая, что доплата за доставку топлива на промысел составляет 25 руб за 1 т (для Атлантики она колеблется от 18 р. 80 к. до 38 р. 10 к.), находим, что дополнительная прибыль от доставки топлива равна 31 000 руб.

Таким образом, экономический эффект от снижения расхода топлива составляет 89 000 руб в год, а для более экономичного варианта Δ 112 500 руб. в год.

Для определения разницы в величине расходов на амортизацию и ремонт сравним оборудование, которое работает на промысле: четыре дизельгенератора в существующем варианте и два турбогенератора в рассматриваемом. В обоих случаях два дополнительных дизельгенератора обеспечивают резерв и стояночные режимы и в этом отношении оба варианта равноценны.

Статистические данные по стоимости турбогенераторов показывают, что в интересующем нас диапазоне с ростом мощности N удельная стоимость $C_{тг}$ уменьшается по закону

$$C_{тг} = A : \sqrt[3]{N},$$

где A — коэффициент пропорциональности.

Отсюда, если известна стоимость C_0 агрегата мощностью N_0 , то стоимость аналогичного агрегата мощностью N будет равна

$$C_{тг} = C_0 \left(\frac{N}{N_0} \right)^{2/3}.$$

Стоимость двух турбогенераторов мощностью по 1000 квт

$$C_{тг} = 2 \cdot 48\,900 \left(\frac{1000}{700} \right)^{2/3} = 124\,000 \text{ руб.}$$

Несколько увеличится стоимость котельной установки в связи с повышением параметров пара и увеличением паропроизводительности. Поскольку к. п. д. котла не изменяется, то увеличение его стоимости может быть связано только с увеличением поверхности нагрева, пропорциональным расходу топлива. Последний, как видно из табл. 25, увеличивается по сравнению с существующим лишь на 15%.

Отсюда увеличение стоимости котельной установки

$$\Delta C_k = 1,1 \cdot 0,15 C_k,$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий увеличение стоимости питательного насоса и водоподготовки.

тельного оборудования, обусловленное повышением параметров пара.

C_1 — стоимость существующей котельной установки.

В соответствии с преискурантом № 20—02 она может быть принята как для двух котлов КВВА 7/28 равной 33 200 руб. Следовательно,

$$\Delta C_k = 1,1 \cdot 0,15 \cdot 33\,200 = 5500 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления от стоимости турбогенераторов и дополнительной стоимости котельной установки

$$\begin{aligned} C_a^{\text{т}} &= 0,071 (C_{\text{тг}} + \Delta C_k) = 0,071 (124\,000 + 5500) = \\ &= 9200 \text{ руб. в год.} \end{aligned}$$

Дополнительные расходы на ремонт котлов в соответствии с увеличением их паропроизводительности составляют 3% их дополнительной стоимости

$$C_{p\,k} = 0,03 \Delta C_k = 0,03 \cdot 5500 = 165 \text{ руб. в год.}$$

Расходы на ремонт, по данным Черноморского ЦКБ ММФ, для турбогенераторов ТД-750 составляют в среднем 2100 руб. на каждые 10 000 ч работы. Учитывая значительно меньшую поверхность конденсатора для турбогенераторов с отбором, можно при мощности 1000 квт принять эти расходы равными 2660 руб., а за год работы на промысле (6000 ч) 1600 руб. Таким образом, для обоих турбогенераторов суммарные расходы на амортизацию и ремонт составят 12 000 руб., а для парознергетической установки в целом

$$C_a^{\text{т}} = 9200 + 165 + 2 \cdot 1600 = 12\,565 \text{ руб.}$$

Для дизельгенераторов отдельное исчисление затрат на амортизацию и ремонт невозможно из-за короткого срока их службы. Так, наиболее близкие к рассматриваемым дизельгенераторы 6 ДГ-50М мощностью 600 квт работают до капитального ремонта всего 30 000 ч, что в рассматриваемых условиях составляет 5 лет.

Учитывая, что стоимость капитального и всех предшествующих ремонтов в лучшем случае равна стоимости нового двигателя, можно считать, что ежегодные затраты на амортизацию и ремонт составляют 20% стоимости агрегата. Последняя для дизельгенератора мощностью

550 квт составляет 35 700 руб. (см. прейскурант оптовых цен № 20-02). Для четырех дизельгенераторов суммарные затраты на амортизацию и ремонт равны

$$C_a^d = 0,2 \cdot 4 \cdot 35\,700 = 28\,600 \text{ руб. в год.}$$

Эксплуатационные расходы для дизельного варианта

$$S_s^d = S_T^d + C_a^d = 210\,000 + 28\,600 = 238\,600 \text{ руб в год;}$$

для паротурбинного

$$S_s^t = S_T^t + C_a^t = 152\,000 + 12\,565 = 164\,565 \text{ руб. в год.}$$

Разница в эксплуатационных расходах

$$\Delta S_s = S_s^d - S_s^t = 238\,600 - 164\,435 \text{ руб. в год.}$$

Учитывая разницу в доходах от перевозки топлива $\Delta S_T = 31\,000$ руб., находим, что годовой экономический эффект от замены четырех дизельгенераторов двумя турбогенераторами составит

$$E = \Delta S_s + \Delta S_T = 73\,435 + 31\,000 = 104\,435 \text{ руб.}$$

Заметим, что эта величина близка к стоимости турбогенераторов.

Сравнительные данные (в %) по обоим рассматриваемым вариантам приведены в табл. 26

Т а б л и ц а 26

Показатели	При существующем в ригите	При использовании турбогенерат. ра	
		вариант б	вариант в
Количество сжигаемого на заводе топлива	100	84,9	77,5
Затраты на топливо и смазку	100	72,5	67,5
Капиталовложения	100	91,0	94,0
Затраты на ремонт и амортизацию	100	44,0	15,5
Вес оборудования	100	27	28
Занимаемая площадь	100	90	38

Другие варианты (см. рис. 70, в, г, д), расчет которых приведен в табл. 25, основаны на использовании многоступенчатых опреснителей повышенной экономичности,

в частности пятиступенчатого с удельным расходом тепла 220 ккал/кг, аналогичного устанавливаемому на рыбобазе «Восток». Вариант *в* предусматривает питание этого опреснителя паром из того же отбора, который предназначен и для технологических потребителей (абсолютное давление 6 ат). При одинаковых параметрах пара, как видно из табл. 25, эти варианты практически равноценны по расходу тепла.

Однако колебания нагрузки электростанции в варианте *в* не отражаются на производительности опреснителя, и поэтому среднесуточная выработка воды здесь будет больше, чем в варианте *б*. Этим окупается несколько более высокая стоимость многоступенчатого опреснителя по сравнению с одноступенчатыми. Поскольку значительная часть пара поступает в конденсатор, то повышение начальных параметров позволяет увеличить экономичность турбогенератора, что иллюстрируется расчетом для варианта *г*, который отличается от варианта *в* более высокими параметрами пара. Наибольшая экономичность достигается в случае отбора пара на многоступенчатый опреснитель при пониженном давлении, достаточном для нагрева морской воды до требуемой температуры (абсолютное давление 0,9 ат в варианте *д*).

Таким образом, для плавбаз и других рыбопромышленных судов, вырабатывающих в сутки более 100 т опресненной воды, целесообразно питание опреснителей паром, отработавшим в турбогенераторе возможно большую часть располагаемого теплоперепада. При этом расход топлива на выработку электроэнергии и опресненной воды на промысле оказывается меньшим, чем при выработке электроэнергии дизельгенераторами.

Технико-экономический расчет показывает, что существующие вспомогательные энергетические установки плавбаз с дизельной электростанцией не имеют преимуществ перед паротурбинной электростанцией с отбором пара на технологические потребители и на опреснитель, либо с утилизацией в опреснителях отработавшего пара. Экономический эффект от использования таких турбогенераторов на плавбазах типа «Рыбацкая слава» и «Спасск» превышает 100 тыс. руб. в год по каждому судну.

Наличие технологических отборов влияет на технико-экономические преимущества турбогенераторов на рас-

сма­три­вае­мых су­дах зна­чи­тель­но мень­ше, чем ути­ли­за­ция пара в опрес­ни­те­лях. По­это­му тур­бо­ге­не­ра­то­ры ока­зы­ва­ют­ся бо­лее эконо­мич­ны­ми не толь­ко на су­дах с круп­ны­ми тех­но­ло­гиче­ски­ми по­треб­и­те­ля­ми, но и на всех дру­гих, где име­ют­ся опрес­ни­тель­ные ус­та­нов­ки су­точ­ной про­из­во­ди­тель­но­стью бо­лее 100 т.

Что ка­са­ет­ся чис­ла опрес­ни­те­лей, то ус­та­нов­ка бо­лее чем двух агре­га­тов оправ­да­на толь­ко то­гда, ко­гда нет мо­делей тре­буе­мой про­из­во­ди­тель­но­сти, так как чем бо­ль­ше агре­гат­ная про­из­во­ди­тель­ность, тем ниже ка­пи­та­ло­вло­же­ния и экс­п­лу­а­та­ци­он­ные за­тра­ты на 1 т дис­тил­ля­та.

Ус­та­нов­ка двух опрес­ни­те­лей оправ­ды­ва­ет­ся как со­об­ра­же­ни­я­ми на­деж­но­сти, так в не­ко­то­рых слу­чаях и раз­ме­ще­ния, осо­бен­но при огра­ни­чен­ной меж­палу­б­ной вы­со­те. На­деж­ность опрес­ни­те­лей ус­та­нов­ки, если она га­ран­ти­рует аб­со­лют­но бес­пере­бой­ную вы­работ­ку прес­ной во­ды, по­зво­ля­ет до ми­ни­му­ма со­кратить за­па­сы прес­ной во­ды.

В рас­сма­три­вае­мых мас­шта­бах это озна­ча­ет умень­ше­ние за­па­сов на 400—600 т или бо­лее, что пол­но­стью оправ­ды­ва­ет не­ко­то­рое ус­лож­не­ние схе­мы. Про­из­во­ди­тель­ность опрес­ни­те­лей на­зна­ча­ет­ся по рас­хо­ду во­ды при наи­бо­лее на­пряж­ен­ном и ха­рак­тер­ном ре­жи­ме — на про­мы­сле с ра­бо­той все­го тех­но­ло­гиче­ско­го обо­ру­до­ва­ния.

Сни­же­ние рас­хо­да во­ды на пе­ре­хо­дах по­зво­ля­ет ис­поль­зо­вать один опрес­ни­тель, а вто­рой — оста­нав­ли­вать для ре­мон­та и чист­ки.

Что ка­са­ет­ся ка­че­ства опрес­нен­ной во­ды, то учи­ты­вая, что на рас­сма­три­вае­мых су­дах подав­ляю­щая ее часть идет на бы­то­вые и тех­но­ло­гиче­ские нуж­ды, можно до­пус­тить об­щее со­ле­со­дер­жа­ние рав­ным 80—200 мг/л и та­ким об­ра­зом соз­дать пред­по­сыл­ку для умень­ше­ния га­баритов опрес­ни­те­ля.

До­ба­воч­ная во­да для кот­лов, со­ле­со­дер­жа­ние ко­то­рой дол­жно быть зна­чи­тель­но мень­шим ввиду не­зна­чи­тель­но­го ее рас­хо­да, может вы­ра­ба­ты­вать­ся в спе­ци­аль­ном ис­парителе, либо при сни­жен­ной на­груз­ке ос­нов­но­го опрес­ни­те­ля.

В за­клю­че­ние сле­ду­ет от­метить, что на мно­гих, даже срав­ни­тель­но новых су­дах рас­сма­три­вае­мой груп­пы, воз­мож­но­сти улу­чше­ния их экс­п­лу­а­та­ци­он­ных по­ка­за­те­лей

путем более смелого и рационального использования опреснителей реализованы далеко не полностью.

Так, на рыбоконсервных заводах типа «Андрей Захаров», несмотря на наличие опреснительной установки, состоящей из двух испарителей ИКВ-39 и двух опреснителей ВИ-3 суммарной производительностью 225 т/сутки, емкость цистерн котельной и мытьевой воды составляет 1282 т, или 17,5% дедвейта. На плавбазах типа «Пионерск» запасы пресной воды составляют 1910 т, или 19% дедвейта, причем даже таких запасов на рейс недостаточно — часто эти суда вынуждены запрашивать воду станкеров вместо того, чтобы самим снабжать водой промысловые суда.

Аналогичное положение с плавбазами типа «Северодвинск»

В качестве противоположного примера можно упомянуть плавбазы типа «Рыбацкая слава» и «Спасск», где запасы мытьевой и котельной воды составляют лишь 8,5% дедвейта (640 т) при суточном ее потреблении до 200 т, и тем не менее перебоев в снабжении пресной водой как экипажа и технологических потребителей, так и обслуживаемых судов не наблюдалось. Основные характеристики наиболее крупных новых плавбаз в составе флота МРХ СССР приведены в табл. 27.

II группа — транспортные рефрижераторы. Эта группа судов в составе флота МРХ представлена несколькими новыми сериями высокорентабельных современных судов типа «Прибой», «Остров Русский» и «Шторм». Для нее характерна относительно большая мощность главного двигателя (7000—12 000 л. с.), высокая скорость хода (18—19 узлов), численность экипажа 60—90 человек и сравнительно непродолжительное время пребывания на промысле (не более 100 суток в год). Ходовое время для этих судов достигает 150 суток, при этом потребление воды на собственные нужды не превышает 15—16 т/сутки. В связи с этим выбор типа и характеристик опреснительной установки осложняется.

В отличие от судов предыдущей группы установка крупного опреснителя повышенной экономичности для снабжения промысловых судов здесь привела бы к «замораживанию» капиталовложений, поскольку такая установка используется менее чем на $\frac{1}{3}$ календарного времени. В то же время утилизационный опреснитель, спо-

Наименование судна	Водоизмещение, т	Делвейт, т	Мощность двигателей, л. с.		Производительность котлов, т/ч	Экипаж, чел.	Запасы воды, т		Автономность, сутки
			главных	вспомогательных			питьевой	мыльной	
„Восток“ (СССР, 1969)	43400	—	26000	4500	120	582	464	776	120
„Гриф поморский“ (ПНР, 1967)	≈19000	9200	7200	2880	10	261	≈1800		80
„Кораблестроитель Клопотов“ (СССР, 1966)	4000	2000	15300	7340	30	600	387	1280	75
„Профессор Баранов“ (ПНР, 1967)	19030	9802	6550	2990	10	256	—	—	75
„Спасск“ (Япония, 1965)	21147	10159	5500	4815	14	280	850	—	120
„Рыбацкая слава“ (ФРГ, 1965)	20850	11086	5640	4950	15	270	554	909	150

Наименование судна	Число и тип опреснителей	Суммарная производительность опреснителей, т/сутки	Выход воды на 1 т топлива, т	Источник тепла
„Восток“ (СССР, 1969)	Два пятиступенчатых адиабатных	480—600	112	Пар из турбогенератора
„Гриф поморский“ (ПНР, 1967)	Два избыточного давления по 50 т/сутки и два утилизационных по 12 т/сутки	124	11 600	Пар из вспомогательных котлов Охлаждающая вода вспомогательных дизелей
„Кораблестроитель Клопотов“ (СССР, 1966)	Два ИКВ-39	180—240	40	Пар из турбогенератора
„Профессор Баранов“ (ПНР, 1957)	Один четырехступенчатый адиабатный и два утилизационных одноступенчатых	100 24	40 —	Пар из вспомогательного котла Охлаждающая вода дизельгенератора
„Спасск“ (Япония, 1965)	Три одноступенчатых АФГУ-7 и один („Атлас“) АФГУ-4	165	14	Пар из вспомогательного котла
„Рыбацкая слава“ (ФРГ, 1965)	Три одноступенчатых АФГУ-7 и один АФГУ-4	165	14	На промысле пар от вспомогательного котла, на ходу — вода от главного двигателя

собный с избытком обеспечить потребности судна в воде во время переходов, не может быть достаточно экономичным при работе на промысле, когда главный двигатель не работает, а раздача воды на обслуживаемые суда возрастает до 100 т/сутки. Емкость цистерн пресной воды ввиду дефицитности объема грузовых помещений здесь не превышает 250 м³. Поэтому создание запаса воды за счет работы утилизационного опреснителя во время перехода также не может решить проблемы водоснабжения на период стоянки на промысле.

В соответствии с характером потребления воды здесь целесообразно установить два опреснителя:

утилизационный производительностью около 20 т/сутки, работающий в ходу за счет отбросного тепла главных, а на промысле — вспомогательных двигателей, суммарная загрузка которых достигает 900—1000 квт. Такой опреснитель в состоянии удовлетворить все потребности экипажа;

многоступенчатый производительностью 100 т/сутки, используемый только на промысле, с потреблением пара из вспомогательного котла. Ввиду малого времени работы на промысле требования к экономичности этого опреснителя менее строги, чем для предыдущей группы судов.

Принимая продолжительность работы на промысле 100 суток в год и стоимость тепла с учетом пониженного к. п. д. вспомогательного котла 3,5 руб. за 1 млн. калорий, находим (см. рис. 69), что оптимальный удельный расход тепла должен составлять 240 ккал/кг, а соответствующее ему наивыгоднейшее число ступеней (см. табл. 24) равно четырем. Оптимальные эксплуатационные затраты составляют ориентировочно 1,5 руб. за 1 т.

При нормативном коэффициенте эффективности капиталовложений 0,1 это соответствует себестоимости 2,0 руб. за 1 т. Таким образом, даже при сравнительно высокой экономичности опреснителя такой вариант снабжения судов опресненной водой оказывается не самым лучшим, значительно уступая по экономическим показателям опреснению воды непосредственно на промысловых судах.

Поэтому мощные опреснители на транспортных рефрижераторах нерациональны, так что установка на новых судах двух опреснителей производительностью не более чем по 50—60 т/сутки с этой точки зрения вполне оправдана, как на судах типа «Прибой» и «Шторм».

Однако испарители этих судов могут работать только в режиме одноступенчатого испарения, в связи с чем удельный расход тепла и топлива на них значительно больше достижимого при рациональном проектировании подобных установок. Включение их по схеме двухступенчатого испарения позволило бы снизить расход топлива на промысле на 40%. Такая схема значительно ближе к оптимальной. При малой стоимости одноступенчатых кипящих опреснителей, которые при прочих равных условиях благодаря массовому производству дешевле многоступенчатых адиабатных, здесь достигается себестоимость, близкая к оптимальной (около 2 руб. за 1 т), несмотря на более высокий удельный расход тепла, чем в рассмотренном примере (360 ккал вместо 240 ккал в четырехступенчатом опреснителе).

Солесодержание опресненной воды для рассматриваемой группы судов может достигать 200 мг/л. Характеристики опреснителей этой группы приведены в табл. 28.

III группа — производственные рефрижераторы. Подавляющую часть эксплуатационного времени — около 80% — эти суда проводят в море, из них 60% — на промысле, где загружена главным образом их электростанция. Мощность дизельгенераторов судовой электростанции редко превышает 1000 квт, а их загрузка — 600—700 квт.

В соответствии с численностью экипажа (80—100 чел.) и производительностью морозильной установки суточный расход пресной воды по современным нормам должен составлять 18 т.

Такой расход мог бы быть покрыт путем утилизации тепла охлаждающей воды вспомогательных дизельгенераторов в двух- или трехступенчатых адиабатных опреснителях. Однако это может быть осуществлено лишь в процессе модернизации существующих судов, поскольку дальнейшая постройка судов этого назначения не предусматривается. Модернизация или полная замена опреснителей необходима практически на всех производственных рефрижераторах, так как, за исключением последней серии судов датской постройки типа «Скрыплев» и «Грумант», ни один из рефрижераторов не имеет опреснителей достаточной производительности, не говоря уже о несоответствии их современному уровню техники опрес-

Наименование судна	Мощность двигателей, л. с.		Экипаж, чел.	Суточная потребность воды, т	Автономность, сутки	Опреснители		Источник тепла		Выход дистиллята на 1 те солонча, л
	главных	вспомогательных				число и тип	суммарная производительность, т/сутки	на ходу	на промьсле	
„Прибой“ (1965) . .	8750	2400	82	16—100*	75	Два одноступенчатых кипящих „Эврика“	100	Пар из утилизационного котла	Пар из вспомогательного котла	13
„Шторм“ (1964) . .	8200	—	80	16—100*	75	Два одноступенчатых „Атлас-Верке“	100	То же	То же	13
„Сибирь“ (1962) . .	7200	1500	75	12—14	60	Один избыточного давления ИВС-3	10	Пар из утилизационных котлов	Пар из вспомогательного котла	11
„Остров Русский“ (1968)	12000	2400	—	—	—	Один утилизационный и один двухступенчатый	150	Главный дизель	То же	20

* С раздачей воды промысловым судам.

нения морской воды. Мероприятия по улучшению эксплуатационных характеристик этих опреснителей в порядке модернизации изложены в гл. VI.

IV группа — траулеры-заводы составляют ядро современного рыболовецкого флота и являются по существу основными потребителями пресной воды на промыслах. Эта категория судов характеризуется также продолжительным временем работы на промысле — до 220 суток в году — при относительно небольшой продолжительности переходов, обусловленной малым числом рейсов — не более двух в течение года.

Для всех судов этой группы характерна часто изменяющаяся нагрузка главного двигателя и незначительная его загрузка на большинстве режимов, затрудняющая утилизацию тепла, и относительно большое потребление воды — в среднем 16—18 т/сутки, связанное с повышенной численностью экипажа (около 100 чел.), большими потерями пара и конденсата при работе рыбомучных установок и с расходом значительных количеств воды на заморозку. Некоторые характеристики этих судов и данные по их опреснителям приведены в табл. 29.

Внутри этой группы можно выделить следующие категории судов.

Крупнотоннажные траулеры. К этой категории относятся суда водоизмещением более 4000 т. В зависимости от промысловой обстановки и состава экспедиции их можно использовать и как производственные рефрижераторы. Производственные мощности супертраулеров рассчитаны на переработку 75—90 т рыбы в сутки (около 50—60 т на заморозку и 25—30 т — на рыбную муку). Относительно большая мощность главных и вспомогательных двигателей на этих судах позволяет решить проблему водоснабжения с помощью утилизационных опреснителей. В качестве примера можно привести серию судов датской постройки типа «Сказочник Андерсен» с главным двигателем мощностью 3100 э. л. с. и суммарной мощностью вспомогательных двигателей 1785 л. с. Экипаж 102 человека. При полной загрузке технологического оборудования суточный расход воды складывается следующим образом: на бытовые нужды (мытьевая вода) 12 т; на систему охлаждения дизелей 0,2 т; на подпитку котлов при работе РМУ 3 т; на глазуровку рыбы (50 т) 2,5 т; неучтенные потери (утечки

Наименование судна или серии	Водоизмещение, т	Мощность двигателей, л. с.		Автономность, сутки	Экипаж, чел.	Суточный расход топлива на промыс- ле, т	Запас воды, т		
		главных	вспомога- тельных				питьевой	мыльевой	котельной
„Грумант“ (Дания, 1964)	5560	3100	1785	60	102	18	—	—	—
„Рембрандт“ (Голландия, 1965)	5684	3000	2095	60	102	18	—	—	—
„Наталья Ковшова“ (Франция, 1966)	9933	7980*	—	120	238	до 200	—	—	—
„Петр Чайковский“ (СССР, 1969)	3658	2000	1800	80	98	18—20	160	65	18
„Минтай“* (СССР, 1969)	„	„	„	„	„	20—24	„	„	„
„Атлантик“ (ГДР, 1967)	3362	2320	1632	60	80	13,1	—	133	—
„Тропик“ (ГДР, 1962)	3300	1340	1600	60	76	12	113	36	—
„Викинг“ (Англия)	—	3900	—	60	62	11	40	—	—
„Нойфундланд“ (ФРГ)	—	3000	—	90	57	10	87	—	—
„Гейдельберг“ (ФРГ)	3500	3200	900	60	65	—	51	—	—
„П. Плевен“ (Франция)	2800	3300	—	80	60	—	109	—	—

Наименование судна или серии	Опреснители			Выход чистой воды на 1 т топлива	Собственность опресненной воды, руб. за 1 м
	Число и тип	Суммарная производительность, т/сутки	Источник тепла		
„Грумант“ (Дания, 1964)	Два „Атлас“ АФГУ-3	20	Охлаждающая вода дизелей	600	0,50
„Рембрандт“ (Голландия, 1966)	Два избыточного давления „Кэйрл-Рэйнер“	40	Пар из вспомогательного котла	12	4,8
„Наталия Ковшова“ (Франция, 1966)	Два вакуумных комбинированных	80	Пар из вспомогательного котла и охлаждающая вода дизелей	40	1,20
„Петр Чайковский“ (СССР, 1969)	Два Д-4	20	Охлаждающая вода ДВС и конденсат	560	0,60
„Минтай I“ (СССР, 1969)	Два Д-4 и один ИВС-3к	30	То же	560	0,60
„Атлантик“ (ГДР, 1967)	Один адиабатный комбинированный	16	Охлаждающая вода и пар	28	2,5
„Тропик“ (ГДР, 1962)	То же	12	То же	28	2,5
„Викинг“ (Англия)	Один утилизационный	10—12	Охлаждающая вода	600	0,50
„Нойфундланд“ (ФРГ)	„	10—12	„	600	0,50
„Гейдельберг“ (ФРГ)	„	30	„	600	0,50
„П. Плевен“ (Франция)	„	10	„	600	0,50

* Единая система тока.

** При температуре греющей воды 80° С.

* Рыбомушной вариант отличается от предыдущей серии рыб мушной установкой на 120 т сырья в сутки. Два котла по 4 т/ч.

и пр.) 0,2 т; всего 18,0 т. Что касается питьевой воды, то относительно большое водоизмещение судна позволяет иметь достаточный ее запас в танках.

В соответствии с этим на рассматриваемых судах установлены по два утилизационных опреснителя «Атлас» АФГУ-3 или «Нирекс» производительностью 10 т/сутки каждый.

При работе судна в качестве траулера, когда в системе охлаждения общей для главного и вспомогательных двигателей имеется достаточное количество тепла, оба опреснителя могут работать с полной производительностью, не потребляя пара. Если судно используется в качестве производственного рефрижератора, на один из опреснителей приходится подавать пар из вспомогательного котла.

Поскольку, однако, такой вариант использования судна не является основным, эту схему можно признать оправданной.

При работе судна с тралом себестоимость опресненной воды определяется только стоимостью электроэнергии и амортизационными расходами. Удельный расход электроэнергии на рассматриваемые опреснители составляет 5 квт·ч/т, или при стоимости энергии 1,8 коп. за 1 квт·ч — 9 коп. за 1 т. Амортизационные отчисления и затраты на ремонт, принятые равными 9,2% стоимости каждого опреснителя (по официальному курсу 5300 руб.), при годовой выработке воды на каждый агрегат 2500 т составляют 20 коп. за 1 т.

Отсюда эксплуатационные расходы получаются равными 29 коп. за 1 т, а себестоимость (приведенные расходы) при нормативном коэффициенте эффективности капиталовложений $K=0,1$ равна 50 коп. за 1 т, так что благодаря относительно малой стоимости опреснителей этот вариант можно считать наиболее рациональным.

Принятая здесь единая система тока для главных и вспомогательных потребителей обеспечивает более стабильный подвод тепла в систему охлаждения дизелей и, следовательно, более устойчивую работу утилизационных опреснителей, чем в установках с обособленным главным двигателем.

Ввиду больших расходов воды на глазуровку рыбы и выработку рыбной муки общее потребление пресной воды приближается здесь к верхнему пределу нормаль-

ной производительности утилизационных опреснителей Д-4. Однако эти опреснители имеют значительный резерв производительности — до 50%, который реализуется при температуре греющей воды 80°С. Такая температура может быть в случае необходимости достигнута путем дополнительного парового подогрева.

Таким образом, для основных типов супертраулеров принятую схему обеспечения водой путем утилизации тепла дизелей в одноступенчатых глубоковакуумных опреснителях можно признать оптимальной.

Исключение составляют консервные супертраулеры — БКРТ типа «Наталья Ковшова». Ввиду большого расхода пара и воды на производство консервов, выпуск которых на этих судах достигает 100 тыс. банок в сутки, производительность двух установленных здесь опреснителей (80 *т/сутки*) оказывается меньше половины максимального потребления воды (200 *т/сутки*). Нормальная загрузка на промысле двух (из трех установленных) дизельгенераторов обеспечивает количество тепла в системе охлаждения не более чем на 75% производительности опреснителей, т. е. по 30 *т/сутки* от каждого опреснителя. В связи с этим предусмотрен дополнительный паровой подогрев греющей воды до 68°С, обеспечивающий полную производительность опреснителей.

Установка семи-восьмиступенчатого опреснителя, который, потребляя то же количество пара, мог бы обеспечить дополнительную выработку воды в количестве 120—140 *т/сутки*, была бы здесь более целесообразна.

Большие морозильные траулеры-заводы (БМРТ) в составе нашего флота представлены тремя большими сериями — БМРТ типа «Маяковский» отечественной постройки, типа «Пушкин» западногерманской постройки и типа «Лесков» польской постройки. Основные характеристики судов этих серий практически одинаковы. Первая серия является наиболее многочисленной и в настоящее время превышает 150 единиц. Дальнейшим ее развитием являются БМРТ типа «Петр Чайковский» в том же корпусе и с тем же главным двигателем (см. табл. 29). Опреснительная установка на этих судах состоит из двух утилизационных отечественных опреснителей Д-4 производительностью по 10—15 *т/сутки*, при температуре греющей воды 60—80°С соответственно.

Один из опреснителей Д-4 включен в систему охлаждения главного двигателя, второй — обогревается конденсатом из РМУ и от других потребителей; при недостатке конденсата для повышения температуры греющей воды используется свежий пар из котла. Тепло вспомогательных дизельгенераторов не утилизируется, несмотря на значительную их мощность и более стабильную нагрузку, чем нагрузка РМУ.

Производительность утилизационного опреснителя, подключенного к главному двигателю, достигает номинального значения лишь при мощности его не менее 1000 л. с. Между тем на промысле эта мощность достигается только при отдаче трала и тралении (см. рис. 16 и 17). При выборке же трала она значительно меньше, а во время дрейфа, если нет сильного волнения, двигатель не работает. Таким образом, при общей продолжительности режимов выборки трала и дрейфа 6—7 ч ежедневная производительность утилизационного опреснителя составит в лучшем случае $\frac{3}{4}$ номинальной, т. е. лишь 7,5 т/сутки. Некоторого увеличения производительности можно добиться лишь при повышении температуры греющей воды до 65° С, что конструкцией двигателя допускается, либо путем некоторого снижения температуры испарения (до 36—38° С) при плавании в относительно холодных водах.

Суммарная же нагрузка главного и вспомогательных двигателей изменяется в значительно меньшей степени. В наиболее характерном режиме траления она составляет 1900 л. с. (см. рис. 17).

На судах типа «Петр Чайковский», где предусмотрено кондиционирование воздуха и более мощная морозилка, нагрузка электростанции значительно больше, так что суммарная нагрузка всех дизелей превышает на режиме траления 2000 л. с. Поэтому объединение систем охлаждения всех дизелей¹ и включение обоих опреснителей в эту объединенную систему позволило бы без затрат топлива обеспечить их производительность

¹ Основная проблема, возникающая при этом — обеспечение равномерного распределения охлаждающей воды, решается применением циркуляционного насоса с повышенным напором и установкой дроссельных шайб перед каждым двигателем. Два насоса гарантируют надежность системы.

18—20 *т/сутки*, с некоторым избытком покрывающую все расходы пресной воды.

Что касается ранее построенных БМРТ типа «Пушкин», «Лесков» и «Маяковский», то принятая для них схема опреснения менее удачна как в смысле экономии, так и обслуживания. Она предусматривает по два испарителя избыточного давления, фактическая производительность которых в сумме не превышает 12—14 *т/сутки* и не обеспечивает всех потребностей судна. Это объясняется тем, что в период разработки их проектов промышленность еще не выпускала утилизационных испарителей.

Более прогрессивная и экономичная схема принята на последней серии БМРТ польской постройки («И. Катунин», «Перламутр» и др.). Здесь в контур охлаждения главного двигателя включен утилизационный опреснитель WY-12 номинальной производительностью 12 *т/сутки*. Ввиду неполной и непостоянной нагрузки главного двигателя суточная выработка воды этим опреснителем не превышает 8—10 *т/сутки*. Дополнительным источником пресной воды служит опреснитель избыточного давления WY-3 производительностью 10 *т/сутки*. Таким образом, расход топлива на опреснение на этих судах уменьшен вдвое по сравнению с БМРТ типа «Лесков».

Оригинальная, но недостаточно экономичная схема опреснительной установки осуществлена на крупной серии траулеров (РТМ) типа «Тропик» и следующей модифицированной серии — «Атлантик». Конструкция утилизационных опреснителей этих судов описана в гл. II.

Основным недостатком этой схемы является большой удельный расход тепла на опреснитель, обусловленный весьма большими потерями тепла с рассолом. В результате этого тепла главных двигателей на режиме траления недостаточно для обеспечения номинальной производительности. Для достижения последней приходится воду перед испарителем дополнительно подогревать свежим паром, что повышает расход топлива на опреснение и, кроме того, при работе РМУ создаст дефицит пара и приводит к перегрузке котлов.

Вопросы усовершенствования этих опреснителей рассмотрены в гл. VI.

V группа — среднетоннажные траулеры. Несмотря на относительно небольшую долю в общем вылове рыбы,

среднетоннажные траулеры (суда типа СРТР и СРТМ) по численности составляют крупнейшую группу судов (на январь 1967 г.—61%), следовательно, являются крупными потребителями пресной воды. Планы дальнейшего развития промыслового флота предусматривают некоторое сокращение относительной их численности главным образом за счет вывода из эксплуатации СРТ постройки начала 50-х годов. Тем не менее и в ближайшие годы эти суда будут составлять не менее половины общего числа морских судов МРХ. К сожалению, ни одно из судов этого класса в составе нашего флота не имеет сколько-нибудь современного опреснителя, и почти все они пополняют свои запасы пресной водой от танкеров и плавбаз.

Основу для дальнейшего развития судов этой группы, в том числе тунцеловных и крсветочных, составляют СРТМ (средние траулеры-морозильщики) типа «Маяк» водоизмещением 900—1120 т с главным двигателем мощностью 800—1000 л. с. и суммарной мощностью вспомогательных двигателей 400—600 л. с. При численности экипажа 30—31 человек среднесуточный расход воды на все нужды на этих судах составляет 3,5—4 т/сутки. Запасы воды на судне, рассчитанные на автономность 50 суток, составляют в сумме 78 т (питьевой воды 43, мытьевой 18 и котельной 17). Предусмотренные в составе силовой установки опреснители избыточного давления ИВС-1 производительностью 3 т/сутки или ИЕР-2 производительностью 2 т/сутки могут работать только одновременно со вспомогательным котлом, требуют постоянного вахтенного надзора и частой очистки от накипи.

Немаловажную роль в оценке этих опреснителей играет и то, что в питающем их вспомогательном котле КВА-0,5/5 используется дизельное топливо, стоимость которого с учетом доставки на промысел достигает 94 руб. за 1 т. Поэтому на рассматриваемых судах расходы на топливо для опреснителя составляют 9,5 руб. за 1 т, а себестоимость опресненной воды 10—12 руб. за 1 т, в то время как снабжение водой от плавбаз обходится значительно дешевле. Поэтому почти на всех судах этого класса такие опреснители не эксплуатируются.

Статистический анализ данных по аналогичным судам зарубежной постройки показывает, что на подавляющем большинстве их устанавливают утилизационные

опреснители производительностью от 1,5 до 2—2,5 т/сутки, которая благодаря меньшей численности экипажей (14—20 человек) оказывается вполне достаточной для удовлетворения всех нужд.

При совместной утилизации тепла охлаждающей воды главных и вспомогательных двигателей, либо при установке на этих судах главного дизеля с навешенным валогенератором или насосом гидропривода палубных механизмов количество тепла в системе охлаждения на основных режимах работы достаточно и для большей производительности утилизационного опреснителя — 3,5—4 т/сутки.

Из опреснителей, выпускаемых отечественной промышленностью, для этих судов подходит глубоковакуумный опреснитель Д-2 при условии некоторого уменьшения его высоты (от 1900 до 1800—1750 мм). Это уменьшение достижимо за счет парового пространства, сокращение размеров которого приведет к незначительному увеличению солености дистиллята. Поскольку низкая соленость, гарантируемая для этого опреснителя ($s_{дист} \leq 5$ мг/л), на рассматриваемом судне совершенно необязательна, то предлагаемое уменьшение габаритов не ухудшит качества опресненной воды.

Несколько большие габариты этого опреснителя в плане по сравнению с габаритами опреснителя ИВС-1 могут быть с избытком компенсированы уменьшением габаритов вспомогательного котла, поскольку его производительность может быть уменьшена при установке утилизационного опреснителя на 160—170 кг/ч, т. е. на 30%. При одновременном оборудовании судна системой электрического или водяного отопления за счет утилизации тепла выхлопных газов возможен полный отказ от вспомогательного котла, как это практикуется на многих современных промысловых судах рассматриваемой категории.

Заметим, что и стоимость опреснителя ИВС-1 с относящейся к нему $\frac{1}{3}$ стоимости котла КВА-0,5/5 составит величину того же порядка, что и стоимость утилизационного опреснителя Д-2.

Применение электродиализных опреснителей для малых судов. Одним из вариантов решения проблемы водоснабжения для малых судов является, как известно из опыта японского промыслового флота, применение элек-

тродиализных опреснителей. Основным преимуществом этих опреснителей является полная автономность, поскольку они не нуждаются в тепле¹ и расходуют не более 40 квт · ч электроэнергии на 1 т опресненной воды. Поэтому они особенно удобны для малых судов с относительно большим временем дрейфа в течение суток, когда главный двигатель не работает, а загрузка дизельгенератора и количество отбросного тепла недостаточны для обеспечения нужной производительности дистилляционного опреснителя.

Такие условия, в частности, характерны для сейнеров, на которых и были использованы электродиализаторы «Ацилайзер» японской фирмы «Асахи» производительностью 0,5 и 2,0 т/сутки.

Особенностью электродиализа как метода опреснения является резкое увеличение расхода электроэнергии и площади мембран по мере увеличения солености исходной воды и уменьшения соледержания диализата (опресненной воды), поэтому для опреснения морской воды диализаторы применяются крайне редко. Более или менее приемлемые габариты и экономические показатели достигаются лишь при соледержании диализата не ниже 300 мг/л. Более низкое соледержание достижимо при порционном обессоливании, когда опресняемая вода циркулирует через диализатор в замкнутом контуре с баком до тех пор, пока не будет достигнуто требуемое значение соледержания. Но при этом, естественно, резко уменьшается производительность, а габаритные показатели ухудшаются в результате установки довольно громоздкого бака. Так, упомянутый опреснитель фирмы «Асахи» при производительности 2 т/сутки и собственных размерах 700×600×1300 мм имеет еще бак емкостью 600 л.

Эксплуатационные расходы на электродиализное опреснение значительно превышают расходы на электроэнергию вследствие больших расходов на амортизацию.

Основную долю стоимости опреснителя составляют

¹ Тем не менее подогрев опресняемой воды до 40°С позволяет существенно увеличить производительность, либо уменьшить требуемое напряжение, поэтому на диализаторы целесообразно подавать охлаждающую воду из системы охлаждения дизелей при условии эффективной ее очистки от ионов железа.

ионообменные мембраны, срок службы которых пока не превышает трех лет.

На работе мембран крайне отрицательно сказывается присутствие в воде ионов железа и магния. Ионы железа понижают селективность мембран, а магний, взаимодействуя с активной фенольной группой ионообменного материала, образует на поверхности мембраны гидроксид $Mg(OH)_2$, которая закупоривает мембраны. В связи с этим приходится устанавливать дополнительные ионообменные фильтры для улавливания железа и увеличивать поверхность мембран.

Опытные опреснители, испытанные на пароходе «Тула» в 1957 г. и на транспортном рефрижераторе «Ногинск» в 1967 г., имели поверхность 35—40 m^2 на 1 т суточной производительности¹ при расходе электроэнергии около 40 *квт·ч*.

При существующей цене анионитовых мембран МА-40 15 р. 30 к. за 1 m^2 и катионитовых МК-40 26 р. 70 к. за 1 m^2 стоимость всех пакетов мембран получается равной 770—800 руб. на 1 т суточной производительности. Стоимость электродов также весьма значительна и достигает 140 руб. за 1 т в сутки. Стоимость пластмассовых прокладок между мембранами составляет 50—60 руб. за 1 т в сутки.

Таким образом, без учета стоимости металлоконструкций, трубопроводов и приборов стоимость собственно опреснителя достигает 1000 руб. на 1 т суточной производительности, что при трехлетнем сроке эксплуатации (750 суток работы) обуславливает амортизационные расходы в размере 1 р. 30 к. за 1 т опресненной воды.

Стоимость низковольтной электроаппаратуры для опреснителя также оказывается значительной — до 320 руб. за 1 т в сутки.

В целом амортизационные расходы составляют 1 р. 40 к. за 1 т, расходы на электроэнергию 60—70 коп. за 1 т, эксплуатационные расходы 2,0—2,1 руб. за 1 т. Поэтому всюду, где могут быть использованы утилиза-

¹ Площадь мембран или их количество зависит также от глубины опреснения и расхода электроэнергии. Допуская повышенный расход энергии до 60 *квт·ч/т* и более можно ограничиться меньшей площадью мембран и, наоборот, путем увеличения числа пар мембран — уменьшить расход электроэнергии.

ционные опреснители, применение электродиализаторов нецелесообразно.

Однако утилизационные опреснители малых производительностей — 0,5 *т/сутки* и менее не выпускаются из-за отсутствия подходящих насосов. Поэтому на японских сейнерах и были установлены электродиализные опреснители «Ацилайзер» производительностью 0,5 *т/сутки*. Более крупная модель — производительностью 2 *т/сутки* установлена лишь на одном траулере «Санкиши Мару» № 151 [39]. Перспективы более широкого применения этого типа опреснителей открываются лишь при условии снижения стоимости или увеличения срока службы мембран.

ПРОБЛЕМА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОПРЕСНЕННОЙ ВОДЫ В КАЧЕСТВЕ ПИТЬЕВОЙ

Состав природной пресной воды, употребляемой в различных местностях для питья, чрезвычайно разнообразен. Однако для большинства вод, вкусовые качества которых признаны удовлетворительными, характерно относительно высокое содержание бикарбоната кальция (около 1 *мг-экв/л*), который является в этих водах доминирующим компонентом общего солесодержания.

В отличие от этого в воде, полученной опреснением морской (океанской) воды, 87% общего солесодержания составляют хлориды. В процессе дистилляции содержание всех ионов в морской воде уменьшается пропорционально общему солесодержанию. Так, в состав опресненной воды при солесодержании 350 *мг/л* входят следующие ионы (в *мг/л*): натрия 110; магния 13,3; кальция 4,18; калия 3,97; стронция 0,14; хлора 198,3; сульфат-ионы 27,6, бикарбонат-ионы около 5. Из-за пониженного содержания бикарбонатов опресненная вода не может иметь свежего вкуса, свойственного природной пресной воде.

Относительно допустимости систематического употребления опресненной воды в качестве питьевой единого мнения в настоящее время нет. Более чем полувековой опыт употребления опресненной воды для питья в гражданских и военных флотах всех морских стран мира выявил лишь два бесспорных требования к ее качеству.

1. Для ликвидации пресного вкуса, свойственного кп-

ляченной воде с малым содержанием солей, общее солесодержание питьевой воды должно быть более высоким, чем дистиллята. Поскольку солесодержание хлоридов более 300—350 мг/л придает воде соленый привкус, то общее солесодержание воды, опресненной для питья, должно поддерживаться в пределах 40—100 мг/л за счет естественного уноса рассола вторичным паром.

2. После длительного хранения в танках питьевую воду необходимо обеззараживать. В этом смысле требования к опресненной воде не отличаются от требований к любой другой. Если сроки хранения питьевой воды составляют несколько часов или суток, то обеззараживание необязательно, так как в исходной морской воде болезнетворных бактерий, как правило, не содержится. Исключения составляют лишь прибрежные и портовые воды. Поэтому в некоторых странах, например в Англии и США, работа судовых опреснителей в 40-мильной прибрежной зоне запрещена, поскольку обязательного требования об оборудовании систем питьевой воды аппаратурой для стерилизации нет, а процесс опреснения при температурах ниже 80—85°С не гарантирует стерильности.

Установлено также, что освежающий вкус, характерный для ключевой воды, обусловлен содержанием в ней карбонатных и бикарбонатных ионов. Поэтому для улучшения вкуса опресненной воды на многих современных судах производится ее минерализация. Как правило, она достигается фильтрацией опресненной воды через слой карбонатов — мраморной крошки, дробленых кораллов или ракушек, доломита, извести, двууглекислой соды и т. д. Такая система минерализации опресненной воды предусмотрена практически на всех современных пассажирских судах. Ею оборудованы также транспортные рефрижераторы типа «Прибой», плавбазы типа «Рыбачья слава», РТМ типа «Атлантик» и ряд других судов МРХ.

В СССР требования к качеству пресной воды для хозяйственно-бытовых целей определяет ГОСТ 2874—54 «Вода питьевая». В соответствии с этим ГОСТом питьевая вода должна быть прозрачна, бесцветна, а также не должна иметь привкусов и запахов (запах не более 2 баллов). Жесткость воды не должна превышать 7 мг-экв/л, рН должен быть не менее 6,5 и не более 9,5,

общее солесодержание — не более 1000 мг/л при содержании сульфатов не выше 500 мг/л и хлоридов не более 350 мг/л. Нижний предел солесодержания не регламентируется. Вода не должна содержать солей тяжелых металлов в концентрациях, вредных для здоровья: свинца не более 0,1, меди — 3, цинка — 5, мышьяка — 0,05 и фтора — 1,5 мг/л. При дистилляции морской воды эти требования удовлетворяются, если общее солесодержание не превышает 400 мг/л.

Таким образом, использование для питья воды с солесодержанием 40—100 мг/л, полученной путем дистилляции морской воды, не противоречит требованиям ГОСТ 2874—54, но для улучшения ее вкусовых качеств признается целесообразным повышение содержания карбонатных и бикарбонатных ионов, а также кальция путем минерализации. На зарубежных судах простейшие минерализаторы применяются для улучшения вкусовых качеств опресненной воды только на наиболее комфортабельных и крупных пассажирских судах.

Новые Санитарные правила для морских судов СССР, утвержденные в 1964 г., запрещают использование опресненной воды для питья, если ее солевой состав не соответствует составу воды московского водопровода с отклонениями от этого состава не более чем на 15% по каждому компоненту¹. Точное поддержание требуемого состава путем строгой дозировки вводимых в воду концентрированных растворов минеральных солей [21] требует громоздкой и сложной аппаратуры, надежная работа которой не может быть гарантирована и сопряжена с большими эксплуатационными затратами и с необходимостью пересвозки на судне больших запасов концентрированных минеральных растворов.

¹ Методические указания по гигиене и водоснабжению транспортных и рыбопромысловых морских судов (1968 г.) требуют, чтобы при минерализации получалась вода с солесодержанием 600—800 мг/л следующего ионного состава: кальция 2,64—2,90; магния 0,61—0,68; бикарбонат-иона 2,35—2,5; сульфат-иона 2,06—2,15; хлор-иона 1,64—2,9; натрий-иона 3,6—3,8 мг-экв/л, фтор-иона 0,8 мг/л при рН=6,8—7,0. В то же время Санитарные правила не могут налагать никаких ограничений, кроме указанных в ГОСТ 2874—54, на солевой состав воды, принимаемой для питья из портовых водопроводов. Однако общеизвестно, что как по общему солесодержанию, так и по содержанию отдельных компонентов вода в различных портах резко различается, а от упомянутого состава отличается в 10—12 раз.

С точки зрения современной гигиены вкус воды состоит в том, что человек дает оценку, насколько употребляемая им вода соответствует давно выработавшемуся стереотипу возбуждений. При этом огромную роль здесь играет адаптация — выработавшаяся привычка вкусового ощущения от длительного употребления воды того или иного солевого состава.

Разумеется, что вкус воды будет определяться содержащимися в ней солями и другими веществами. Так, химически чистая дистиллированная вода оценивается как «безвкусная».

При содержании в питьевой воде хлоридов свыше 300 мг/л она приобретает солоноватый вкус, а при наличии растворенной в воде поваренной соли свыше 1000 мг/л — горький вкус [28].

Неприятный вкус придает воде содержание железа более 0,3—0,5 мг/л, а также продукты разложения органических веществ животного и растительного происхождения.

Если говорить о вкусовых качествах опресненной воды, то следует различать воду, полученную в установках избыточного давления и вакуумных. Как показали недавно проведенные исследования, неприятный вкус опресненной воды обусловлен отнюдь не малым ее солесодержанием, а переходом в дистиллят в процессе выпаривания некоторых летучих веществ из морской воды.

Это относится главным образом к испарителям избыточного давления, в которых вода кипит при температуре выше 100°С. При такой высокой температуре содержащийся в морской воде зоо- и фитопланктон превращаются в испарителе в своеобразную «уху», придающую дистилляту неприятный привкус.

Для устранения неприятного запаха и привкуса дистиллят, получаемый в опреснителях избыточного давления, пропускают через древесный уголь, хлорируют (на наших судах с помощью хлораторной установки ОВХ-1) и озонируют (на новых судах, построенных в ГДР).

Иначе обстоит дело с вакуумными опреснителями, кипение воды в которых происходит при температуре 60—70 и даже 40°С. При таких низких температурах летучие вещества из морской воды не выделяются. Исследования вкусовых качеств опресненной воды, получаемой в вакуумных и особенно в глубоковакуумных опресните-

лях, проведенные в ряде стран, полностью подтвердили ее пригодность в качестве питьевой [6], [31], [52].

Следует заметить, что рН дистиллированной воды, получаемой в опреснительных установках, несколько ниже 6,5—9,5, т. е. пределов, установленных стандартами на питьевую воду. Поэтому дистиллят является в какой-то мере агрессивной средой для стальных трубопроводов и арматуры; что приводит к образованию в них ржавчины.

В связи с этим в санитарных правилах некоторых стран, в частности в Предписаниях Управления морского судоходства Швеции [53], рекомендуется при использовании дистиллированной воды для питья повышать ее рН путем пропускания через мраморный или какой-либо другой фильтр, одобренный санитарными органами.

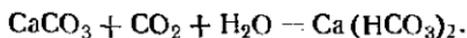
В настоящее время разработано много способов улучшения вкусовых качеств питьевой воды и придания ей искусственным путем самых тонких вкусовых оттенков.

Наиболее распространенный способ улучшения вкусовых качеств питьевой воды — насыщение ее бикарбонатами, придающими воде освежающие свойства.

В конструктивном и технологическом отношении этот способ чрезвычайно прост: достаточно воду пропустить через слой дробленого известняка или мраморной крошки.

Для улучшения вкусовых качеств опресненной воды в Советском Союзе создана простая установка, в которой вода насыщается бикарбонатом кальция [19].

Поскольку бикарбонат кальция существует только в растворе, то для его получения используют метод взаимодействия карбоната кальция с растворенной в воде углекислотой



Установка состоит из баллона с углекислотой и фильтра, заполненного мраморной крошкой. Для получения 1 т воды с улучшенными вкусовыми качествами (карбонатная жесткость 3,5 мг-экв/л) требуется около 180 г мрамора и 80 г углекислоты. Скорость фильтрации выбирают так, чтобы вода находилась в контакте с мрамором примерно 20 мин. Полученная таким образом питьевая вода приобретает освежающие свойства при одной ключевой воды.

Следует отметить, что при кипячении минерализованной воды ее карбонатная жесткость уменьшается в результате термического разложения бикарбонатов, при котором углекислота идет на образование карбонатов. При этом минерализованная вода теряет свои освежающие свойства и приобретает вкус, обычный для кипяченой воды. Это весьма важное обстоятельство, так как оно указывает на нецелесообразность минерализации воды, идущей на приготовление пищи.

Одним из эффективных средств улучшения вкусовых качеств воды является насыщение ее углекислотой и различными экстрактами. Такая вода освежает и хорошо утоляет жажду, что особенно важно при плавании в южных широтах.

Если опресненную воду подвергнуть такой обработке, то по вкусу ее нельзя будет отличить от береговой пресной воды, обработанной аналогичным образом, что подтверждается имеющимся опытом.

На некоторых новых судах питьевая вода готовится в специальных колонках, где, помимо указанной обработки, она еще дополнительно охлаждается. Такие колонки напоминают уличные автоматы для продажи газированной воды.

При выборе комплекса средств, улучшающих качества воды, в первую очередь необходимо учитывать общий уровень комфорта на судне. В качестве аналогии здесь уместно привести современные системы кондиционирования воздуха. Как известно, на одних судах, преимущественно небольших, с малой стоимостью эксплуатационных затрат применяется обычная вентиляция воздуха, в то время как на других, главным образом крупных пассажирских, помимо тепловлажностной обработки воздуха в кондиционерах, производится еще его озонирование и даже ароматизация (насыщение ароматическими эссенциями, воспроизводящими запах хвойного леса и т. п.). По нашему мнению, такой же подход должен существовать и в вопросе выбора средств для улучшения вкусовых качеств воды.

Следует отметить, что стремление воспроизвести у дистиллятов вкусовые качества природных вод, привело к появлению на судах многокомпонентных минерализаторов, в которых опресненная вода насыщается несколькими различными солями.

В качестве примера такого минерализатора можно сослаться на конструкцию итальянской фирмы «Маскарини», представляющую собой цистерну из нержавеющей стали для растворения химикатов с дозировочным цилиндром, аэратором и электронасосом.

Химикаты выпускаются следующих двух составов из расчета обработки 1 т воды: 50 г NaCl, 10 г KNO₃, 40 г MgSO₄ и 100 г NaHCO₃; 45 г NaCl, 30 г MgSO₄, 100 г NaHCO₃, 24,5 г CaCl и 0,5 г хлоральбина. Они поставляются в виде сильно концентрированных растворов в специальной упаковке.

Более простые минерализаторы установлены на судах типа «Тропик». Они представляют собой фильтры, заполняемые таблетками, состоящими из сернокислого кальция, хлористого натрия, карбоната кальция и бикарбоната натрия. На Калининградском экспериментальном заводе ЦКБ МРХ в настоящее время изготавливаются опытные образцы трехкомпонентных минерализаторов производительностью 50 т/сутки. Это пока единственная конструкция минерализатора, приготовляющего минерализованный дистиллят, разрешенный Министерством здравоохранения СССР для употребления в качестве питьевой воды на судах.

В состав приготовленной таким образом воды входят следующие ионы (в г на 1 т): HCO₃⁻ 146; Cl⁻ 103; SO₄⁻ 98; F⁻ 0,8; Na⁺ 85; Ca⁺⁺ 58; Mg⁺ 8. Всего 500 г/т. Допускаемые колебания содержания в воде каждого иона не должны превышать ±15%.

Получение воды необходимого солевого состава достигается введением в дистиллят сильно концентрированных растворов следующих трех солевых компонентов: бисульфата натрия в смеси с сульфатом магния, хлорида кальция и гидрокарбоната натрия с небольшой добавкой фторида натрия.

Концентрированные растворы вводятся в дистиллят с помощью специального объемного дозатора циклического типа. Дозирование осуществляется автоматически, однако из-за необходимости введения большого количества солей такой минерализатор по своим размерам мало уступает опреснительной установке соответствующей производительности, а необходимость приготовления концентрированных растворов и частой заправки минерализатора (до трех раз в сутки) требует не только

выделения на судне дополнительного свободного места, но еще и специального обслуживающего персонала.

Как показали испытания модели минерализатора, фактический расход солей (которые должны быть химически чистыми и предварительно расфасованными в водонепроницаемую тару) составил 0,76 кг на 1 т дистиллята, что увеличивает стоимость 1 т опресненной воды на 21 коп. (не считая амортизационных затрат и расходов по эксплуатации минерализатора).

Из изложенного ясно, что внедрение на судах минерализаторов подобного типа не только удорожит стоимость эксплуатации, но и потребует решения целого ряда таких сложных вопросов, как организация производства минерализаторов, размещение их, а также баков для приготовления растворов на судах, обеспечение бесперебойного снабжения флота солями в требуемых количествах и др.

Выше отмечалось, что наряду с минерализацией санитарные правила 1964 г. требуют еще и аэрации опресненной воды.

В настоящее время на смену аэраторам пришли более эффективные устройства — озонаторы. Благодаря тому что озон не только придает воде приятный вкус, но и обеззараживает ее, озонаторы устанавливаются на судах не только для обработки дистиллята, но и воды, принимаемой с берега.

Озонаторами оборудуются многие суда, строящиеся в Германской Демократической Республике [43].

Озон в этих установках генерируется с помощью электрического тока высокого напряжения из кислорода или атмосферного воздуха и затем специальным инжектором вводится в обрабатываемую воду.

Последняя модель озонаторной установки типа SOG-16 полностью автоматизирована.

Оптимальная концентрация озона в обрабатываемой воде составляет 20 мг/л. Расход электроэнергии на получение 1 кг озона из воздуха — 18 квт·ч, а из кислорода — 9 квт·ч.

Как показывают многочисленные исследования [6], [52] и, в частности, большой опыт стендовых испытаний новых моделей отечественных опреснителей, работавших на прибрежной морской воде, сильно загрязненной различными сбросами, бактериологическая стерильность

Дистиллята очевидна. Причем это относится не только к опреснителям избыточного давления, в которых при температуре свыше 100°C происходит естественная стерилизация воды, но и к вакуумным опреснителям, хотя они и работают при температурах гораздо ниже 80°C , являющейся порогом стерилизации. Последнее объясняется тем, что унос с паром капель рассола, в которых могут содержаться бактерии, крайне незначителен, благодаря чему и вероятность попадания их в дистиллят ничтожна.

Однако, в связи с тем что при хранении дистиллята в цистернах, особенно в жаркое время, он, как и принятая с берега вода, начинает быстро портиться, а количество содержащихся бактерий увеличиваться, перед употреблением дистиллята для питьевых целей его следует подвергать обязательному обеззараживанию. Поэтому обеззараживающие устройства, в качестве которых обычно используют хлораторные установки, бактерицидные облучатели и озонаторы, устанавливаются в системах питьевой воды, а не в составе опреснительных установок.

В заключение следует отметить, что на состоявшемся в марте 1968 г. в г. Брно очередном заседании комиссии по транспорту Совета экономической взаимопомощи были утверждены «Согласованные санитарно-бытовые правила для морских транспортных судов».

В разделе 5 «Системы водоснабжения» в общих требованиях указывается, что «если в качестве питьевой воды предусматривается использование воды из опреснительной установки, то должны быть оборудованы одобренные компетентным органом Санитарного надзора устройства, позволяющие придать воде качества, требуемые стандартом для питьевой воды».

В свете изложенного выше это требование означает, что для использования опресненной воды в качестве питьевой вполне достаточно подвергать ее обработке только в обеззараживающих устройствах, не прибегая к минерализации и аэрации.

Такой вывод полностью подтверждается накопленным опытом использования для питьевых целей воды, опресненной на стационарных дистилляционных установках г. Шевченко (п-ов Мангышлак на Каспийском море, Казахская ССР), где опресненная вода является основным источником питьевого водоснабжения для населения целого города уже в течение нескольких лет. Специаль-

ная проверка свойств этой воды показала вполне удовлетворительные ее качества и безупречность в гигиеническом отношении [31].

Дистиллят, безусловно, является идеальной исходной водой для получения питьевой воды любых требуемых характеристик вплоть до качественного уровня минеральных вод из лучших природных источников. Необходимо, чтобы работа по нормированию солевого состава питьевой воды проводилась в дальнейшем на основе глубокого и всестороннего изучения не только физиолого-гигиенических, но и технико-экономических факторов.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА

ЦЕЛИ И ПУТИ МОДЕРНИЗАЦИИ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ

Большое технико-экономическое значение эффективной работы опреснителей и наряду с этим сравнительно несложное их конструктивное оформление открывают широкое поле деятельности для усовершенствования опреснительных установок как силами машинной команды, так и судоремонтных заводов и мастерских.

При этом основные цели модернизации сводятся к следующему:

повысить производительность опреснителей с тем, чтобы полнее удовлетворялись потребности судна и реже возникала необходимость пополнения запасов пресной воды от танкеров;

облегчить обслуживание опреснителей, избавить вахтенный персонал от необходимости постоянного надзора за ними, уменьшить трудоемкость работ по очистке испарителей от накипи;

уменьшить расход пара и топлива на опреснители;

повысить качество дистиллята, особенно предназначенного для подпитки котлов, с тем, чтобы улучшить водный режим котлов и продлить период между котлоочистками.

Основные технические средства для достижения этих целей, естественно, подсказаны ходом развития современных судовых опреснителей. Внедрение конструктивных усовершенствований позволяет существенно улучшить эксплуатационные характеристики испарителей старых типов..

Повышение производительности. Из выражения для количества тепла, передаваемого через змеевики испарителя,

$$Q = kH(t_1 - t_2),$$

где k — коэффициент теплопередачи;

H — поверхность нагрева;

t_1 — температура первичного пара, °С;

t_2 — температура вторичного пара °С, видно, что Q , а следовательно, и производительность можно увеличить путем увеличения каждого из сомножителей правой части.

Коэффициент теплопередачи k может быть увеличен главным образом путем рациональной организации борьбы с накипью (см. гл. III). Поскольку рассматриваемая проблема относится главным образом к испарителям избыточного давления, для которых эффективные и удобные в применении противонакипные присадки еще не выпускаются, то основным модернизационным мероприятием здесь может быть лишь улучшение самоочистки змеевиков в результате внедрения холодного продувания и растворения накипи.

Поверхность нагрева H можно увеличить только путем замены змеевиков. Применение более тонких трубок с уменьшенным шагом позволяет при тех же размерах батареи на много увеличить число змеевиков и общую их поверхность. Как показывают расчеты, замена трубок диаметром 32 мм на трубы диаметром 19 мм позволяет увеличить поверхность змеевиков в 2 раза.

Однако при этом может быть нарушено оптимальное соотношение длины и диаметра змеевика. В результате суммарное поперечное сечение трубок уменьшится и потери давления греющего пара в них увеличатся, что приведет не к улучшению, а к ухудшению теплопередачи. Оптимальная длина змеевиков в зависимости от давления греющего пара, по данным Рамма, равна 275, 225, 175, 125 и 100 диаметрам при абсолютном давлении p_1 , равном 5; 3; 1,5; 0,8 и 0,5 ат соответственно. В связи с этим с уменьшением диаметра змеевиков, например вдвое, их число для сохранения прежней поверхности должно увеличиться в 4 раза. Такая реконструкция нагревательной батареи потребует коренного изменения паровой коробки, к которой крепятся змеевики, и может быть выполнена только на заводе с хорошо разработанной технологией литья.

Несмотря на значительные затраты, такая реконструкция нагревательных батарей компенсируется не только повышением производительности опреснителя, но и улучшением самоочистки змеевиков от накипи при их вибрации и тепловых деформациях. Это объясняется тем, что степень самоочистки змеевиков и трубок уве-

личивается с ростом толщины слоя накипи. Но чем меньше диаметр трубки, тем меньше и толщина слоя накипи, при которой происходит ее скалывание.

Температура насыщения первичного пара t_1 может быть повышена только путем уменьшения сопротивлений паропровода между котлом и паровой камерой испарителя. Для большинства испарителей избыточного давления, рассчитанных на $p_1 = 4 \div 5$ ат, такого резерва нет, поскольку и в котлах промысловых судов абсолютное давление, как правило, не превышает 6 ат.

В вакуумных опреснителях, где $p_1 \approx 1$ ат, повышение его возможно, однако оно влечет за собой усиленное отложение накипи. Но обычно вакуумные испарители установлены на цовых судах и в повышении производительности не нуждаются.

Температура вторичного пара t_2 может быть значительно понижена созданием вакуума в испарителе. Однако этот, на первый взгляд, весьма привлекательный и многообещающий путь в большинстве случаев не достигает цели, а наоборот, вынуждает уменьшать производительность испарителя. Объясняется это тем, что с понижением давления вторичного пара растет напряженность зеркала испарения и парового объема, что влечет за собой увеличение уноса рассола с вторичным паром и повышает вероятность «вскипания» рассола с сопровождающим его засолением дистиллята. Кроме того, для обеспечения работы испарителя избыточного давления в вакуумном режиме необходимо существенное увеличение поверхности конденсатора и расхода охлаждающей воды, а это практически невозможно без полной его замены и резерва производительности насоса охлаждающей воды. Установке конденсатора увеличенных размеров и дополнительного насоса препятствует, помимо прочего, также и теснота помещений, в которых расположены существующие испарители. И только при весьма низкой температуре заборной воды — от 0 до 10—12° С можно обеспечить вакуумный режим без замены конденсатора и циркуляционного насоса.

Другие мероприятия, связанные с организацией вакуумного режима для испарителей, сводятся к следующему:

установка дистиллятного насоса. Препятствий к этому обычно не возникает, так как место под конденсато-

ром всегда имеется, а особых требований условия работы дистиллятного насоса не создают;

установка рассольного насоса. Чаще всего она невозможна потому, что для нормальной работы насоса необходим подпор во всасывающем трубопроводе около 1 м. Места под испарителем на таком заглублении обычно нет, а подъем испарителя невозможен из-за ограниченной высоты помещения. В связи с этим для отсоса рассола может быть рекомендован не насос, а водоструйный эжектор. Однако для его работы необходимо сравнительно большое количество воды — до 10 т на каждую тонну производительности, что в сочетании с повышенным расходом охлаждающей воды на конденсатор обуславливает необходимость постановки специального насоса заборной воды с напором около 30 м вод. ст.;

установка воздушного водоструйного эжектора или вакуумного насоса для создания и поддержания вакуума. Первый вариант проще, но требует дополнительного расхода воды до 5—10 т на 1 т производительности. Вторым вариантом менее удобен ввиду ограниченной распространности вакуумных насосов, рассчитанных на разрежение 94—95%. Для уменьшения потерь вторичного пара с отсасываемым воздухом должны быть приняты специальные меры — установка выгородки в нижней части конденсатора, выделяющей так называемую воздухоохладительную секцию, или специального добавочного конденсатора на пути паровоздушной смеси к эжектору с поверхностью не менее 5—10% поверхности основного конденсатора;

увеличение диаметра паропровода вторичного пара во избежание значительной разности давлений в испарителе и конденсаторе. Для уменьшения сопротивления паропровода клапан на нем следует заменить клинкетной задвижкой, либо, если допускает схема установки, убрать;

установка дополнительного сепаратора на паропроводе между испарителем и конденсатором для сохранения требуемой влажности вторичного пара. Для уменьшения его солесодержания при некотором увеличении влажности рекомендуется увеличить коэффициент подачи питательной воды до трех. При этом благодаря снижению t_2 потеря с продуваемым рассолом не увеличится;

установка ротаметра на питательном трубопроводе и

счетчика на дистиллятной магистрали для контроля плотности рассола и подачи питательной воды. Без этих приборов, показывающих степень упаривания, грамотная эксплуатация вакуумных испарителей невозможна. Судить о ней по удельному весу рассола в этих условиях также нельзя, поскольку в большинстве случаев не удается получить неразбавленную пробу рассола.

Следует заметить, что даже при выполнении всех этих мероприятий сколько-нибудь глубокого вакуума в испарителе достигнуть трудно, в то время как затраты на переоборудование могут достигать внушительных цифр, особенно в неспециализированных условиях. Поэтому такая значительная модернизация имеет смысл лишь в тех случаях, когда невозможно приобрести или установить на судне серийный современный опреснитель.

Более простой способ увеличения производительности испарителей избыточного давления разработан нами и внедрен на многих судах типа БМРТ. Он основан на более полном использовании существующей поверхности нагревательной батареи, верхние змеевики которой обычно играют роль лишь осушительных и практически не используются. Подробнее этот способ описан ниже.

Другой способ, предложенный В. Ф. Коваленко для глубоковакуумных вертикальнотрубных испарителей, заключается в интенсификации теплообмена путем подачи воздуха к нижним концам испарительных трубок в количестве около 1% производительности через мелкие отверстия в распределительной трубе. Вместо воздуха можно также подавать пар. Пузырьки играют роль искусственных центров парообразования, благодаря которым кипение, способствующее улучшению теплопередачи, начинается значительно ниже и соответственно уменьшается высота экономайзерного участка трубок, где теплопередача наименее интенсивна. К сожалению, для наиболее широко распространенных горизонтальнотрубных измеевиковых батарей, омываемых морской водой снаружи, этот способ малоэффективен.

При любых способах увеличения производительности испарителей необходимо и улучшение теплообмена в конденсаторе. Многие конденсаторы рассчитаны с некоторым запасом и при плавании судна в умеренных широтах могут обеспечить конденсацию пара в количестве, на 20—30% превышающем расчетное. Однако в тропи-

ческих и субтропических водах такого резерва практически нет, так что улучшить работу конденсаторов можно лишь путем интенсификации теплоотдачи к воде. С этой целью в трубки конденсаторов могут быть введены спиральные вставки. Однако при этом увеличится и сопротивление конденсатора, которое при ограниченном напоре в магистрали охлаждения может уменьшить скорость воды в трубках. Поэтому применение турбулизирующих вставок целесообразно лишь при достаточно большом напоре в магистрали охлаждающей воды.

Если производительность насоса охлаждающей воды достаточно велика, то можно воспользоваться более простым способом. В опреснительных установках избыточного давления конденсаторы обычно рассчитаны на малый расход воды и в связи с этим выполнены многоходовыми. Устранив некоторые перегородки в водяных камерах конденсаторов, можно вдвое уменьшить число ходов и добиться повышения расхода охлаждающей воды и увеличить среднюю разность температур.

Упрощение обслуживания. Основной процесс в работе опреснителя, требующий более или менее постоянного внимания обслуживающего персонала,— поддержание уровня рассола и его концентрации. Для автоматического поддержания уровня рассола почти на всех испарителях старых типов устанавливали поплавковые регуляторы различных конструкций. И почти во всех испарителях эти регуляторы бездействуют, так как отложение накипи на всех поверхностях, в том числе и в узлах трения, рано или поздно выводит их из действия. Кроме того, поплавокный регулятор не позволяет обеспечить и постоянства концентрации рассола. Нерегулярное поступление питательной воды исключает возможность оценки ее расхода по ротаметрам, широко используемым для этой цели в современных опреснителях.

Поэтому для поддержания более или менее определенной концентрации рассола в испарителях с поплавковыми регуляторами необходимо периодически брать пробы рассола, определять его удельный вес и соответственно изменять степень открытия клапана продувания. На большинстве судов эта операция не проводится, так как ареометр — прибор хрупкий и требует бережного обращения. Кроме того, колебания давления вторичного пара, вызванные неравномерным поступлением питатель-

ной воды, препятствуют сохранению постоянного количества продуваемого рассола, так что для надежного поддержания концентрации рассола его плотность необходимо определять не реже, чем каждый час. Но при отсутствии контроля плотности рассола либо увеличиваются потери с продуванием и соответственно снижается производительность, либо (при недостаточном продувании) усиленно откладывается сульфатная накипь, удаление которой наиболее затруднительно.

Поддержание определенного уровня и плотности рассола может быть значительно упрощено применением переливного регулятора уровня. Контроль плотности при этом можно осуществлять косвенным путем по показаниям ротаметра.

Другой регулярной операцией по обслуживанию является холодное душирование, или холодное заполнение, проводимое 1—2 раза в сутки для частичного удаления накипи. Внедрение для этой цели холодного продувания более эффективно и значительно сокращает затраты времени (до 3—5 мин), поскольку оно не требует опорожнения испарителя. Необходимое для этой цели переоборудование опреснительной установки сводится лишь к подключению конденсатной трубы с клапаном диаметром около 25 мм в пароподводящий патрубок испарителя.

Для уменьшения вероятности засоления танков дистиллята могут быть рекомендованы для всех опреснителей электромагнитные клапаны, импульс к которым может быть подан от любого электросоленомера после дополнения этого прибора усилительной схемой на полупроводниках.

Из других мероприятий по упрощению обслуживания испарителей следует отметить устройство лючков в нижней части корпуса для периодического выгребания кусков накипи, отделяющихся при холодном заполнении, или холодном продувании, змеевиков.

Уменьшение удельного расхода пара и топлива. Удельный расход пара и топлива при модернизации опреснителей может быть снижен следующими двумя путями:

1) применением термокомпрессоров (пароструйных компрессоров). Необходимым условием является достаточно большое отношение давления рабочего пара к дав-

лению греющего. Это отношение должно быть не менее 4, в противном случае эффект будет слишком незначителен. Такой метод, позволяющий снизить расход пара ориентировочно на одну треть, наиболее целесообразен для судов с относительно большим расходом котельной воды. Подробнее он описан применительно к опреснителям «Атлас». В испарителях избыточного давления на промысловых судах, к сожалению, нет необходимого для струйного компрессора достаточно большого абсолютного давления пара (10—15 ат);

2) включением испарителей (если число их равно двум) по схеме двухступенчатого испарения. Проще всего эта схема достигается при использовании вакуумных испарителей.

Если на судне имеются два испарителя избыточного давления, то двухступенчатое испарение возможно лишь при создании в одном из них вакуумного режима. Недостатком двухступенчатого испарения в одинаковых по конструкции испарителях является некоторое снижение производительности (на 20—30%), так что этот метод применим лишь там, где вопросы экономии топлива имеют большее значение, чем обеспечение максимальной выработки пресной воды.

Улучшение качества дистиллята. Качество дистиллята поддается улучшению сравнительно просто в тех опреснительных установках, где конденсатор отделен от испарителя, как в установках с избыточным давлением. В этом случае на паропроводе вторичного пара устанавливается дополнительный сепаратор. В принципе для этой цели пригоден любой сепаратор, но проще всего по конструктивному исполнению и наименьшим по габаритам оказывается жалюзийный сепаратор. Конструкция такого сепаратора, разработанная для испарителей ИВС-3к, подробно описана ниже.

Наиболее высокий к. п. д. сепараторов с расположением жалюзи в вертикальной плоскости, равный 98—99%, достигается при скорости пара на входе 9—16 м/сек. При скорости более 30 м/сек происходит срыв пленки сепарата и вторичное увлажнение пара с резким понижением к. п. д.

По скорости пара и его расходу находят необходимую площадь поперечного сечения сепаратора. Дополнительная сепарация позволяет даже при весьма высоких на-

пряжениях зеркала — до $4000 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ — сохранить стабильное соледержание дистиллята в пределах $1-4 \text{ мг/л}$.

Для вакуумных опреснителей, в которых конденсатор расположен непосредственно над испарителем в общем с ним корпусе, существенного улучшения чистоты вторичного пара можно добиться путем его барботажной промывки на пути между испарителем и конденсатором. Ценным качеством барботажной промывки является также ее буферное свойство, т. е. способность сглаживать колебания солености вторичного пара при эпизодических забросах хлопьев пены и крупных капель рассола. Эта способность обусловлена аккумуляцией солей в барботажной ванне. Расход дистиллята на промывку зависит от требуемой чистоты пара и может быть ограничен $3-5\%$ производительности.

МЕТОДИКА РАСЧЕТОВ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ МОДЕРНИЗИРУЕМЫХ ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Определение достижимого вакуума

Для правильного решения вопроса о целесообразности организации вакуумного режима в каждом конкретном случае нужно оценить значение достижимого вакуума при неизменных размерах поверхности нагрева испарителя и конденсатора. Вакуум достижим практически в любом опреснителе избыточного давления, если обеспечен принудительный отвод всех трех сред — дистиллята, рассола и неконденсирующихся газов, поскольку практически всякий конденсатор подбирается с некоторым запасом поверхности нагрева и, кроме того, рассчитывается по более высокой температуре заборной воды, чем действительная в умеренных широтах на протяжении большей части года. Однако величина этого вакуума при данных размерах конденсатора зависит от температуры и расхода охлаждающей воды, а также от нагрузки испарителя. Кроме того, на практике большое влияние может оказать не всегда удачная организация отвода газов и воздуха из конденсатора, эффект которой не может быть рассчитан и учтен заранее, поскольку точно определить количество подсосанного через неплотности воздуха невозможно.

Если целью модернизации является всемерное повышение производительности, то вакуум при этом, естественно, будет наименьшим. Наоборот, глубокий вакуум достигается при уменьшении производительности. Поэтому, если главной целью является снижение накипеобразования, то важно знать, какой вакуум или температура вторичного пара достижимы в заданных условиях при данной ограниченной производительности.

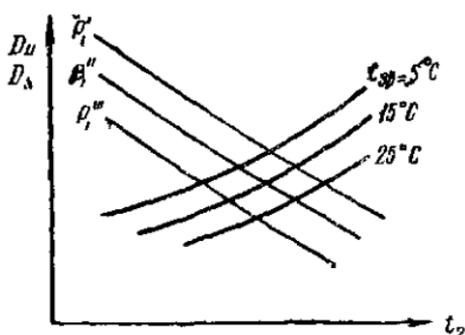


Рис. 71. Нагрузочная характеристика опреснительной установки.

Ответ на все эти вопросы можно получить построением нагрузочной характеристики опреснителя. Эта характеристика (рис. 71) представляет собой график зависимости производительности испарителя $D_{и}$ и количества конденсируемого пара $D_{к}$ при различных температурах заборной воды от температуры вторичного пара t_2 .

Для построения линий $D_{и} = f(t_2)$ при различных температурах заборной воды $t_{з.в}$ можно воспользоваться упрощенной методикой расчета конденсаторов в следующем порядке.

1. Определяют скорость воды в трубках конденсатора, возможную при данном числе ходов z и напоре.

$$h = 10(P' - P''),$$

где P' и P'' — давления в трубопроводе охлаждающей воды на входе в конденсатор и на выходе.

Предварительно находят сопротивление входного и выходного патрубков конденсатора

$$h_3 = \frac{c_{в.п}^2}{2g} \text{ м вод. ст.},$$

где $c_{в.п}$ — скорость воды в этих патрубках.

Отсюда сопротивление каждого хода

$$h_1 = (h - h_3) : z$$

и искомая скорость воды в трубках

$$c = \frac{2gh_1}{0,031 \frac{l}{d_2} \beta + \varphi_1},$$

где l и d_2 — длина трубок и их внутренний диаметр, м;

g — ускорение силы тяжести, м/сек²;

β — коэффициент, учитывающий влияние средней скорости и температуру воды;

φ_1 — коэффициент сопротивления на входе и выходе из трубок. При закругленных кромках $\varphi_1 = 1,2$, при прямых $\varphi_1 = 1,5$.

Приближенно β можно определить при $10 \leq t_{\text{в}} \leq 40^\circ \text{C}$ по выражению

$$\beta = \varphi_2 [1 - 0,005 (t_{\text{в}} - 10)].$$

Значение φ_2 при скорости 1; 1,4; 1,8; 2,2 м/сек принимается соответственно равным 1,20; 1,10; 1,04 и 0,99. Однако на данном этапе значения c еще неизвестны и их приходится принимать ориентировочно. Также оцениваются и средние температуры воды.

Если известны точно измеренные значения температуры охлаждающей воды на входе $t_{\text{вх}}$ и выходе $t_{\text{вых}}$ из конденсатора при номинальной тепловой нагрузке, то скорость воды в трубках гораздо проще находится по расходу воды W , определяемому из уравнения теплового баланса,

$$W = \frac{D(i_2 - i_1)}{c_{3,в}^T \Delta t_{3,в}},$$

где D — производительность опреснителя на номинальном режиме избыточного давления, кг/ч;

$\Delta t_{3,в}$ — нагрев заборной воды в конденсаторе ($t_{3,в} = t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}$);

i_2 и i_1 — энтальпия вторичного пара и дистиллята на этом режиме;

$c_{3,в}^T$ — теплоемкость заборной воды, ккал/(кг · град).

2. Определяют коэффициент теплопередачи для ряда принятых значений t_2 по формуле

$$k = x \sqrt{c \sqrt{t_{3,в} + 0,5 \Delta t_{3,в} + 17,8}} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}),$$

где x — коэффициент, выбираемый в зависимости от материала трубок и их наружного диаметра (табл. 30).

Материал трубок	Наружный диаметр, мм	x
Латунь	19	935
»	16	954
Купроникель	16	794
Титан	16	784

Значение $\Delta t_{з.в}$ предварительно можно определить по нагреву при номинальном режиме, скорректированному по предполагаемой тепловой нагрузке конденсатора. Последняя при вакуумном режиме не может превышать номинальной, а так как в рассматриваемое выражение нагрев входит под корень четвертой степени, то без существенной ошибки можно принять $\Delta t_{з.в}$ одинаковым для всех режимов.

Если номинальное значение $\Delta t_{з.в}$ неизвестно, то его можно определить по расходу охлаждающей воды и номинальной тепловой нагрузке Q_0

$$W = 3600n_1 \frac{\pi}{4} d_2^2 c m^3/ч,$$

$$\Delta t_{з.в} = \frac{Q_0}{c_{з.в}^T W \gamma},$$

где n_1 — число трубок одного хода;
 γ — удельный вес заборной воды.

3. Определяют среднюю разность температур между конденсирующимся паром и водой

$$\Delta t \approx t_2' - t_{з.в} + \frac{\Delta t_{з.в}}{2},$$

где t_2' — температура конденсирующегося пара, определяемая из таблиц водяного пара в зависимости от давления.

В результате сопротивления сепарирующих устройств и трубопровода вторичного пара давление в конденсаторе оказывается меньше, чем в испарителе, ориентировочно на 2—3%. Точнее величину сопротивлений можно

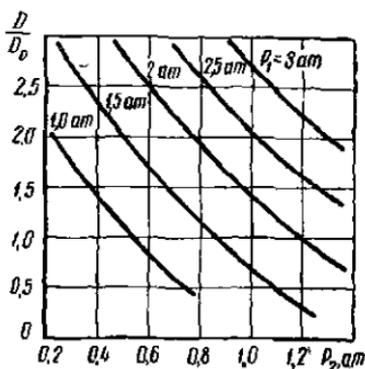


Рис. 72. Зависимость производительности (относительной) испарителей серии ИВС от давления вторичного пара.

определить с учетом местных сопротивлений и скорости c_{II} вторичного пара

$$\Delta P = \Sigma \xi \rho \frac{c_{II}^2}{2} \text{ кг/м}^2,$$

где $\Sigma \xi$ — приведенный коэффициент сопротивления трубопровода и сепаратора. Ориентировочно $\Sigma \xi = 7$;

ρ — плотность вторичного пара, $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$.

Без большой погрешности можно принять

$$t_2' = t_2 - 1^\circ \text{C}.$$

4. Определяют количество тепла, передаваемое при данной t_2' в конденсаторе

$$Q_k = kH\Delta t$$

и корректируют нагрев заборной воды. По уточненному значению $\Delta t_{3,в}$ и Δt определяют окончательное значение Q_k .

5. Количество вторичного пара, которое можно сконденсировать при данном режиме

$$D_k = \frac{Q_k}{r_2},$$

где r_2 — скрытая теплота парообразования при давлении в конденсаторе.

Таким образом, можно построить семейство кривых $D_k = f_1(t_2)$ для ряда наиболее вероятных значений $t_{3,в}$.

Для построения линий производительности испарителя $D_{II} = f_2(t_2)$ можно воспользоваться характеристикой испарителей серии ИВС (рис. 72), построенной по данным нормали ОН9-26-57. С достаточной точностью можно считать, что по мере снижения t_2 при постоянной t_1 коэффициент теплопередачи остается постоянным, а производительность испарителя изменяется пропорционально разности температур греющего и вторичного пара.

Построив линии $D_n = f_2(t_2)$ и $D_k = f_1(t_2)$, в точках их пересечения находим значения достижимой производительности при соответствующем вакууме.

Далее, выбрав величину вакуума и производительность, остается принять меры для предотвращения чрезмерного уноса капель рассола и пены со вторичным паром.

Допустимая напряженность парового объема и расчет сепарационных устройств

Из опыта эксплуатации испарителей избыточного давления известно, что при большой напряженности парового объема (более 3000—3500 м³/(м³·ч) работа испарителя становится неустойчивой. Это проявляется в том, что уровень рассола начинает скачкообразно меняться, а в паровое пространство эпизодически забрасываются «шайки» пены, а иногда пена идет с паром сплошным потоком. Обычные сепарационные устройства не обеспечивают при этом необходимой чистоты пара, в связи с чем при проектировании сепараторов вводится понятие о допустимой напряженности парового объема. Для вакуумных испарителей определенных рекомендаций по ее величине пока нет. Но на основании анализа имеющихся конструкций можно утверждать, что для вакуумных испарителей допустимая напряженность пропорциональна удельному объему вторичного пара. Это же правило вытекает из уравнения для сил трения пара о капли, вызывающих унос капель. Поэтому можно записать

$$R_V^{\text{вак}} = R_V \frac{V_2^{\text{вак}}}{V_2}$$

где $R_V^{\text{вак}}$ — допускаемая напряженность парового объема при вакуумном режиме с удельным объемом вторичного пара $V_2^{\text{вак}}$,

R_V — то же, в испарителях избыточного давления ($P_2 \approx 1,2-1,4$ ат).

Паровой объем существующих испарителей выбран без сколько-нибудь существенного запаса, так как к габаритам судовых испарителей предъявляются жесткие требования. Поэтому как повышение вакуума, так и увеличение производительности иными средствами могут во

многих случаях привести к перегрузке парового объема и зеркала испарения.

Во всех случаях, даже при нагрузке меньше предельной, с ростом производительности качество дистиллята неизбежно ухудшается.

Если устойчивая работа пароводяного объема не может быть гарантирована, то необходима дополнительная двухступенчатая сепарация. В качестве первой ступени, предназначенной для грубой очистки вторичного пара с весьма высокой влажностью, наиболее целесообразен циклон.

По данным И. Ф. Исплюева, наиболее высокий коэффициент очистки (к. п. д.) циклона (до 95%) достигается при окружной скорости смеси на входе 16—20 м/сек и диаметре его около 150—200 мм. Выбор диаметра циклона $D_{ц}$ обусловлен расходом вторичного пара, а точнее — диаметром паропровода

$$D_{ц} = (2 \div 2,5) d_{п.}$$

Высота циклона должна быть не менее двух его диаметров. Благодаря этому его емкость оказывается достаточно большой (не менее 6—7% объема водяного пространства), позволяющей при эпизодических забросах рассола избежать затопления циклона. При всех колебаниях нагрузки уровень сепарата в циклоне не должен подниматься выше чем на 50 мм до среза паровыводного патрубка.

Ввиду большого количества сепарата, отделяемого циклоном, необходимо обеспечить его надежный отвод в нижнюю часть корпуса испарителя (обязательно ниже уровня рассола) или в худшем случае — в льяла. Диаметр сточной трубы должен составлять 50—60% диаметра паропровода.

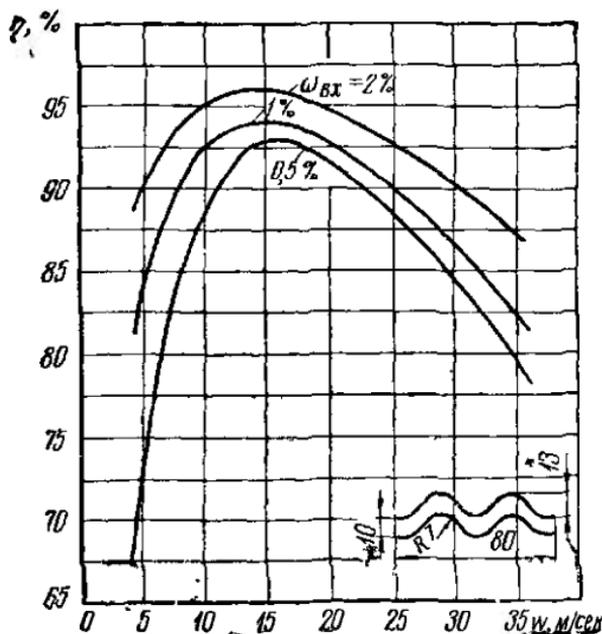
Для оценки качества вторичного пара на выходе из циклона можно считать, что при наибольшей нагрузке в него поступает только пена. Содержание влаги (по весу) в пене из морской воды при атмосферном давлении по приближенным данным можно считать равным 10—15%. Отсюда при коэффициенте очистки $\eta = 0,95$ влажность на выходе из циклона

$$\omega_{\text{вых}} = (1 - \eta) \omega_{\text{вх}} = (1 - 0,95) 15 = 0,75\%.$$

Требуемая в большинстве опреснительных установок

Рис. 73 Зависимость коэффициента очистки жалюзийных сепараторов от скорости.

BOOKS.PROEKTANT.ORG
 БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ
 КОПИЙ КНИГ
 ДЛЯ ПРОЕКТИРОВЩИКОВ
 И ТЕХНИЧЕСКИХ СПЕЦИАЛИСТОВ



влажность, соответствующая солесодержанию 5—10 мг/л, составляет 0,01%. Поэтому необходимо дальнейшее понижение влажности в 100 раз, что достигается постановкой на паропроводе центробежного сепаратора с вертикальным жалюзи в качестве второй ступени (тонкой очистки).

Коэффициент очистки жалюзийных сепараторов по результатам испытаний в зависимости от скорости пара составляет 0,980—0,995 (рис. 73). Выбрав в зависимости от требуемого η оптимальную скорость пара, можно определить площадь поперечного сечения сепаратора.

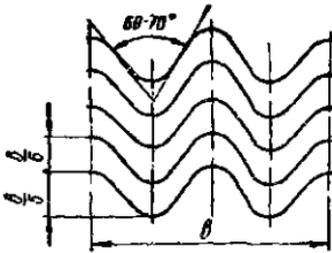
Для вакуумных установок допускается более высокая скорость пара в сепараторе, которую можно определить из условия

$$\gamma_2 \omega_2^2 = \text{idem.}$$

Отсюда, зная γ_2 и ω_2 для сепараторов при атмосферном давлении (см. рис. 73), можно определить ω и для других условий.

Рекомендуемая волнообразная форма жалюзи изображена на рис. 74. Полторы-две волны обеспечивают достаточно хорошую сепарацию и не требуют специаль-

Рис. 74. Форма жалюзи для сепараторов.



ного оборудования для изготовления изогнутых пластин. Шаг между пластинами δ не должен превышать амплитуды волны. Что касается ширины пластины b , то при условии сохранения полутора-двух периодов абсолютная ее величина значения не имеет и выбирается в зависимости от высоты h по условиям обеспечения достаточной жесткости пластины. По конструктивным соображениям можно рекомендовать

$$b = (0,20 \div 0,25) h; \quad \delta = (0,20 \div 0,17) b.$$

Толщина пластин также не влияет на эффективность сепарации и выбирается в зависимости от их высоты в пределах 0,30—0,80 мм. Большая толщина усложняет изготовление и увеличивает расход металла, меньшая не гарантирует достаточной жесткости, особенно при механической очистке от накипи.

Соотношение между шириной и высотой пакета зависит от условий размещения сепаратора. Если позволяют условия, желательна квадратная форма пакета, при которой обеспечивается равномерное омывание всех пластин. Для предотвращения повышения скорости пара и срыва пленки сепарата против входного отверстия перед пакетом целесообразно устанавливать решетку или растекатель.

Должен быть предусмотрен надежный отвод сепарата в водяное пространство испарителя. Для установок избыточного давления проще организовать спуск его в льяла.

Расчет водоструйного воздушного эжектора

В качестве критерия при расчете водоструйного эжектора для отсоса воздуха из опреснителя целесообразно использовать время, необходимое для достижения за-

данного вакуума в предположении абсолютной плотности всех соединений. По соображениям удобства эксплуатации это время при пуске не должно превышать 15—20 мин. Отсюда часовая производительность эжектора (при давлении в испарителе P_2)

$$V_{\text{в}} = \frac{1}{2\tau} \Sigma V_{\text{опр}} - \frac{V_2}{V_1} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где τ — время достижения заданного вакуума, ч;
 ΣV — суммарный объем парового пространства испарителя, конденсатора и трубопровода;
 V_2 — удельный объем воздуха при давлении P_2 ;
 V_1 — то же, при атмосферном давлении.

Найденная таким образом производительность будет заведомо больше необходимой для отсоса газов, которые выделяются из заборной воды в испарителе кипящего типа. Однако в адиабатных проточных испарителях, через которые проходит большое количество заборной воды (около 12 т на 1 т дистиллята), объем выделяемого воздуха соизмерим с объемом испарителя, особенно в северных широтах.

В 1 м³ морской воды растворено следующее количество азота и кислорода:

Температура, °С	0	10	20	30
Вес N и O ₂ , г	31	25	21,8	15,8

Отсюда для испарителя производительностью 1 т/ч при $t_{\text{з.в}} = 10^\circ\text{C}$ вес выделяемых газов составит 300 г/ч, а их объем при абсолютном давлении 0,1 ат — около 2,5 м³, что почти вдвое превышает объем камер испарения и конденсаторов. Поэтому для адиабатных опреснителей необходимо подбирать более мощные эжекторы, а их производительность должна несколько превышать наибольший объем газов, которые выделяются из морской воды в испарителе.

Что касается объема пара в составе газопаровой смеси, отсасываемой эжектором, то несмотря на значительную его величину¹, в расчете водоструйных эжекторов он

¹ Считается, что в главных конденсаторах турбинных установок, снабженных специальными воздухоохлаждательными секциями, количество пара в составе смеси, отсасываемой эжектором, втрое больше количества воздуха.

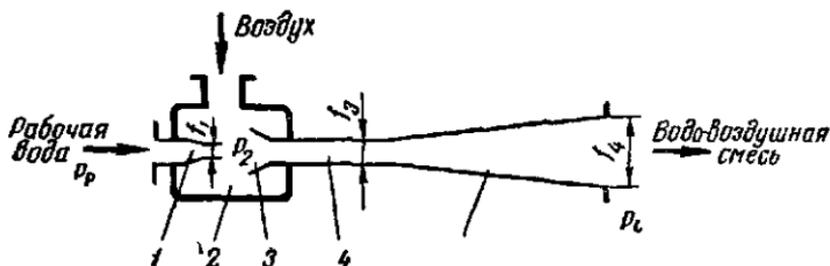


Рис. 75. Расчетная схема водо-воздушного эжектора:
 1 — сопло; 2 — приемная камера; 3 — конический участок камеры смещения;
 4 — цилиндрический участок камеры смещения; 5 — диффузор

не учитывается, так как пар конденсируется при соприкосновении со струей рабочей воды.

Расход рабочей воды на эжектор

$$W_p = \frac{V_n}{u},$$

где u — объемный коэффициент инжекции.

По Н. М. Зянгеру [24] его определяют по формуле

$$u = 0,85 \sqrt{\frac{\Delta P_p}{\Delta P_c} - 1},$$

где ΔP_p и ΔP_c — перепады давления рабочей и сжимаемой сред;

$$\Delta P_p = P_p - P_n; \quad \Delta P_c = P_c - P_n,$$

где P_p — давление рабочей воды;

P_n — давление эжектируемого воздуха в приемной трубке эжектора (нагнетаемой среды);

P_c — давление смеси на выходе из эжектора.

Схема эжектора изображена на рис. 75. Выходная площадь рабочего сопла f_1 определяется по расходу W_p и скорости c_1 рабочей воды

$$c_1 = \varphi \sqrt{2g(P_p - P_n) : \gamma_n} \text{ м/сек}; \quad f_1 = \frac{W_p}{3600c_1},$$

где φ — коэффициент потери давления в сопле ($\varphi = 0,85 \div 0,95$).

Входное сечение сопла принимается равным диаметру трубопровода рабочей воды, определяемому по ее скорости, которая не должна превышать 2 м/сек.

Площадь сечения цилиндрической части камеры смешения

$$f_3 = f_1 \frac{\Delta P_p}{\Delta P_c}$$

Длина цилиндрической части принимается равной четырем — шести диаметрам. Площадь выходного сечения диффузора

$$f_4 = \frac{W_p}{c_{\text{вых}}}$$

где $c_{\text{вых}}$ — скорость смеси на выходе (ориентировочно $c_{\text{вых}} = 2$ м/сек).

Размеры конической части камеры смешения расчетом не определяются. Угол при вершине конуса принимается равным $45-90^\circ$, а площадь входного сечения принимается не менее $2 f_3$.

Расстояние от сопла до входного сечения камеры смешения $l_{\text{см}} = (1,5 \div 2) d_1$. Длина диффузора определяется из условия, чтобы угол при вершине конуса был не более 10° .

Давление рабочей воды для эжектора достаточно $2,5-3$ кг/см², но чем оно выше, тем меньше требуемый расход рабочей воды.

Расчет рассольного эжектора

Водоструйные эжекторы надежно работают на откачке рассола и в эксплуатации они значительно проще и удобнее, чем центробежные или другие насосы. Они не подвержены кавитации, что значительно упрощает проблему регулирования производительности — достаточно обеспечить их производительность при максимальной нагрузке.

Конструкция рассольного водоструйного эжектора принципиально не отличается от водо-воздушного, рассмотренного выше. Более того, во многих случаях для унификации можно использовать одинаковые эжекторы как для воздуха, так и для рассола, хотя такое решение и не будет оптимальным по расходу энергии.

Количество отсасываемого рассола при организации вакуумного режима должно быть большим, чем при избыточном давлении, так как по условиям обеспечения

малой солености вторичного пара необходим коэффициент продувания $\epsilon=2$. Отсюда при производительности эжектора D количество рассола

$$G_p = \epsilon D.$$

Коэффициент инжекции в значительной степени зависит от требуемого вакуума, быстро уменьшаясь по мере его углубления. Для глубоковакуумных испарителей при напоре рабочей воды не более 3 кг/см^2 значения u обычно не превышают 0,20.

Величину u в зависимости от отношения перепада давления рабочей воды $\Delta P_p = P_p - P_n$ и эжектируемой смеси $\Delta P_c = P_c - P_n$ можно найти по данным Е. Я. Соколова [24], приведенным ниже:

$\Delta P_c : \Delta P_p$	0,44	0,40	0,36	0,32	0,28
u	0,25	0,40	0,50	0,65	0,77
$\Delta P_c : \Delta P_p$	0,24	0,20	0,16	0,12	0,08
u	0,95	1,40	1,60	2,1	3,0

Определив коэффициент инжекции в зависимости от перепада давления рабочей воды, находят необходимое количество рабочей воды W_p и площадь выходного сечения сопла f_1 , как в предыдущем расчете. Следует, однако, учитывать, что эти значения являются наивысшими и достижимы при тщательном подборе всех геометрических характеристик эжектора на основе детального расчета. Поэтому для дальнейших расчетов целесообразно принять несколько меньшие значения u .

Относительная площадь сечения цилиндрической части камеры смещения f_3 в зависимости от достижимого значения u приведена ниже:

u	0	0,3	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5	3,2
f_3/f_1	1,3	2,0	3,0	4,0	5,6	7,5	10	12,0

Остальные размеры находятся так же, как и в предыдущем расчете.

Расчет пароструйного компрессора

Основная цель установки струйного компрессора на существующий опреснитель — добиться наибольшего значения коэффициента инжекции u , следовательно, степени

регенерации вторичного пара при заданной производительности.

Детальный расчет пароструйного компрессора довольно сложен и громоздок. Однако упрощенная методика позволяет с достаточной точностью определить его размеры, пользуясь экспериментальными значениями коэффициента инжекции, приведенные Зингером и Соколовым [24] (табл. 31).

Таблица 31

$P_p : P_n$	Коэффициент инжекции при $P_c : P_n$					
	1,6	2,0	2,5	3	4	5
75	1,37	0,90	0,62	0,40	0,25	0,15
25	1,15	0,75	0,41	0,32	0,17	0,08
12	0,85	0,55	0,35	0,15	0,04	—
8	0,75	0,40	0,25	0,10	—	—

Пусть требуется определить размеры компрессора, степень регенерации и экономию расхода греющего пара для глубоковакуумного опреснителя «Атлас» производительностью 15 т/сутки. Абсолютное давление вторичного пара 0,07 ат, температура греющей воды после парового инжектора 65°С, абсолютное давление рабочего пара (в соответствии с давлением в котле) 10 ат.

Сохраняя ту же температуру при переводе опреснителя на непосредственный обогрев паром, находим по этой температуре необходимое абсолютное давление греющего пара $P_1 = P_c = 0,26$ ат. Степень сжатия в компрессоре

$$\frac{P_c}{P_n} = \frac{0,26}{0,07} = 3,6.$$

Степень расширения рабочего пара в сопле компрессора

$$\frac{P_p}{P_n} = \frac{10}{0,07} = 142,$$

где P_p — абсолютное давление рабочего пара, ат;

P_n — абсолютное давление вторичного пара, ат;

P_c — абсолютное давление пара на выходе из сопла, ат.

Экстраполируя данные табл. 31, находим ориентировочный коэффициент инжекции $u=0,38$. Часовой расход греющего пара

$$G = 1,06 \frac{D}{24} = 1,06 \frac{15\,000}{24} = 662 \text{ кг/ч.}$$

Расход рабочего пара

$$G_p = (1-u) G_c = (1-0,38) 662 = 410 \text{ кг/ч.}$$

Выходное сечение сопла

$$f_1 = \frac{G_p V_p 10^4}{3600 c_1} = \frac{G_p V_p}{0,36 \cdot 91,5 \varphi \sqrt{H_a}} \text{ см}^2,$$

где V_p — удельный объем рабочего пара на выходе из сопла при абсолютном давлении $P_2=0,07$ ат. По $i-S$ -диаграмме находим $V_p=16,0$ м³/кг; φ — коэффициент потерь скорости в сопле ($\varphi=0,95$);

H_a — адиабатный теплоперепад ($H_a=173$ ккал/кг).

Подставляя числовые значения в формулу выходного сечения сопла, находим

$$f_1 = \frac{410 \cdot 16}{[0,36 \cdot 91,5 \cdot 0,95 \sqrt{173}} = 15,9 \text{ см}^2.$$

Диаметр выходного сечения

$$d_1 = 10 \sqrt{\frac{4f_1}{\pi}} = 10 \sqrt{\frac{4 \cdot 15,9}{3,14}} = 45 \text{ мм.}$$

Длина свободной струи (расстояние от сопла до камеры смешения)

$$l_c = [\sqrt{0,083 + 0,76u} - 0,29] \frac{d_1}{2a} = \\ = [\sqrt{0,083 + 0,76 \cdot 0,38} - 0,29] \frac{45}{2 \cdot 0,08} = 90 \text{ мм,}$$

где a — опытная константа свободной струи ($a=0,08$). Диаметр свободной струи на расстоянии l_c от сопла

$$d_4 = 3,4 \sqrt{0,083 + 0,76ud_1} = \\ = 3,4 \sqrt{0,083 + 0,76 \cdot 0,38 \cdot 45} = 92,5 \text{ мм.}$$

Наименьшее критическое сечение сопла

$$f_{p.kp} = \frac{G_p V_{kp}}{0,36 c_{kp}},$$

где V_{kp} — удельный объем пара на линии адиабатного расширения при абсолютном критическом давлении $P_{kp} = 0,577 P_p = 5,77 \text{ ат}$ ($V_{kp} = 0,35 \text{ м}^3/\text{кг}$).

$$c_{kp} = 91,5 \varphi \sqrt{H_{a.kp}} = 91,5 \cdot 0,95 \sqrt{26} = 444 \text{ м/сек},$$

где $H_{a.kp}$ — критический теплоперспад, определяемый по i - S -диаграмме между P_p и P_{kp} ($H_{a.kp} = 26 \text{ ккал/кг}$).

$$f_{p.kp} = \frac{410 \cdot 0,35}{0,36 \cdot 444} = 0,9 \text{ см}^2.$$

Абсолютное давление потока во входном участке камеры смешения

$$P_2 = \Pi_{n_2} P_n = 0,8 P_n = 0,8 \cdot 0,07 = 0,056 \text{ ат}.$$

Относительное давление во входном участке камеры смешения

$$\Pi_{c_2} = P_2 : P_c = 0,056 : 0,26 = 0,215.$$

Ниже приведены значения относительного давления сжатого потока в выходном сечении камеры смешения

$\Pi_{c_3} = \frac{P_3}{P_c}$ в зависимости от Π_{c_2} для насыщенного пара:

$\Pi_{c_2} = P_2 : P_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\Pi_{c_3} = P_3 : P_c$	0,655	0,670	0,686	0,708	0,736	0,770	0,82	0,87

Для нашего случая $\Pi_{c_3} = 0,673$.

Относительная плотность смешанного потока в выходном сечении камеры смешения $q_{c_3} = f(\Pi_{c_3})$ по таблицам газодинамических функций равна 0,976.

Сечение цилиндрической части камеры смешения

$$f_3 = f_{p.kp} \left[(1 + u) \frac{P_p}{P_c} \frac{1}{q_{c_3}} \right] =$$

$$= 0,9 \left[(1 + 0,38) \frac{10}{0,26} \cdot \frac{1}{0,976} \right] = 33,1 \text{ см}^2$$

и ее диаметр

$$d_3 = 10 \sqrt{\frac{4 \cdot 33,1}{3,14}} = 65 \text{ мм}.$$

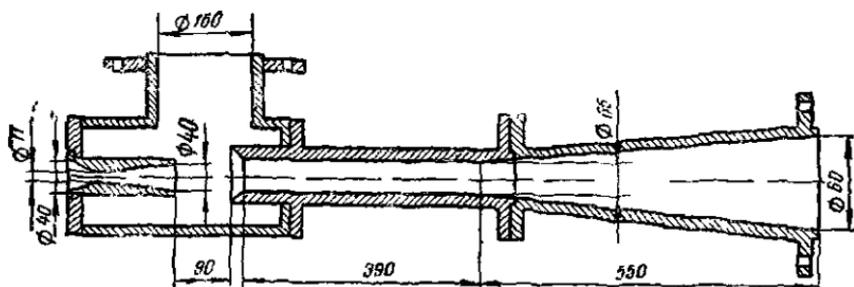


Рис. 76. К расчету пароструйного компрессора для опреснителя «Атлас АФГУ-4».

Площадь сечения диффузора на выходе и его диаметр

$$f_c = \frac{G_c V_c \cdot 10^4}{3600 c_c} = \frac{662 \cdot 5,4 \cdot 10^4}{3600 \cdot 50} = 199 \text{ см}^2, \quad d_c = 160 \text{ мм.}$$

Поскольку $d_4 > d_3$, расстояние от сопла до цилиндрической части камеры смешения находят по выражению

$$l_c = l_{c_1} + l_{c_2} = 90 + \frac{92,5 - 65}{2} = 104 \text{ мм.}$$

где l_{c_2} — длина участка конической части камеры смешения, равная 0,5 ($d_4 - d_3$).

Длина цилиндрической части камеры смешения $l_3 = 6d_3 = 390 \text{ мм}$. Длина диффузора

$$l_d = \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} \cdot \frac{d_c - d_3}{2} = \frac{1}{0,0875} \cdot \frac{160 - 65}{2} = 543 \text{ мм.}$$

Эскиз компрессора, вычерченный по этим размерам, приведен на рис. 76.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ И ВОЗМОЖНОСТИ ЕЕ УЛУЧШЕНИЯ

Как уже отмечалось, возможность увеличения производительности опреснителей обусловлена главным образом возможностями улучшения теплопередачи через нагревательные батареи и трубки конденсаторов. Поэтому перед принятием тех или иных конструктивных решений по модернизации необходимо проанализировать условия теплопередачи через эти поверхности и учесть

возможные их изменения. Ниже приводятся основные сведения о теплопередаче в испарителях и современных методах ее интенсификации.

Интенсивность теплопередачи характеризуется так называемым удельным тепловым потоком q , т. е. количеством тепла, передаваемого в единицу времени через единицу теплопередающей поверхности, и обычно выражается в $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Для судовых испарителей достижимы значения $q \approx 200\,000 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Как известно

$$q = \Delta t_{\text{ср}} k,$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя логарифмическая разность температур между греющей средой и нагреваемой, или температурный напор;

k — коэффициент теплопередачи.

$$k = 1 : \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} \right),$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к теплопередающей поверхности

$$\Sigma \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{\delta_{\text{н}}}{\lambda_{\text{н}}},$$

где $\delta_{\text{м}}$ и $\delta_{\text{н}}$ — толщина металлической теплопередающей стенки и слоя накипи;

$\lambda_{\text{м}}$ и $\lambda_{\text{н}}$ — коэффициенты теплопроводности металла стенки и накипи.

В общем случае $\Delta t_{\text{ср}}$ зависит от четырех значений температуры — греющей и нагревательной среды на входе в нагревательную батарею и на выходе, а также от направления относительного движения этих сред (прямоток, противоток, перекрестный или смешанный ток). В справочной литературе приводятся расчетные формулы для каждого случая организации тока теплообмениваемых сред. Наиболее просто $\Delta t_{\text{ср}}$ определяется для паровых нагревательных батарей. Если температуру конденсации греющего пара обозначить $t_{\text{н}}$, а температуру кипящего рассола $t_{\text{р}}$, то $\Delta t_{\text{ср}}$ можно записать в виде

$$\Delta t_{\text{ср}} \approx t_{\text{н}} - t_{\text{р}}.$$

Определение $t_{\text{н}}$, затруднений не представляет. Несколько сложнее определить $t_{\text{р}}$, так как в общем случае

$$t_p = t_{п2} + \Delta t_{г.э} + \Delta t_t,$$

где $t_{п2}$ — температура вторичного пара, определяемая из таблиц по его давлению;

$\Delta t_{г.э}$ — гидростатический эффект, или гидростатическая депрессия, учитывающая повышение давления на батарею, создаваемое столбом рассола над батареей;

Δt_t — температурная депрессия.

В судовых испарителях кипящего типа высота батарей не превышает 1 м, и если батарея покрыта рассолом полностью, то средняя высота столба рассола $H_r \approx 0,5$ м. Этой высоте соответствует повышение давления в средней части батареи на $0,05$ кг/см². Таким приращением давления можно пренебречь в испарителях с давлением вторичного пара, близким к атмосферному. Однако в глубоковакуумных испарителях это приращение почти равно абсолютному давлению вторичного пара P_2 . Так, в большинстве утилизационных испарителей, использующих тепло охлаждающей воды дизелей, $P_2 = 0,06 \div 0,08$ ат. Увеличение этого давления на $0,05$ ат приводит к повышению температуры кипения, а следовательно, и к уменьшению температурного напора на 10°C . Именно поэтому глубоковакуумные испарители кипящего типа при большой производительности, а следовательно, и при больших размерах нагревательных батарей оказываются менее рациональными, чем адиабатные испарители. И только возможность выработки дешевой воды за счет утилизации тепла системы охлаждения ДВС оправдывает их применение в отдельных случаях при производительности более 50 т/сутки.

Величина гидростатической депрессии приведена в табл. 32.

Таблица 32

Высота столба воды над средней батареей, м	Гидростатическая депрессия при абсолютном давлении вторичного пара, ат							
	0,40	0,20	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
0,2	1,1	2,07	3,6	3,9	4,3	4,7	5,3	6,1
0,3	1,7	3,04	5,2	5,4	6,2	6,8	7,6	8,6
0,4	2,3	4,00	6,7	7,2	7,9	8,7	9,6	10,9
0,5	2,85	4,9	8,1	8,8	9,5	10,4	11,5	12,9

Температурная депрессия (давления) Δt_i учитывает разность температур кипения чистой воды и рассола (морской воды). Для соленых вод, вследствие того что часть поверхности раздела занята сольватами, испарение затруднено и поэтому кипение начинается при более высокой температуре, чем для чистой воды при одинаковом давлении пара. Эта разность температур кипения тем больше, чем выше концентрация солей и температура раствора.

Величина Δt_i , по последним экспериментальным данным Фабусса для «нормальной» морской воды, характеризующейся общим солесодержанием $S=34,46\%$ и хлорностью $Cl=19\%$, а также для ее концентратов, приведена в табл. 33.

Таблица 3

Кратность упаривания	Cl, %	S, %	Температурная депрессия при температуре воды и рассола, °С							
			40	60	80	100	120	140	160	180
1	19,00	34,36	0,34	0,40	0,47	0,53	0,59	0,66	0,81	0,77
1,2	22,80	41,35	0,42	0,49	0,57	0,67	0,72	0,80	0,87	0,93
1,4	22,61	48,24	0,50	0,58	0,68	0,77	0,86	0,95	1,03	1,10
1,6	30,41	55,13	0,58	0,68	0,79	0,89	1,00	1,10	1,19	1,46
1,8	34,21	62,03	0,67	0,79	0,90	1,01	1,14	1,26	1,36	1,46
2,0	38,01	68,92	0,75	0,88	1,02	1,16	1,29	1,42	1,54	1,65
2,2	41,81	75,81	0,85	0,98	1,13	1,27	1,44	1,58	1,72	1,84
2,4	45,61	82,70	0,94	1,07	1,26	1,43	1,59	1,75	1,90	2,04
2,6	49,41	89,50	1,04	1,21	1,39	1,59	1,75	1,92	2,09	2,24
2,8	53,21	96,48	1,13	1,32	1,52	1,70	1,91	2,10	2,28	2,45
3,0	57,01		1,23	1,44	1,66	1,86	2,08	2,28	2,48	2,66

В наиболее распространенных утилизационных испарителях кипящего типа, где теплоносителем служит вода из системы охлаждения ДВС с температурой $t_{в1}$ на входе и $t_{в2}$ на выходе, температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{в1} - t_p) - (t_{в2} - t_p)}{2,31g \frac{(t_{в1} - t_p)}{(t_{в2} - t_p)}}$$

Аналогично для конденсаторов и подогревателей в адиабатных испарителях, где температура насыщенного кон-

денсифицирующегося пара равна t_n , а температура охлаждающей (нагреваемой) воды на входе $t_{вх}$ и на выходе $t_{вых}$

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_n - t_{вх}) - (t_n - t_{вых})}{2,31g \frac{t_n - t_{вх}}{t_n - t_{вых}}}$$

Теплоотдача при кипении

В судовых испарителях обычно имеет место пузырьковое кипение, при котором теплоотдача происходит наиболее интенсивно. Пузырьковое кипение начинается при тепловых нагрузках около $5000 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, которым соответствует разность температур стенки и кипящей воды около 5°С . При меньших нагрузках происходит поверхностное или спокойное (слабое) кипение, для которого характерна малая степень турбулизации пристенного слоя жидкости и соответственно весьма малая интенсивность теплопередачи. Как правило, спокойное кипение в судовых испарителях не используется.

При пузырьковом кипении паровые пузырьки, зарождающиеся на неровностях поверхности нагрева, при своем росте и последующем отрыве интенсивно турбулизируют пристенный слой кипящей жидкости и при всплытии обеспечивают хорошее ее перемешивание. Это способствует интенсификации теплообмена и, очевидно, чем больше пузырьков образуется на каждом участке поверхности, тем больше коэффициент теплоотдачи α_2 . Его значение увеличивается с ростом температурного напора до тех пор, пока пузырьки на поверхности не сольются в одну сплошную паровую пленку. Такой режим кипения называется пленочным и характеризуется резким ухудшением теплоотдачи. Тепловая нагрузка, при которой пузырьковый режим переходит в пленочный, называется критической $q_{кр}$, а смена режима — кризисом кипения.

При атмосферном давлении для воды, кипящей в большом объеме (не внутри трубок), $q_{кр} = 1 \cdot 10^6 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, чему соответствует ориентировочное значение разности температур между стенкой и водой $\Delta t = 25^\circ \text{С}$. Однако с уменьшением давления значение $q_{кр}$ понижается главным образом вследствие увеличения вязкости жидкости и снижения плотности пара. Так, при $P = 0,075 \text{ ат}$ $q_{кр} = 0,37 \cdot 10^6 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Таким образом, тепловые нагруз-

ки, встречающиеся в испарителях, довольно близки к критическим, и дальнейшее их увеличение представляется возможным лишь путем изменения характера испарения, в частности за счет испарения с поверхности тонкой пленки, как в новых испарителях ряда американских фирм («Дженерал электрик», «Аква-Кэм», «Бэджер» и др.).

На величину коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении в условиях свободной конвекции наиболее сильно влияют наряду с тепловым потоком и такие теплофизические характеристики, как плотность, теплопроводность и вязкость кипящей жидкости и плотности пара. Влияние каждого из этих компонентов иллюстрируется формулой

$$\alpha_2 = 7,77 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\rho_1 r}{\rho_{ж} - \rho_{п}} \right)^{0,033} \left(\frac{\rho_{ж}}{\sigma} \right)^{0,333} \times \\ \times \frac{\lambda_{ж}^{0,75} q^{0,70}}{\mu_{ж}^{0,45} c_{ж}^{0,117} T_{нас}^{0,37}}, \quad (1)$$

где $\rho_{п}$ — плотность пара и жидкости;
 r — скрытая теплота парообразования;
 σ — коэффициент поверхностного натяжения;
 $\lambda_{ж}$ — коэффициент теплопроводности жидкости;
 $c_{ж}$ — теплоемкость жидкости;
 $T_{нас}$ — абсолютная температура насыщения;
 $\mu_{ж}$ — коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Характер этой зависимости таков, что коэффициент теплоотдачи однозначно определяется давлением насыщения, от которого зависят все прочие характеристики. Поэтому для воды в зависимости от давления предыдущее выражение можно представить в виде

$$\alpha_2 = 3q^{0,7} P^{0,15} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}). \quad (2)$$

При абсолютных давлениях менее 0,1—0,2 ат α_2 резко падает (рис. 77).

При кипении воды в вертикальных трубках наблюдаются несколько большие значения α_2 , так как в этих условиях достижимо значительно большее паросодержание смеси и меньшая толщина пленки воды вблизи стенок.

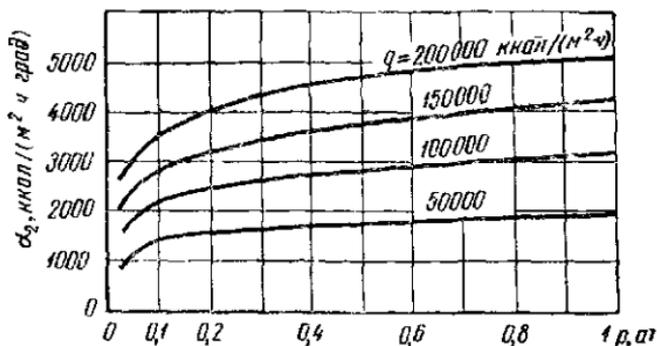


Рис. 77. Зависимость коэффициента теплоотдачи от стенок горизонтальных труб к кипящей воде от давления.

По данным Якоба и ряда других авторов, α_2 для вертикальных труб можно принимать на 25% больше, чем для горизонтальных. А. Н. Плановский и В. М. Рамм [25] рекомендуют для этого случая уравнение

$$Nu_{\text{кип}} = 54 \frac{k^{0,6}}{Pr^{0,3}}, \quad (3)$$

где

$$Nu_{\text{кип}} = \frac{\alpha_2}{\lambda_{\text{ж}}} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_{\text{ж}} g}};$$

$$k = \frac{q}{\rho_{\text{п}} r^{0,078} \left(\frac{\rho_0}{\sigma_{\text{п}}}\right)^{1,1}};$$

$$Pr = \frac{\mu c}{\lambda};$$

здесь ρ_0 — плотность пара при абсолютном кг/м^3 .

Отсюда можно получить развернутое выражение

$$\alpha_2 = 780 \cdot \frac{\lambda^{1,3} \rho_{\text{ж}}^{0,5} \rho_{\text{п}}^{0,06}}{\sigma^{0,5} r^{0,6} \rho_0^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,3}} q^{0,6}. \quad (4)$$

Необходимо, однако, учитывать, что по высоте трубы интенсивность теплоотдачи не одинакова — в нижней части, где вода недогрета до кипения, теплоотдача наибольшая.

лес слаба, а в верхней с минимальным водосодержанием — наиболее интенсивна. Поэтому теплоотдача в вертикальных трубах зависит от весового уровня воды, причем для каждой конструкции существует свой оптимальный уровень. Значения α_2 , определяемые по формуле (4), справедливы лишь для оптимального уровня.

Весьма ощутимое влияние на величину α_2 оказывает соленость кипящей воды, особенно при больших тепловых потоках. Для оценки влияния солености ниже приведены значения α_2 в зависимости от солесодержания по экспериментальным данным В. Ф. Коваленко (при $q = 70\,000$ ккал/(м²·ч)):

Солесодержание, ‰	0	10	20	35	70	105
$\alpha_2 \cdot 10^{-3}$, ккал/(м ² ·ч·град) .	7,8	6,6	6,1	5,6	5,0	4,7
Уменьшение α_2 , %	—	15	22	28	36	40

Следует подчеркнуть, что это снижение α_2 значительно больше того, которое можно ожидать, подставляя в выражения (2) и (4) теплофизические характеристики морской воды и ее концентратов (рассола).

Теплоотдача при нагревании без кипения

Этот вид теплоотдачи характерен для конденсаторов и адиабатных испарителей. Как правило, вода в таких теплообменниках нагревается внутри трубок, причем режим течения воды в них турбулентный. При таком течении в ядре потока наблюдается интенсивное перемешивание вследствие образования вихрей, но в непосредственной близости от стенок, в так называемом пограничном слое, сохраняется ламинарный режим, при котором перемешивание жидкости не наблюдается. Основное сопротивление теплоотдаче оказывает именно этот слой, в котором передача тепла может происходить лишь путем теплопроводности. Между тем вода обладает весьма малой теплопроводностью, величина которой ориентировочно в 100 раз меньше, чем у металла трубки. Поэтому, если толщина пограничного слоя даже в 100 раз меньше толщины трубки, сопротивление теплопередаче будет иметь тот же порядок, что и сопротивление трубки. В действительности толщина пограничного слоя составляет 0,02—0,05 мм и в очень значительной степени зависит от средней скорости воды в трубке, уменьшаясь по мере

ее роста. Естественно поэтому, что α_2 определяется главным образом скоростью воды.

Вторым фактором, от которого зависит α_2 , является вязкость жидкости. Очевидно, чем меньше вязкость, тем больше степень турбулизации и тем тоньше пограничный слой. Поэтому α_2 заметно увеличивается с повышением температуры воды. Для определения α_2 в рассматриваемых условиях М. А. Михеев рекомендует следующее исходное критериальное уравнение:

$$Nu = 0,021 \varepsilon_l Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (5)$$

где Pr — критерий Прандтля для воды, вычисленный по средней температуре;

$Pr_{ст}$ — то же, при средней температуре стенки;

ε_l — поправка на отношение длины трубки к диаметру.

При $\frac{l}{d} > 50$, что наиболее характерно для рассматриваемых случаев, $\varepsilon_l = 1$.

Поскольку

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}; \quad Re = \frac{wd}{\nu} \quad \text{и} \quad Pr = \frac{\nu c \gamma}{\lambda},$$

получим

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,8} \left(\frac{\nu c \gamma}{\lambda} \right)^{0,43} \times \\ \times \frac{\left(\frac{\nu c \gamma}{\lambda} \right)^{0,25}}{\left(\frac{\nu_{ст} c_{ст} \gamma_{ст}}{\lambda} \right)^{0,25}}.$$

Как видно из этой формулы, α_2 растет с увеличением скорости воды и уменьшением диаметра трубок. Однако скорость воды в трубках выше 2—2,5 м/сек используется весьма редко, главным образом вследствие эрозии входных концов трубок. Диаметр же ограничивается в основном эксплуатационными соображениями — с уменьшением диаметра увеличивается вероятность его засорения и затрудняется механическая очистка от накипи и биологических отложений. Наиболее часто используются трубки с внутренним диаметром 16 мм при длине более 1,5—2 м и 14 мм при длине около 1 м. При меньшей дли-

не допустимы еще меньшие диаметры. Большое влияние на величину α_2 оказывает вязкость воды, которая резко увеличивается при температурах менее 20°C и лишь увеличение температурного напора, которым сопровождается понижение температуры воды, позволяет получить достаточно высокий коэффициент теплопередачи. При равных температурных напорах теплоотдача тем интенсивнее, чем выше температура воды.

Интенсивность теплоотдачи к воде можно в несколько раз увеличить применением так называемых турбулизирующих вставок в трубки.

Вставки выполняются либо в виде плоских и спиральных лент, либо в виде трубок диаметром около 70% от диаметра теплопередающей трубки. Такие вставки получили широкое применение в теплообменниках для вязких жидкостей. В конденсаторах опреснительных установок они широкого распространения не получили, так как способствуют загрязнению трубок и затрудняют их очистку. Основным же препятствием к применению вставок является то, что в конденсаторах величина α_2 значительно меньше влияет на коэффициент теплопередачи, чем в теплообменниках для вязких жидкостей, у которых практически $k \approx \alpha_2$. Поэтому применение вставок вполне оправдано наряду с одновременной интенсификацией теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара и при достаточно тонких трубках, в частности, в установках малой производительности, где могут быть применены тонкостенные короткие трубки малого диаметра.

По данным Ф. А. Анатолиева [3], наиболее эффективны вставки в виде спиральных пластин. Увеличение α_2 и рост гидравлического сопротивления в зависимости от угла наклона наружной кромки к осевой линии β приведены ниже.

$\sin \beta$	1,0	0,95	0,90	0,80	0,70
Кратность увеличения α_2 . .	1,21	1,27	1,34	1,50	1,70
Кратность увеличения сопротивления	2,3	2,7	3,05	4,25	6,0

Заметим, что простое увеличение скорости воды в трубках без вставок дает практически тот же эффект, т. е. такое же увеличение α_2 , которое при соответствующем увеличении сопротивления трубок можно получить за счет закрученной ленты. Однако, как уже отмечалось,

увеличение скорости в одних случаях недопустимо, в других — существенно влияет на общую компоновку конденсатора, вызывая увеличение числа протоков. Во всяком случае, применение вставок облегчает создание оптимальной конструкции конденсатора.

Теплоотдача при конденсации

Конденсация вторичного пара представляет собой важнейший этап дистилляции¹. Кроме того, в испарителях с паровым обогревом все тепло, необходимое для работы испарителя, передается путем конденсации греющего пара. Поэтому интенсификация теплообмена при конденсации имеет исключительно важное значение для эксплуатации и проектирования опреснителей.

Основное сопротивление теплоотдаче при конденсации чистого пара оказывает пленка конденсата, стекающего по поверхности стенки. Режим движения этой пленки, как правило, ламинарный, и поэтому передача тепла через нее происходит только путем теплопроводности. Естественный сток конденсата происходит при конденсации на вертикальной поверхности, при конденсации снаружи горизонтальных трубок и при конденсации внутри горизонтальных трубок или змеевиков; для этих случаев и подобраны расчетные данные.

В первом случае по мере стекания пленки толщина ее увеличивается. При этом большое влияние оказывает и направление движения пара: если пар движется вверх, он тормозит движение пленки и тем самым ухудшает теплоотдачу; наоборот, движение пара вниз способствует стеканию пленки. В свете изложенного очевидно, что в вертикальных конденсаторах подвод пара должен быть организован сверху, а высоту трубок l следует назначать возможно меньшей. Для этого случая

$$Nu = 1,15 (Ga \sqrt{\rho K})^{0,25},$$

где Nu — критерий Нуссельта ($Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$);

$$Ga — \text{критерий Галилея для конденсата} \left(Ga = \frac{l^3 g \rho_K^2}{\mu_K^2} \right);$$

¹ Напомним, что слово «дистилляция» происходит от латинского *distillare* — стекать каплями.

K — критерий конденсации ($K = \frac{r}{c_k \Delta t}$).

Индексом «к» здесь обозначены теплофизические характеристики конденсата при температуре пленки, определяемой как средняя арифметическая между температурой стенки и температурой насыщения. Отсюда получается следующее расчетное выражение

$$\alpha_1 = 1,75A \sqrt[4]{\frac{r}{h\Delta t}} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}),$$

где h — высота трубок, на которой происходит конденсация, м;

A — характеристика теплофизических свойств конденсата ($A = \sqrt[4]{\rho_k^2 \lambda_k^3 / \mu_k}$).

Значения A в зависимости от температуры конденсата приведены ниже.

$t_k, ^\circ\text{C}$	0	20	40	60	80	100	120	140
A	1360	1500	1730	1930	2110	2230	2340	2420

Из этих данных хорошо видно, что α_1 уменьшается с понижением температуры пленки и увеличением тепловой нагрузки. Последнее объясняется также ростом толщины пленки конденсата по мере увеличения q .

На горизонтальных трубках коэффициент теплоотдачи при конденсации также уменьшается от ряда к ряду по мере увеличения толщины пленки конденсата в результате его стока с верхних рядов.

Для верхнего ряда трубок

$$\alpha_1 = 1,1A \sqrt[4]{\frac{r}{d\Delta t}} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}).$$

В пучке трубок с числом рядов по вертикали n среднее значение

$$\alpha_{\text{ср}} = \epsilon_{\text{ср}} \alpha_1,$$

где $\epsilon_{\text{ср}}$ — усредненный для всего пучка поправочный коэффициент, учитывающий влияние стока с верхних трубок.

Значения ϵ в зависимости от n и порядка расположения трубок (по данным С. С. Кутателадзе) приведены в табл. 34.

Порядок расположения трубок	Значения α при числе рядов по вертикали n							
	1	2	4	6	8	10	12	14
Шахматный	1	0,92	0,80	0,72	0,66	0,60	0,52	0,48
Коридорный	1	0,90	0,76	0,64	0,55	0,48	0,44	0,43

По этим данным $\alpha_{\text{ср}}$ для горизонтальных пучков оказывается на 15—20% меньше, чем для вертикальных трубок длиной около 1 м. Чем меньше их длина, тем в большей мере проявляются преимущества вертикального расположения. Однако по ряду причин горизонтальное расположение трубок во многих случаях оказывается более предпочтительным, например, в конденсаторах, в которых ограничен расход охлаждающей воды. В этом случае чем длиннее трубки и соответственно меньше число их рядов, тем лучше теплоотдача.

Конденсация внутри горизонтальных труб и змеевиков имеет существенные особенности. Большое влияние на ее интенсивность оказывает скорость пара внутри трубок. Чем больше тепловая нагрузка, а следовательно, и скорость пара, тем энергичнее срывается пленка конденсата и поэтому в отличие от предыдущих случаев здесь α_1 растет с увеличением тепловой нагрузки.

Весьма заметное влияние оказывает также длина змеевиков — с увеличением длины выходная часть змеевика все в большей мере заполняется конденсатом и, кроме того, понижается давление греющего пара. Поэтому в зависимости от начального давления пара предельное отношение длины змеевика к диаметру трубки, по данным Рамма, назначается не более приведенного ниже:

Давление греющего пара, ат	5	3	1,5	0,8	0,5
$\left(\frac{l}{d}\right)_{\text{макс}}$	275	225	175	125	100

Эти значения справедливы для $\Delta t = 36^\circ \text{C}$. При других значениях Δt рекомендуется табличные значения умножить на $\frac{6}{\sqrt{\Delta t}}$. В то же время, по экспериментальным данным А. Д. Волкова, коэффициент теплоотдачи растет

по мере увеличения длины трубок. По-видимому, это объясняется тем, что при достаточно малых отношениях $\frac{l}{d}$ (в опытах Волкова это отношение не превышало 130) увеличение длины трубки вызывает пропорциональное повышение скорости пара, а отмеченные выше отрицательные последствия увеличенной длины трубок сказываются еще сравнительно мало.

Для рассматриваемого случая А. Д. Волков рекомендует следующую формулу:

$$\alpha_1 = C A_1 q^{0.5} L^{0.3} d_{\text{вн}}^{0.2} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}),$$

где C — коэффициент, равный 0,031 для медных и латунных труб и 0,02 для стальных окисленных;

q — среднее значение удельной тепловой нагрузки по всей длине трубы;

L — длина трубы, заполненной паром, м;

$d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубы, м;

A — коэффициент, характеризующий теплофизические свойства пленки

$$A = \lambda_k (3600g)^{-\frac{1}{6}} (v_k - a_k)^{-\frac{1}{3}} (7M_k)^{-\frac{1}{2}}.$$

В последней формуле a_k — коэффициент температуропроводности конденсата.

Значения A в зависимости от температуры насыщения t_s приведены ниже.

Температура насыщения t_s , °C	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$A \cdot 10^{-3}$	0,78	0,95	1,12	1,27	1,42	1,57	1,71	1,85	1,98	2,10

В целом теплоотдача в рассматриваемом случае менее интенсивна, чем при конденсации на наружной поверхности горизонтальных или вертикальных трубок и лишь при тепловых нагрузках порядка 200 000 ккал/(м²·ч) и более она достигает такой же интенсивности.

Тем не менее в судовых испарителях именно этот вид передачи тепла используется наиболее широко, так как

работа паротрубных нагревательных батарей сопровождается гораздо лучшим самоочищением их от накипи. Между тем именно накипь на поверхности нагрева представляет главное сопротивление передаче тепла.

Отметим также, что все приведенные здесь формулы справедливы лишь для чистого пара, без примеси воздуха или других неконденсирующихся газов. Между тем даже при абсолютной плотности корпуса и всех трубопроводов присутствие таких газов в испарителе неизбежно, так как значительное количество газов, растворенных в морской воде, при кипении переходит почти полностью в паровую фазу.

Методы учета влияния газов на конденсацию пара и способы уменьшения этого влияния более подробно рассмотрены ниже.

Наконец, следует также иметь в виду, что все приведенные соотношения справедливы лишь для насыщенного пара. Перегретый пар конденсируется менее интенсивно, так как необходимым условием его конденсации является предварительное охлаждение вблизи конденсирующей поверхности до температуры насыщения.

Поэтому современные опреснители снабжаются увлажнительными устройствами, позволяющими устранить перегрев пара и улучшить условия конденсации. Включение такого увлажнителя позволяет увеличить коэффициент теплопередачи и производительность опреснителя на 5—6%.

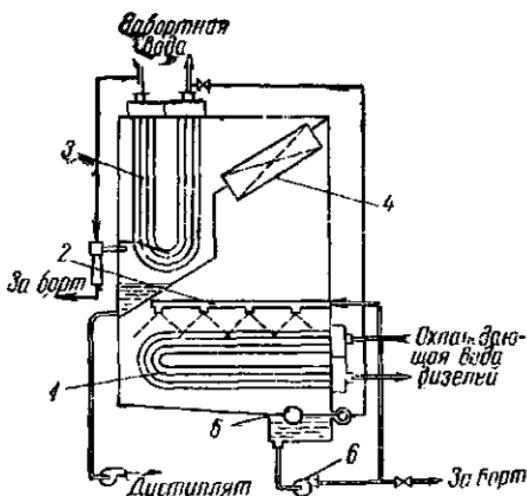
Интенсификация теплообмена

Быстрое развитие техники опреснения в последние годы привело к появлению ряда новых конструкций серийных судовых испарителей, в которых интенсивность теплообмена увеличена в несколько раз по сравнению с достигнутой ранее. Таковы, в частности, тонкоплочные вертикальнотрубные испарители фирмы «Дженерал электрик» и горизонтальнотрубные струйноплочные испарители фирмы «Аква-Кэм». Некоторые методы интенсификации теплообмена, использованные в этих испарителях, могут быть применены и для модернизации существующих.

Один из них, использованный в испарителях «Аква-Кэм», заключается в том, что над пучком горизонтальных

Рис. 78. Струйнопленочный горизонтальнотрубный опреснитель

1 — трубчатая нагревательная батарея, 2 — распределительная труба с соплами, 3 — конденсатор; 4 — сепаратор; 5 — поплавковый регулятор уровня; 6 — циркуляционно-рассольный насос.



трубок греющей батареи через сопла разбрызгивается морская вода, образующая на трубках тонкую пленку, с поверхности которой и происходит испарение. Благодаря достаточно малой толщине пленки ее сопротивление теплопередаче незначительно и это позволяет получить устойчивые значения коэффициента теплопередачи, вдвое превышающие обычные значения — около $6000 \text{ ккал} (\text{м}^2 \times \text{ч} \cdot \text{град})$ — при весьма малых температурных напорах. Поэтому такие испарители находят все большее применение в качестве компрессионных и утилизационных.

Схема струйнопленочного испарителя показана на рис. 78. Он отличается от горизонтальнотрубных опреснителей тем, что в его состав включен циркуляционный насос, подающий рассол на трубки в количестве, в 6—10 раз превышающем производительность опреснителя. Благодаря малому напору расход энергии на насос оказывается значительно меньшим, чем в адиабатных опреснителях или в обычных кипящих испарителях с принудительной циркуляцией.

Из конструктивных отличий следует отметить сборник рассола под нагревательной батареей, постоянный уровень в котором поддерживается с помощью регулятора. Все построенные до последнего времени испарители этого типа выполнены одноступенчатыми.

В отличие от обычных кипящих испарителей коэффициент теплопередачи здесь весьма мало зависит от теплового потока, диаметра трубок и количества циркули-

рующей воды. Единственное требование — полная смачиваемость всех участков труб.

В результате повышенной интенсивности теплопередачи при давлении, близком к атмосферному, на трубках быстро образуется накипь, предотвратить которую удается лишь подкислением воды. Для глубоковакуумных испарителей этого типа подкисление, естественно, не требуется.

В вертикальных трубных испарителях фирмы «Дженерал электрик» тонкая пленка воды наносится на внутреннюю поверхность трубок диаметром 50 мм путем распыления ее через копические сопла специальной формы. Благодаря тщательному профилированию сопел вся поверхность трубок смачивается даже без рециркуляции испаряемой воды, поэтому установка не усложнена циркуляционным насосом. Это позволяет выполнять подобные испарители многоступенчатыми.

Наружная и внутренняя поверхность трубок в испарителях «Дженерал электрик» волнистая, что значительно улучшает условия стекания пленки испаряемой воды и конденсата и способствует созданию «полусухих» участков на гребнях волн с наружной стороны. На этих участках происходит капельная конденсация греющего пара, характеризующаяся резким возрастанием коэффициента теплоотдачи. По данным испытаний демонстрационных установок этого типа, коэффициент теплоотдачи на волнистых трубках с тонкой пленкой достигает 10 000—12 000 ккал/(м²·ч·град) при незначительном температурном напоре (5—10°С). Однако сложность конструкции таких испарителей и необходимость освоения специальной технологии производства волнистых трубок не позволяют рекомендовать рассматриваемый способ для модернизации существующих опреснителей. Для предотвращения образования накипи в вертикальных трубных струйнопленочных испарителях также применяется подкисление воды.

Для оценки коэффициента теплоотдачи при испарении из тонкой пленки в испарителях «Аква-Кэм» можно воспользоваться теми же соотношениями, которые приводятся для случая конденсации пара на пучке горизонтальных трубок в отсутствие газов, поскольку в этих условиях процесс испарения можно рассматривать как «зеркальное отображение» процесса конденсации.

Другие способы интенсификации теплообмена на неподвижных поверхностях еще не вышли из стадии опытной проверки. Наиболее интенсивные работы ведутся по созданию устойчивого режима капсельной конденсации путем гидрофобизации охлаждающей поверхности, но проблема заключается в изыскании методов длительного поддержания этого режима.

МОДЕРНИЗАЦИЯ НЕКОТОРЫХ ТИПОВ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ НА ПРОМЫСЛОВЫХ СУДАХ

Опреснительные установки ИВС-3к с испарителями избыточного давления

В составе флота рыбной промышленности наиболее многочисленны испарители ИВС—3к производительностью 10 *т/сутки*, устанавливаемые на БМРТ и производственных рефрижераторах. Их недостатки, свойственные всем без исключения испарителям избыточного давления, заключаются в резком падении производительности вследствие интенсивного накипеобразования и в необходимости постоянного вахтенного надзора. Необходимость в ручной очистке змеевиков от накипи возникает через 10—12 дней непрерывной работы.

Суточное потребление воды на БМРТ с учетом расхода на глазуровку рыбы и на компенсацию утечек пара и конденсата вследствие неудовлетворительного состояния трубопроводов составляет 18—19 *т*, а два установленных испарителя могут вырабатывать это количество воды лишь в первые сутки после чистки. При выборе этих испарителей не учитывалось и то обстоятельство, что круглосуточная эксплуатация испарителей практически неосуществима по целому ряду таких причин, как нехватка греющего пара ввиду большого его потребления рыбо-мучной установкой, загруженность кочегаров работами по текущему ремонту котельного оборудования и в особенности трубопроводов, необходимость предоставления им отгула за переработанное время и т. д. Поэтому осредненная по времени в течение рейса производительность обоих испарителей не превышает 12—14 *т/сутки*, а дефицит в размере 5 *т/сутки* приходится покрывать ежемесячной приемкой воды от танкеров.

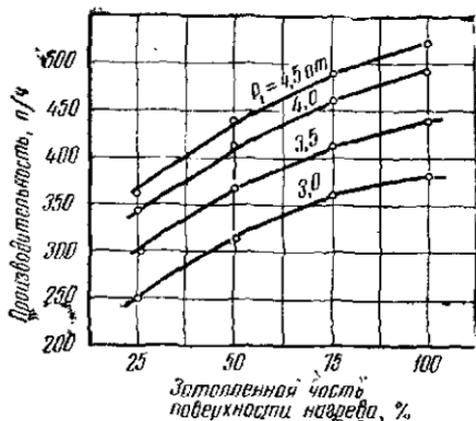


Рис. 79. Зависимость производительности испарителя ИВС-3к от степени затопления нагревательной батареи.

Повысить производительность каждого испарителя ИВС-3к на 3—3,5 т/сутки удастся путем переоборудования установки по схеме, разработанной Калининградским техническим институтом рыбной промышленности и хозяйства. Сущность предложенного метода увеличения производительности заключается в повышении рабочего уровня рассола до верхнего ряда змеевиков, благодаря чему значительно полнее используется их теплопередающая поверхность, а количество передаваемого тепла увеличивается на 30—40% и соответственно растет производительность (рис. 79).

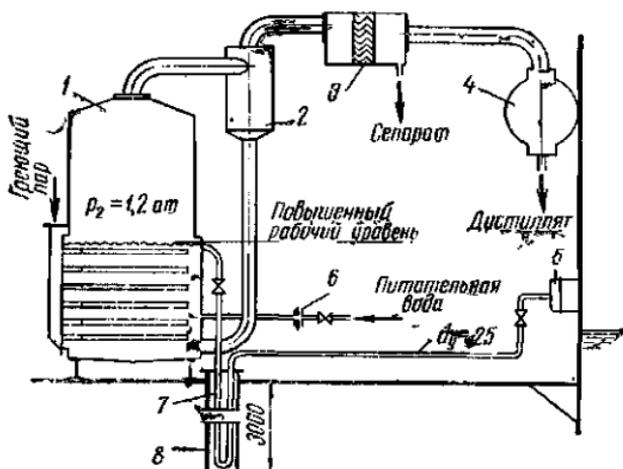
Неизбежное при этом увеличение уюса рассола со вторичным паром предотвращается применением выносного циклонного сепаратора в качестве первой ступени и жалюзийного сепаратора — для тонкой очистки пара. Схема переоборудования испарительной установки изображена на рис. 80, жалюзийный сепаратор — на рис. 81.

Повышенный уровень рассола поддерживается автоматически путем слива избыточного рассола через отверстие в боковой стенке, таким образом, отпадает необходимость в постоянном вахтенном надзоре¹. Во избежание проскоков вторичного пара с продуваемым рассолом трубопровод продувания от отверстия в боковой стенке опущен в шахту, где он образует петлю (гидравлический

¹ Вместо поплавкового регулятора для этой цели удобнее подключить сливное устройство (см. рис. 92 и 93) к существующим фланцам

Рис. 80. Схема переоборудования опреснительной установки для работы с повышенным уровнем рассола:

1 — испаритель; 2 — циклонный сепаратор; 3 — жалюзийный сепаратор; 4 — конденсатор; 5 — шпигат; 6 — дроссельная шайба; 7 — гидравлический затвор; 8 — кожух.



затвор) высотой 2,5—3 м и далее отводится к шпигату на площадке испарителей. Шахта выполнена в виде стальной трубы диаметром 90 мм, приваренной к потолку танка № 3, в котором хранятся запасы котельной воды. Шахта исключает засоление котловой воды при нарушении плотности рассольного трубопровода и предотвращает нагревание воды в танке.

Возможна, однако, и более простая схема отвода рассола непосредственно в шпигат без гидравлического

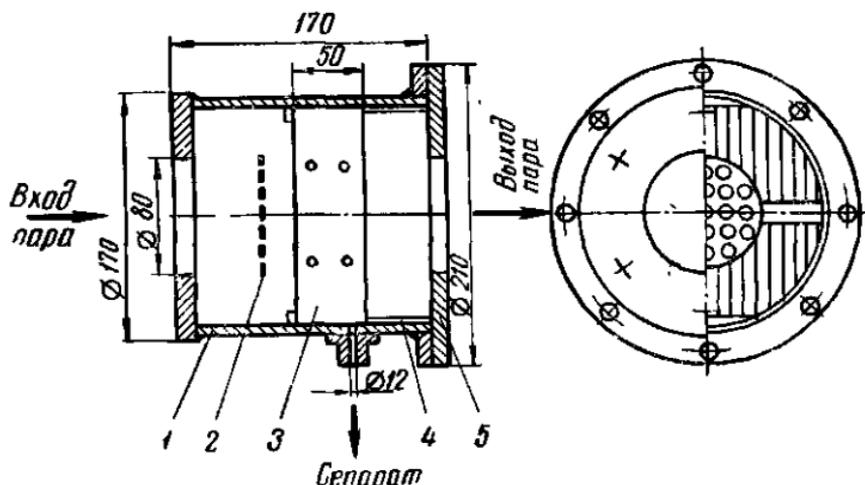


Рис. 81. Жалюзийный сепаратор на трубопроводе вторичного пара испарителя ИВС-3к:

1 — корпус; 2 — растекатель; 3 — пакет жалюзи; 4 — кольцевой упор; 5 — крышка.

затвора. В этом случае на рассольном трубопроводе устанавливается шайба диаметром 11—12 мм, ограничивающая расход. Как показывают расчеты, при давлении в испарителе 0,25—0,20 кг/см² количество вторичного пара, проходящего через шайбу, не превышает 3% производительности, если подача питательной воды соответствует двукратному упариванию, т. е. солености рассола 70 000 мг/л. Удобно для этой цели также сливное устройство, устанавливаемое вместо поплавкового регулятора уровня (см. рис. 92 и 93). На трубопроводе питания установлена дроссельная шайба с отверстием диаметром 6 мм. Ручной клапан, установленный перед этой шайбой, при нормальной работе установки полностью открыт. Количество питательной воды при нормальном напоре в трубопроводе равно 0,9—1,0 т/ч. По мере отложения накипи открытие клапана уменьшается. По этой схеме в Калининградском тралфлоте переоборудованы опреснители на шести судах: БМРТ «Аметист», «Кольцов», «Агат», «Гранат», «Тарас Шевченко» и «Алмаз». Результаты испытаний головной установки на БМРТ «Аметист» в 1965 г. показали устойчивое превышение паспортной производительности на протяжении 10 суток непрерывной работы (рис. 82).

В целом производительность испарителя удается повысить на 150 л/ч, или на 3,5 т/сутки. Благодаря двойной сепарации вторичного пара соленость дистиллята не пре-

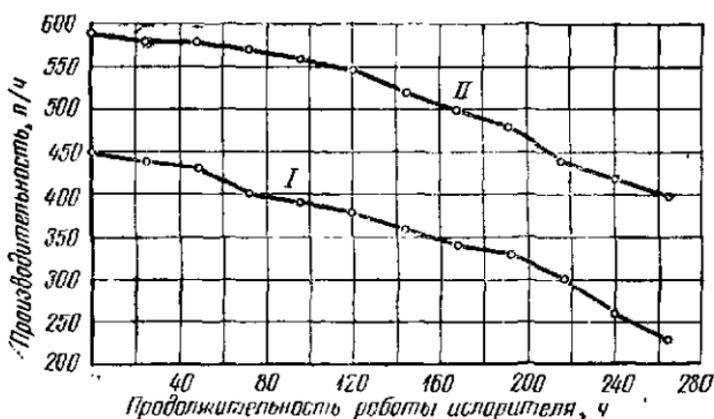


Рис. 82. Производительность испарителя ИВС-3к с нормальным (I) и с повышенным (II) уровнем рассола ($p_1=4,5$ ат, $p_2=1,2$ ат, $\epsilon=1$, $S_{\text{дист}}=3-4$ мг/л).

вышала 4—5 мг/л даже при максимальной производительности — 590 л/ч, или 14 т/сутки.

Модернизация испарителей WY-6 на плавбазе «Пионерск»

Основным недостатком испарителей WY-6 является практическая невозможность обеспечить приемлемое качество дистиллята при паспортной производительности 50 т/сутки, что связано с неудовлетворительной конструкцией внутреннего сепарационного устройства и весьма высокой напряженностью зеркала испарения — $3600 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ против наибольшей $3000 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, рекомендуемой для испарителей избыточного давления.

В связи с этим приемлемая соленость дистиллята, предназначенного для подпитки котлов (менее 10 мг/л), достигается лишь при снижении производительности до 25—30 т/сутки, что в свою очередь вызывает острый дефицит пресной воды на судне.

Вторым недостатком, общим для всех испарителей избыточного давления, является необходимость в еженедельном вскрытии испарителей для очистки от накипи. В то время как испарители с умеренной напряженностью поверхности нагрева при нормальной эксплуатации вскрываются не чаще чем через 10—12 дней непрерывной работы, здесь из-за большой нагрузки змеевиков их приходится очищать вдвое чаще. Поэтому второй целью модернизации была разработка мер по уменьшению накипобразования.

Модернизация, выполненная по схеме КТИРПХа, предусматривает дополнительную сепарацию пара в комбинированном циклонно-жалюзийном сепараторе, устанавливаемом между конденсатором и испарителем (рис. 83). Благодаря этому удовлетворительное количество дистиллята достигалось при производительности, близкой к паспортной (47—48 т/сутки). Повышение уровня рассола до верхнего витка змеевика позволяет получить производительность выше паспортной — до 60 т/сутки, но соленость дистиллята при этом повышается до 20—30 мг/л, что исключает его использование в котлах. При нормальной же нагрузке соленость дистиллята не превышает 8 мг/л.

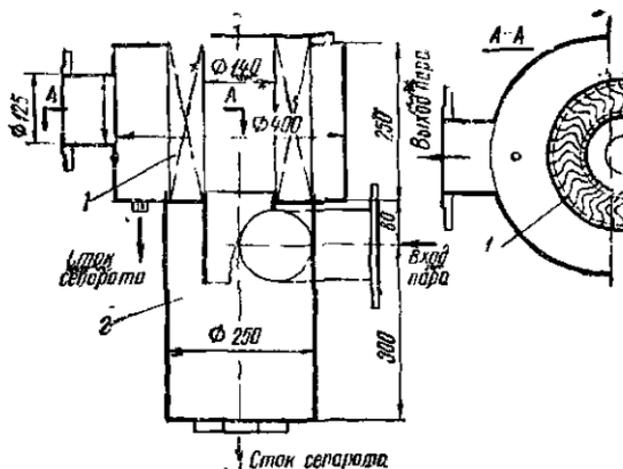


Рис. 83. Комбинированный циклонно-жалюзийный сепаратор:

1 — цилиндрический пакет жалюзи; 2 — циклон.

Сепарат из комбинированного сепаратора сливается в льяла через гидрозатвор с высотой петли около 2 м. Диаметр гидрозатвора 25—30 мм.

Модернизация испарителей WY-6 на плавбазе «Иван Федоров»

Ввиду неудовлетворительных эксплуатационных качеств испарителей WY-6, проявляющихся при испарении морской воды на некоторых паровых судах, где необходимо большое количество высококачественного дистиллята, эти испарители питаются пресной водой из цистерн судового запаса. В частности на плавбазе «Иван Федоров» для этого расходовалось за рейс до 1500 т только на подпитку котлов. Для улучшения их работы на морской воде необходима разработка мер по улучшению качества дистиллята и уменьшению образования пакиши.

Разработанная авторами схема предусматривает в связи с этим комбинацию двух методов: вакуумного испарения при температуре $\leq 80^\circ\text{C}$ и стабилизирующей присадки триполифосфата натрия. Поскольку триполифосфат эффективен лишь при температурах рассола ниже 90°C , создание вакуумного режима является необходимым условием использования этой присадки.

Как показывает расчет существующего конденсатора, при плавании в широтах с температурой заборной воды $15-20^{\circ}\text{C}$ в нем достижимо давление $0,4\text{ ат}$, если паровая нагрузка не превышает 40 т/сутки . На такое ограничение производительности пришлось пойти также ввиду резкого увеличения нагрузки парового объема испарителя при организации вакуумного испарения. Расчетное абсолютное давление в испарителе принято равным $0,50\text{ ат}$.

Отсос воздуха из конденсаторов производится во вспомогательный конденсатор турбогенераторов, оборудованный мощной эжекторной установкой.

Для отсоса дистиллята под конденсатором на глубине около 1 м под уровнем дистиллята установлен насос ЭСН-1. Отсос рассола из испарителя производится через эжектор, а при недостаточной его производительности предусмотрено принудительное продувание всего рассола в конце вахты. Для этого на $15-25\text{ мин}$ снимается вакуум, что достигается закрытием клапана отсоса воздуха, и в испарителе создается избыточное давление.

Для обеспечения чистоты вторичного пара предусмотрен такой же циклонно-жалюзийный сепаратор, как и на п/б «Пионерск». Для контроля количества питательной воды установлен ротаметр, причем питание производится помимо поплавкового регулятора уровня.

Раствор триполифосфата натрия вводится самотеком под действием разности давлений в растворном бачке и испарителе. Для контроля за ходом введения раствора на приемном шланге установлен смотровой глазок с фонтанчиком. Емкость растворного бачка — 20 л — достаточна для равномерного подсоса присадки в течение 4 ч . Загрузка триполифосфата в бачок на 4 ч работы испарителя, соответствующая его дозе $10-15\text{ мг/л}$ морской воды, составляет всего $120-150\text{ г}$. Триполифосфат тщательно размешивается в растворном бачке до полного растворения. Предварительные испытания модернизированной установки показали, что производительность $25-30\text{ т/сутки}$ достигается при давлении греющего пара $1,0\text{ кг/см}^2$ и абсолютном давлении вторичного пара $0,40\text{ ат}$, причем это давление устанавливалось через $12-15\text{ мин}$ после пуска. Низкое давление греющего пара позволяет использовать в испарителе отработавший пар вспомогательных механизмов машинного отделения и таким образом существенно уменьшить расход топлива. Количество наки-

пи уменьшается, причем изменяется ее состав — змеевики вместо сплошного слоя плотной трудноудаляемой накипи покрываются налетом, который легко удаляется щеткой. За 900 ч работы толщина слоя накипи не превысила 0,5 мм, и необходимость в очистке не возникла даже после столь продолжительного срока.

По этой же схеме в настоящее время переоборудуется испарительная установка на плавбазе «Святогор».

Повышение экономичности опреснительной установки РТМ типа «Тропик»

Как уже отмечалось, основной недостаток принятой на этих судах схемы утилизации тепла заключается в ее неэкономичности, в результате чего паспортная производительность опреснителя достигается лишь при дополнительном паровом подогреве заборной воды. Анализ тепловой схемы этой опреснительной установки показывает, что при простейших ее изменениях можно добиться значительного повышения производительности и экономичности и для большинства режимов отказаться от парового подогрева.

При существующей схеме значительная доля тепла, подводимого к испарителю, теряется с удаляемым рассолом. На опреснение расходуется лишь меньшая его доля

$$Q_{\text{опр}} = Q_1 \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{3.в}}$$

где t_1 — температура воды при входе в испаритель;

t_2 — температура воды при выходе;

$t_{3.в}$ — температура заборной воды (для средних условий $t_{3.в} = 20^\circ \text{C}$);

Q_1 — тепло, сообщенное морской воде в водо-водяных холодильниках двигателей и в паровом подогревателе $Q_{п.п.}$

$$Q_1 = 0,25 b_e N_e Q_p^n,$$

где b_e — удельный расход топлива на двигатель;

Q_p^n — теплотворная способность дизельного топлива.

При отсутствии парового подогрева и при полной загрузке двигателей $Q_1 = 544\,000 \text{ ккал/ч}$.

$$t_1 = t_{3.в} + \frac{Q_1}{cW} = 20 + \frac{544\,000}{0,94 \cdot 32\,400} = 37,9^\circ \text{C},$$

где c — теплоемкость морской воды ($c=0,94$ ккал/кг);
 W — расход морской воды на охлаждение дизелей
 ($W=32\,400$ кг/ч);
 t_2 — температура испарения, поддерживаемая на
 уровне $35-34^\circ\text{C}$ при $t_{3,в}=20^\circ\text{C}$.

Отсюда

$$Q_{\text{опр}} = \frac{37,9 - 34}{37,9 - 20} Q_1 = 0,22 Q_1 = 120\,000 \text{ ккал/ч.}$$

При этом количество вторичного пара

$$D = \frac{Q_{\text{опр}}}{r} = \frac{120\,000}{575} = 210 \text{ кг/ч} = 5 \text{ т/сутки.}$$

Таким образом, принятая схема позволяет утилизировать не более $1/4$ всей теплоты охлаждения, которая при более удачной схеме могла быть достаточной для выработки $20-25$ т дистиллята в сутки.

Основная причина низкой экономичности существующей схемы — потеря большого количества тепла с откачиваемой из испарителя морской водой. Кроме того, производительность испарителя при этой схеме в очень значительной степени зависит от температуры забортной воды. Объясняется это тем, что при полном расходе охлаждающей воды ее нагрев от двигателей не превышает $16-17^\circ\text{C}$ и, таким образом, на входе в испаритель температура ее весьма мало отличается от температуры испарения, которая не может поддерживаться ниже 30°C .

Для устранения этих недостатков авторы предложили несложное усовершенствование схемы. Сущность его заключается в подогреве забортной воды перед поступлением к водо-водяным холодильникам путем смешивания с частью откачиваемого из испарителя рассола. С этой целью схема дополнительно оборудуется перепускной трубой от рассольного насоса к приемной трубе насосов охлаждения (рис. 84).

Изменяя регулирующим клапаном количество перепускаемого рассола, можно независимо от температуры забортной воды добиться постоянной температуры перед водо-водяными холодильниками в пределах $32-30^\circ\text{C}$, при которой заводом-изготовителем еще гарантируется надежное охлаждение двигателей.

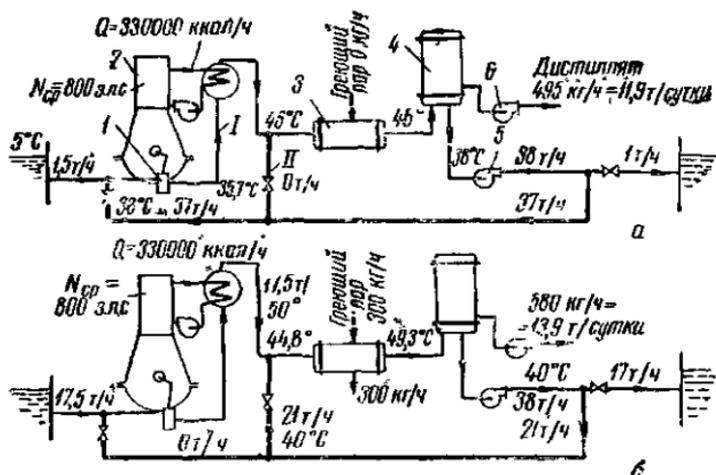


Рис. 84 Схема модернизации опреснительной установки РТМ типа «Тропик» в холодных водах (а) и в тропиках (б).

I — существующие трубопроводы; *II* — рециркуляционные трубопроводы; 1 — питательный насос; 2 — двигатель; 3 — паровой подогреватель; 4 — испаритель; 5 — дистиллятный насос, 6 — рассольный насос.

В этом случае даже без парового подогрева

$$t_1 = t'_{з.в} + \frac{Q_1}{cW} = 30 + 17,9 = 47,9^\circ \text{C};$$

$$Q_{\text{опр}} = \frac{47,9 - 38}{47,9 - 30} Q_1 = 0,554 Q_1 = 301\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Как видим, степень использования тепла увеличивается почти вдвое и соответственно возрастает производительность испарителя до

$$D' = \frac{Q_{\text{опр}}}{r} = \frac{301\,000}{575} = 524 \text{ кг/ч} = 12,6 \text{ т/сутки.}$$

Рециркуляция рассола позволяет уменьшить количество заборной воды, подаваемой в систему охлаждения, и таким образом улучшить условия работы воздухоотделителя и уменьшить накипобразование. Преимущества этой схемы реализуются тем полнее, чем ниже температура заборной воды. При плавании в тропиках клапан рециркуляции должен быть полностью закрыт. Эта схема позволяет увеличить производительность испарителя так-

же и при подаче к нему воды от вспомогательных дизель-генераторов. Работа испарителя в этом режиме более стабильна, чем при подаче воды от главных двигателей, работающих с частыми и резкими изменениями нагрузки. При работе трех дизельгенераторов с охлаждением рециркулирующим рассолом по этой схеме можно также без парового подогрева получить до 9—10 т пресной воды в сутки.

Предложенная схема реализована на РТМ «Каснопея» и «Козерог».

Другим вариантом модернизации, реализуемым на некоторых РТМ Калининградского ПУРП, является замена существующего рассольного насоса насосом производительностью 60—70 м³/ч. Это позволяет пропустить через опреснитель воду от всех работающих двигателей и таким образом повысить производительность. При этом необходимо вдвое увеличить и число отверстий в распределительном кольце опреснителя.

Сочетание этих двух мер позволяет получить паспортную производительность опреснительной установки, даже не прибегая к паровому подогреву морской воды. В результате удастся не только уменьшить расход топлива на судне, но и продлить срок службы котла.

Повышение производительности и экономичности опреснителей «Атлас» серии АФГУ

Весьма простой и эффективный метод повышения производительности глубоковакуумных опреснителей с вертикальнотрубными нагревательными батареями разработан В. Ф. Коваленко. Сущность его заключается в увеличении высоты зоны кипения h_k в трубках путем введения в воду искусственных центров парообразования. Роль последних выполняют воздушные пузырьки, подсасываемые под нижнюю трубную доску испарителя через распределительное кольцо с отверстиями диаметром около 1 мм (рис. 85). Количество подсасываемого воздуха регулируется игольчатым клапаном. Во избежание ухудшения работы конденсатора оно не должно превышать 1% производительности опреснителя. Метод получил название воздушного форсажа. Внедрение его на опреснителях АФГУ-7 плавбазы «Балтийская слава» показало

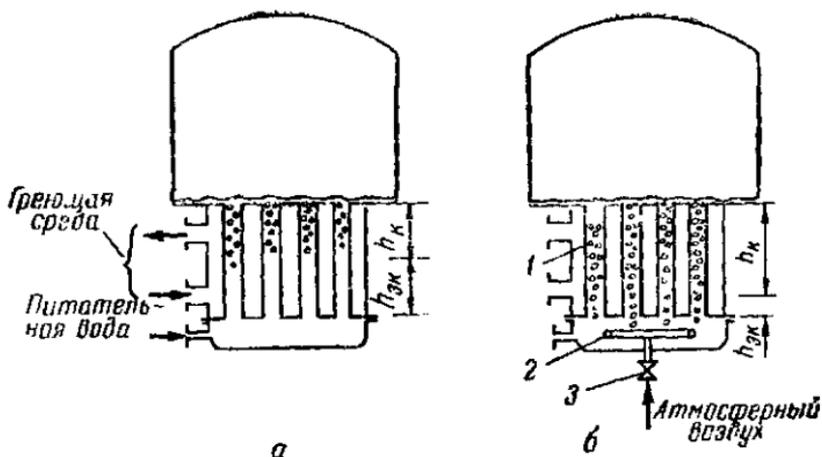


Рис. 85. Схемы кипения в вертикальных трубных испарителях без подсоса воздуха (а) и с подсосом воздуха (б):
 1 — испарительные трубки, 2 — воздухораспределительное кольцо, 3 — регулирующий игольчатый клапан.

производительность опреснителей повысилась в среднем на 26% и составила 60—65 т/сутки при паспортном ее значении 50 т/сутки;

солеосодержание дистиллята в результате форсировки увеличилось до 55—60 мг/л, что допускает его использование для бытовых нужд;

повышения давления вторичного пара при подсосе воздуха не отмечено, благодаря запасу производительности эжекторов.

Переоборудование всех опреснителей плавбазы по этому весьма несложному методу позволяет выработать дополнительно 40—50 т дистиллята в сутки, что равнозначно установке еще одного опреснителя такого же типа.

Поскольку наиболее продолжительная загрузка этих опреснителей приходится на период промысла, когда приходится применять паровой обогрев, представляется возможным уменьшить расход пара на один или два опреснителя путем применения термокомпрессора (см. рис. 3). Достаточно высокое давление пара в котлах (12 кг/см^2) создает благоприятные условия для достижения коэффициента инжекции $\mu = 0,38$ и позволяет уменьшить расход пара и топлива на 38%. Работа двух опреснителей с термокомпрессором наиболее целесообразна при полной загрузке технологических линий и РМУ, когда резко возрастает потребление котельной воды.

Другим вариантом увеличения экономичности этой опреснительной установки могло бы быть двухступенчатое испарение при последовательном включении двух корпусов и работа одного из них при температуре испарения 60—65° С. Однако конструкция нагревательных батарей в этих опреснителях мало приспособлена для эксплуатации при повышенных температурах, так как внутри трубок самоотделение накипи затруднительно. Более того, отделившиеся кусочки могут затруднить движение воды в трубке, что со временем приведет к полному ее «зарастанию». Поэтому схема двухступенчатого включения опреснителей может быть рекомендована лишь с применением противонакипных средств, а без них — только на тех судах, где установлены паротрубные опреснители с горизонтальными трубками, в частности на рефрижераторах типа «Прибой».

АВТОМАТИЗАЦИЯ ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ

Внедрение на судах во все возрастающих масштабах автоматического управления машинами и механизмами, а также требование сокращения численности обслуживающего персонала вызывает необходимость создания автоматизированных опреснительных установок и применения автоматики на уже находящихся в эксплуатации установках.

Автоматизация опреснительных установок позволяет получить более качественный дистиллят, исключить потери опресненной воды, вызванные периодическими засолами; повысить экономичность установок в результате более полного полезного использования греющего тепла; значительно облегчить обслуживание установок, особенно работающих в условиях малой стабильности параметров греющего пара и охлаждающей воды; сократить численность обслуживающего персонала, повысить культуру эксплуатации установок с удлинением сроков между чистками батарей от накипи и увеличением межремонтного периода }

За последние годы в автоматизации опреснительных установок в нашей стране достигнуты определенные успехи. Разработан и осуществлен на практике автоматический запуск в работу опреснительных установок с паровыми греющими батареями. Создана полностью автоматизированная опреснительная установка, не требующая обслуживания в течение длительного рейса судна. Освоены и выпускаются промышленностью эффективные средства для систем авторегулирования, сигнализации, защиты и контроля опреснительных установок. Это позволяет сделать вывод о том, что у нас имеются все необходимые условия для того, чтобы уровень автоматизации опреснительных установок отвечал современным требованиям. Однако при определении объема автомати-

зации конкретной опреснительной установки необходимо в первую очередь учитывать экономическую целесообразность автоматизации рабочих процессов и фактическое уменьшение при этом трудоемкости и занятости обслуживающего персонала.

Чтобы нагляднее представить задачи автоматизации опреснителей, рассмотрим основные возмущающие факторы как внешнего, так и внутреннего характера с точки зрения их влияния на стабильность протекающих в опреснителях процессов и надежность работы последних.

Греющий пар. Произвольное изменение параметров греющего пара оказывает значительное влияние на стабильность работы любой опреснительной установки. Так как постоянство производительности в первую очередь зависит от расхода греющего пара через батарею или подогреватель, а расход пара определяется его давлением, во всех случаях необходимо обеспечить постоянство давления греющего пара перед испарителем.}

На судах с автоматизированными вспомогательными котлами давление пара, поддерживаемое специальным регулятором, практически не меняется. При использовании пара от главных котлов на судне с маневренной энергетической установкой резкая смена характера нагрузки потребителей приводит к заметным колебаниям давления и температуры греющего пара перед опреснительной установкой. Увеличение давления греющего пара при установившемся режиме работы опреснителя приводит к его форсировке, что в высоконапряженных испарителях может служить причиной повышения солевого уноса со вторичным паром и, как следствие этого, засоления дистиллята. Повышение температуры греющего пара вызывает местный перегрев поверхности входных участков труб нагревательной батареи в результате увеличения доли теплообменной поверхности, работающей в режиме парохладителя, что способствует ускоренному образованию накипи на этих участках и выпаданию на них наиболее трудноудаляемых солевых отложений.

Поэтому во всех случаях, когда необходимо обеспечить постоянство параметров греющего пара перед испарителем, целесообразно предусматривать в опреснительных установках средства для автоматического поддержания параметров пара в требуемых пределах. Для достижения постоянства давления греющего пара обычно

используют регуляторы давления прямого и непрямого действия.

Вредное влияние повышения температуры греющего пара проще всего устранить применением увлажняющих устройств, работающих на избыточном расходе увлажняющей воды (в режиме «переувлажнения» пара).

В паровых кипящих испарителях фирмы «Атлас» значительная часть конденсата греющего пара непрерывно впрыскивается с помощью конденсатного насоса в паровой патрубок нагревательной батареи.

Прекращение подачи пара или понижение его давления ниже рабочего вызывают непроизводительную работу электронасосов установок. Поэтому, если установка работает без постоянного обслуживания, она должна в этом случае выдать предупредительный сигнал или автоматически выключиться, что достигается с помощью системы автоматической сигнализации или защиты, получающей импульс от реле давления.

Во время пуска испарителя, а также при неисправностях в работе конденсатоотводчика или конденсатной системы может происходить повышение давления греющего пара в батарее. Это особенно опасно для батарей с упругими (самоочищающимися) нагревательными элементами, повышение давления в которых более чем на $1,0—2,0$ кг/см² приводит к аварии. В качестве защитной меры в таких случаях используют предохранительные клапаны или системы защиты, состоящие из реле давления и быстрозапорного клапана.

Если в начале пуска опреснительных установок, имеющих батареи с упругими элементами, полностью открыть клапан подачи греющего пара на батарею, то давление в ней начнет быстро расти, так как в первый момент происходит только нагревание воды в корпусе испарителя и весь пар поэтому еще не успевает сконденсироваться. Во избежание достижения предельно допустимого значения давления пара в батарее приходится прикрывать клапан, а затем в течение всего времени пуска следить за давлением в батарее, постепенно открывая пусковой клапан до того момента, когда начнется кипение в испарителе. }

Эта операция требует от обслуживающего персонала большого навыка и внимания, а поэтому автоматизация пуска дает очевидный эффект. Автопуск осуществляется

с помощью специального пускового устройства, представляющего собой паровой регулирующийся клапан, открытие которого происходит в зависимости от давления греющего пара в батарее.

В вакуумных опреснительных установках подводимый к испарителю пар может также использоваться в качестве рабочего для паровоздушного эжектора. В тех случаях, когда давление греющего пара невелико, к эжектору подводится отдельная паровая магистраль с давлением не ниже 5 кг/см^2 .

Изменение давления рабочего пара перед эжектором, особенно падение давления, приводит к нарушению отсоса паровоздушной смеси из конденсатора опреснительной установки и может вызвать падение вакуума. В связи с этим производительность пароструйных эжекторов принято выбирать с достаточно большим запасом, исключая влияние возможных изменений давления рабочего пара (разумеется, в умеренных пределах).

Греющая вода. Вода как источник тепла используется в утилизационных опреснительных установках, включенных в системы охлаждения дизелей. Температура этой воды, как правило, автоматически поддерживается на заданном уровне (в пределах $60\text{--}80^\circ \text{C}$) специальным регулятором-термостатом, так что при нормальной работе дизеля никаких проблем с регулированием температуры греющей воды перед опреснителем не возникает. Однако могут иметь место такие режимы работы дизеля, при которых его нагрузка составляет малую часть полной мощности, например 25%. В этом случае термостат оказывается бесполезным и температура воды падает до 50°C и даже ниже.

Фирма «Ателье Шантье де Бретань» (Франция) запатентовала способ поддержания заданной температуры воды перед опреснителем независимо от мощности дизеля с помощью парового подогревателя, включенного в систему охлаждения дизеля перед опреснителем. Этот подогреватель автоматически подогревает воду до необходимой температуры с помощью регулятора расхода пара.

Такая система экономически целесообразна, так как во всех случаях позволяет в большей или меньшей степени использовать бросовое тепло охлаждающей воды дизеля при одновременном обеспечении работы опреснителя с постоянной производительностью.

Поскольку система охлаждающей воды дизеля автономна, то давление и расход воды в ней, а следовательно и в опреснительной установке, практически всегда сохраняются постоянными, не требующими контроля и регулирования.

Охлаждающая вода. В качестве охлаждающей воды в опреснительных установках используется забортная морская вода. Эта вода может забираться из судовых систем охлаждения механизмов, санитарной и пожарной магистралей или подаваться отдельным насосом, специально обслуживающим только опреснительную установку.

Температура охлаждающей забортной воды зависит от климатических зон, в которых плавает судно, и времени года. Так как охлаждающая способность конденсаторов уменьшается с увеличением температуры забортной воды, то их принято рассчитывать на максимально возможную температуру в пределах $28 \div 32^\circ \text{C}$. С понижением температуры охлаждающей воды (в пределе она может достигать -2°C) может наблюдаться переохлаждение дистиллята в установках атмосферного давления, а в вакуумных, кроме того, еще и углубление вакуума. Переохлаждение дистиллята само по себе в большинстве случаев даже полезно; исключения составляют установки, вырабатывающие дистиллят повышенного качества (например, для высоконапряженных проточных котлов). Так как при переохлаждении дистиллята происходит насыщение его углекислотой, выделяющейся вследствие термического разложения бикарбонатов в морской воде испарителя, то эта примесь углекислого газа значительно увеличивает электропроводность дистиллята и вносит большую погрешность в измерение малых соленостей дистиллята электрическими методами, что усложняет средства контроля в результате дополнительного применения дегазаторов.

Изменение расхода охлаждающей воды может вызвать вскипание рассола в корпусе испарителя, когда вакуумный опреснитель, настроенный на работу при каком-то среднем значении расхода охлаждающей воды, внезапно начинает получать большее количество охлаждающей воды (например, из-за отключения одного из потребителей общей системы). Увеличение расхода охлаждающей воды приводит к повышению вакуума в испари-

теле, а это в результате избыточного тепла большой массы рассола вызывает мгновенное вскипание, приводящее к обильному образованию пены и уносу ее со вторичным паром в конденсатор.

Температура и расход охлаждающей воды оказывают большое влияние на работу водо-воздушного эжектора, применяемого в утилизационных установках. Опыт показывает, что при увеличении температуры охлаждающей воды с 20 до 28° С отсасывающая способность водо-воздушного эжектора уменьшается в несколько раз. В особенно неблагоприятных условиях находятся эжекторы на тех установках, где они включены после конденсаторов, в которых охлаждающая вода подогревается, как правило, на 5—8° С. При высокой температуре забортной воды (в пределах 30—32° С) она будет поступать на эжектор уже с температурой 38—40° С, при которой обычно кипит вода в утилизационных опреснителях, но в таких условиях эжектор работать не может. Поэтому правильнее включать водо-воздушный и рассольный эжекторы по ходу охлаждающей воды перед конденсатором. Это создаст необходимый запас эжекторам при работе на теплой воде и исключает возможность срывов в работе.

Уменьшение расхода охлаждающей воды для эжектора, работающего на пределе своих возможностей, также приводит к падению вакуума в испарителе и снижению его производительности.

Анализируя изложенное, нетрудно заметить, что обеспечение постоянного расхода охлаждающей воды уменьшило бы перечисленные недостатки. Единственно правильный путь решения этой задачи — автоматизация опреснительной установки по охлаждающей воде, т. е. применение отдельного циркуляционного насоса, предназначенного только для опреснительной установки. Разумеется, это не распространяется на те случаи, когда обеспечен постоянный расход воды, принимаемой из побочных судовых систем.

Питательная вода. Нагревательные батареи опреснителей обычно рассчитываются на использование питательной воды с самой низкой температурой. Это предопределяет возможность увеличения теплосъема при работе опреснителя на теплой воде вследствие уменьшения недогрева ее до температуры кипения. Для кипящих опреснителей избыточного давления это может вызвать из-

менение производительности в пределах 5—10%, а для вакуумных 10—15%, поэтому сезонное изменение производительности в указанных пределах не оказывает влияния на режим работы опреснителя.

Иначе обстоит дело с проточными адиабатными опреснителями, в которых изменение температуры питательной воды приводит к значительно более резким изменениям производительности. Поэтому в указанных опреснителях целесообразно автоматически поддерживать спецификационную производительность путем регулирования температуры питательной воды за подогревателем. При отклонении температуры питательной воды от заданного значения такой регулятор соответствующим образом изменяет расход греющего пара, поступающего в подогреватель питательной воды.

В опреснительных установках, в которых уровень воды регулируется поплавковыми регуляторами, изменение давления питательной воды не оказывает влияния на ее расход. В опреснителях, оборудованных сливными регулирующими устройствами, допустимы лишь небольшие изменения давления, а значит и расхода питательной воды, так как малый расход вызывает увеличение концентрации рассола, а большой расход — перепитку испарителя.

Ввиду того что отбор питательной воды производится из трубопровода охлаждения конденсатора, все ранее высказанные соображения по поводу обеспечения постоянного расхода охлаждающей воды могут быть в равной степени отнесены и к питательной воде.

Накипеобразование. В опреснителях морской воды накипеобразование имеет большое значение как возмущающий фактор. Если в питательную воду испарителя не вводятся достаточно эффективные противонакипные присадки, то с течением времени на нагревательных поверхностях возникают отложения накипи, увеличивающие термическое сопротивление передаче тепла. При подводе к нагревательной батарее пара постоянного давления или неизменного количества воды с постоянной температурой производительность установки с ухудшением теплоотдачи начинает снижаться. Для поддержания постоянной производительности в паровых опреснителях кипящего типа приходится постоянно увеличивать давление греющего пара настолько, чтобы приrost температурного напора

соответствовал в процентном отношении уменьшению коэффициента теплопередачи. Таким образом достигается постоянство количества передаваемого тепла, что обеспечивает постоянную производительность опреснительной установки.

Автоматическое поддержание спецификационной производительности паровых кипящих опреснителей достигается с помощью установки перед батареей на трубопроводе греющего пара дроссельной шайбы, работающей при достаточно большом начальном запасе по сверхкритическому перепаду давления. Обязательным условием для осуществления такой автоматической системы является обеспечение определенного постоянного давления греющего пара перед шайбой. Аналогичная система используется для борьбы с накипеобразованием.]

Образование накипи на греющих поверхностях упругих элементов вызывает увеличение давления в батарее, под действием которого упругие элементы деформируются, накипь растрескивается и отваливается. Этот процесс самоочистки происходит автоматически в течение всего периода работы опреснителя.

Следует еще отметить, что накипеобразование значительно влияет на изменение режима продувания рассола в тех испарителях, в которых регулирование продувки производится дроссельным клапаном на рассольном трубопроводе. Выпадение накипеотложений в узком сечении клапана приводит к самопроизвольному уменьшению его сечения и уменьшению количества продуваемого рассола. Поэтому любое уменьшение сечения рассольного трубопровода крайне нежелательно, а его диаметр следует выбирать возможно большим. По этой же причине регулирование продувки в указанных испарителях лучше всего производить путем изменения расхода подаваемой питательной воды.

Установка в испарителях различных рассольных фильтров (чаще всего они представляют собой перфорированную трубу с отверстиями диаметром 5—7 мм), нежелательна, поскольку они, хотя и предупреждают возможность засорения рассольного трубопровода кусками накипи, сами быстро засоряются отложениями солей. Следует отметить, что при использовании регуляторов слива возможность засорения рассолопровода исключается,

Продукты испарения. В процессе испарения морской воды из нее, как из исходного продукта, образуется вторичный пар (дистиллят), рассол и накипь. Удаление из испарителей избыточного давления рассола и дистиллята не вызывает затруднений: они хорошо продуваются под достаточно большим давлением. В вакуумных опреснительных установках удаление этих продуктов возможно только насосами.

{ Если для откачки рассола можно в ряде случаев использовать водоструйные эжекторы, то для откачки дистиллята применим только центробежный электронасос. }

Поскольку производительность опреснительной установки невозможно поддерживать строго постоянной, необходимо, чтобы количество откачиваемого насосом дистиллята строго соответствовало производительности.

Так как до последнего времени обеспечение такого баланса естественным путем считалось невозможным, регулирование подачи насоса производилось с помощью поплавкового регулятора уровня. В то же время подавляющее большинство зарубежных фирм давно уже отказалось от применения в опреснительных установках регуляторов уровня, не опасаясь затопления конденсаторов или срыва насосов.

Известно, что центробежные насосы обладают способностью к саморегулированию при откачке жидкостей с температурой, близкой к температуре насыщения при данном давлении. Именно такие условия создаются в опреснительных установках, дистиллят которых почти не переохлаждается. Если начать откачивать дистиллят насосом при наличии какого-то уровня в конденсаторе, то с понижением этого уровня и, следовательно, подпора на всасывании насос будет кавитировать. Поскольку кавитация сопровождается резким уменьшением производительности (насос работает в режиме, близком к срыву), то она вызывает повышение уровня в конденсаторе и увеличение подпора, что в свою очередь приведет к исчезновению кавитации. В этом и состоит принцип саморегулирования производительности дистиллятного насоса. Естественно, что такой способ регулирования наиболее прост, так как не требует никаких дополнительных регулирующих устройств.

В настоящее время на траулерах типа «Север» впервые начали применять опреснительные установки с само-

регулирующимися дистиллятными насосами. Этот опыт скоро будет распространен и на другие опреснительные установки.

Удаление шлама и накипи из испарителей до настоящего времени отстается единственной операцией, которая не поддается автоматизации. Учитывая, однако, значительное увеличение периодов между чистками батарей испарителей от накипи в новых опреснительных установках (до трех месяцев и более), решение этого вопроса следует искать в направлении механизации процесса очистки. Одним из возможных путей является применение оборудования для химической чистки: химический раствор с помощью специального насоса циркулирует в течение определенного времени в установке до полного удаления накипи. Такое оборудование применено на опреснителях РПБ «Восток».

Помимо перечисленных выше возмущающих факторов, на работу опреснительной установки могут оказывать влияние причины, вызванные отказом или неисправностью ее узлов.

Так, внезапное повышение уровня рассола в испарителе может произойти в результате заедания штока клапана поплавкового регулятора уровня или отказа в работе средств, откачивающих рассол. Срыв в работе центробежных насосов может привести к их аварии, в случае откачки дистиллята насосом — к переполнению конденсатора и т. д.

Во избежание аварии опреснительной установки или непроизводительной ее работы в случае возникновения неисправности система автоматики должна включать средства контроля, сигнализации и защиты. К этим средствам относятся: манометры, мановакуумметры, термометры и солемеры, которые обеспечивают не только визуальный контроль за параметрами сред опреснительной установки, но при наличии специальных сигнализирующих устройств могут передавать звуковые и световые сигналы, управлять переключением или закрытием клапанов, а при аварийных ситуациях — полностью выключать установку из действия.

Выше были рассмотрены основные возмущающие факторы, влияющие на стабильность процессов опреснения воды, дана оценка степени этого влияния с точки зрения целесообразности использования средств автомати-

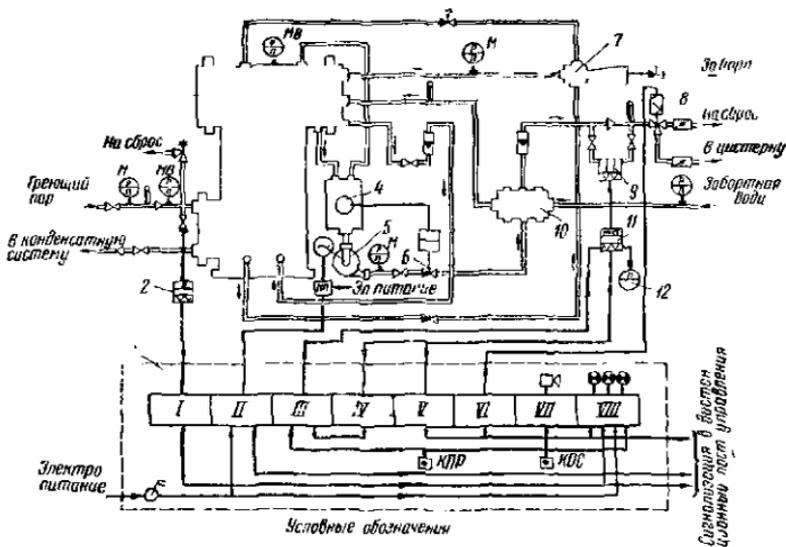


Рис. 86. Принципиальная схема автоматизированной опреснительной установки:

1 — щит автоматики; 2 — датчик давления; 3 — испарительно-конденсаторный агрегат; 4 — сборник дистиллята; 5 — дистиллятный электронасос; 6 — регулятор уровня; 7 — водоструйный эжектор; 8 — переключающий клапан; 9 — датчик солемера; 10 — охладитель дистиллята; 11 — вторичный прибор солемера; 12 — управляющий орган солемера.

ки, определены принципы автоматизации опреснительных установок.

Для более наглядного представления о том, как эти принципы реализуются в системах автоматики современных установок, рассмотрим функциональную схему автоматического управления паровой опреснительной установки серии П (рис. 86).

Поддержание производительности установки на спецификационном уровне здесь достигается с помощью дроссельной шайбы, работающей при сверхкритическом истечении пара. При этом подразумевается, что к дроссельной шайбе подводится греющий пар постоянного давления не ниже $3,5 \text{ кг/см}^2$.

Регулирование производительности дистиллятного насоса осуществляется прямодействующим регулятором уровня 6, смонтированным в сборнике дистиллята 4.

С помощью измерительных приборов обеспечивается местный контроль за работой установки: солесодержание дистиллята непрерывно регулируется вторичным прибором 12 солемера; расход дистиллята и питательной воды — поплавковыми расходомерами-ротаметрами, давление греющего пара перед установкой и в батарее испарителя, давление заборной воды и нагнетания дистиллятного насоса, вакуум в испарителе — манометрами и мановакуумметрами; температура греющего пара, питательной воды и дистиллята — биметаллическими термометрами.

Предусмотрены световая и звуковая сигнализация на щите автоматики 1, устанавливаемом на местном посту управления, а также подача сигналов в дистанционный пост.

Сигнал I — «Повышение давления в батарее более $0,9 \text{ кг/см}^2$ » поступает от датчика давления 2 и вызывает включение ревуна УП и зажигание сигнальной лампы VIII в местном посту. Сигнал дублируется в дистанционный пост.

Сигнал II — «Установка работает» поступает при включении дистиллятного насоса, т. е. когда сборник дистиллята начинает переполняться, что свидетельствует о начавшейся конденсации вторичного пара и выходе установки на режим. Сигнал подается в дистанционный пост управления.

Повышение солесодержания дистиллята больше 5 мг/л (сигнал V) доводит интенсивность импульса, поступающего от датчика 9, до крайнего предела, при котором срабатывают сигнальные контакты управляющего органа солемера 11.

Это вызывает отключение питания (сигнал VI) электромагнитного переключающего клапана 8, который, переключившись, направляет дистиллят с повышенным солесодержанием на сброс. Одновременно на щите включаются звуковой VII и световой VIII сигналы «Соленость выше нормы» и соответствующая информация также передается в дистанционный пост.

При повышении солесодержания до 20 мг/л и более может произойти авария солемера, имеющего верхний

предел измерений 20 мг/л. Чтобы предупредить в этом случае выход из строя солемера, его управляющий орган подает сигнал IV на отключение питания прибора, что исполняется с помощью сигнала III. При этом на щите будет продолжать гореть сигнал «Соленость выше нормы» и подаваться звуковой сигнал. Указанный сигнал также будет поступать в цепь дистанционной сигнализации.

Для принудительного отключения звукового сигнала служит кнопка КОС. Включение солемера в действие после устранения причин, вызвавших повышение содержания дистиллята, производится с помощью кнопки КТР (кнопка проверки ламп и разблокировки солемера).

СРЕДСТВА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ, ЗАЩИТЫ И КОНТРОЛЯ

Средства автоматики современных опреснительных установок многообразны и различны по своему конструктивному исполнению.

Ниже приводится описание основных элементов автоматического регулирования, защиты и контроля, нашедших применение в опреснительных установках отечественного производства.

Солемеры. Для непрерывного контроля содержания дистиллята используются приборы, называемые солемерами. В настоящее время каждая опреснительная установка обязательно снабжается солемером независимо от степени ее автоматизации. Известно, что удельная электропроводность водных растворов солей зависит от их концентрации (с увеличением концентрации удельная электропроводность увеличивается). Принцип действия солемера и основан на определении содержания воды путем измерения ее электропроводности.

В комплект каждого солемера входят: вторичный прибор, регистрирующий измеряемые величины, и датчик, выдающий сигнал для вторичного прибора. Вторичный прибор обычно монтируется на общем приборном щите установки, а датчик устанавливается на напорной части трубопровода за дистиллятным насосом. Наиболее часто встречается включение датчика параллельно насосу, что обеспечивает прокачку датчика дистиллятом. В других случаях на дистиллятном трубопроводе устанавливается вентиль или дроссельная шайба и датчик на байпасе.

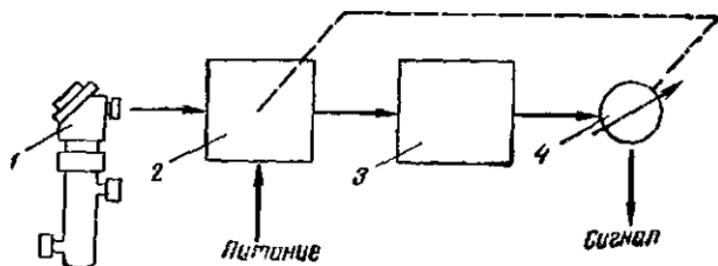


Рис. 87. Функциональная схема солемера.

В наших новых вакуумных опреснителях применяются солемеры типа СЭК-60л, а в последнее время — СВЭ-154. Солемер СВЭ-154 рассчитан на предел измерения солесодержаний от 0 до 20 мг/л. Рабочим пределом является 3—10 мг/л. Основная погрешность прибора не превышает $\pm 4\%$ от верхнего предела измерения.

Питание солемера осуществляется от сети переменного тока напряжением 127 в и частотой 50 гц.

Функциональная схема солемера показана на рис. 87.

Вторичный прибор солемера представляет собой автоматический показывающий и сигнализирующий уравновешенный мост с контактным сигнальным устройством. В одно из плеч этого моста включается датчик 1. Изменение солесодержания воды вызывает изменение ее электропроводности, что в свою очередь отражается на сопротивлении электрической цепи датчика и приводит к нарушению равновесного состояния мостовой схемы 2. Напряжение небаланса моста усиливается электронным усилителем 3 и приводит во вращение ротор реверсивного двигателя 4, который, перемещая движок по реохорду, уравновешивает мост. Помимо этого реверсивный двигатель поворачивает специальное устройство, управляющее сигнальными контактами. Наличие сигнальных контактов позволяет использовать этот солемер для управления переключающим клапаном и подачи светового и звукового сигналов.

Датчик ДС-154 состоит из металлического цилиндрического корпуса с двумя отверстиями для прохода измеряемой среды и смонтированных внутри двух коаксиально расположенных электродов.

Внутренний электрод, имеющий форму круглого стержня, изолирован от корпуса, а наружный электрод,

выполненный в виде перфорированной трубы, электрически соединен с ним. С помощью этих электродов измеряется сопротивление водного раствора, протекающего в кольцевом зазоре между ними. В верхней части корпуса имеется водозащищенная камера, в которой крепится изоляционная колодка с зажимами для кабеля, включающего датчик в электрическую схему солемера. К этим же зажимам присоединена катушка, шунтирующая электроды, которая вместе с термометром сопротивления, встроенным в корпус датчика, служит для автоматической температурной компенсации.

Устройство температурной компенсации позволяет автоматически вводить поправку в измерительную схему при отклонении температуры измеряемой величины от градуировочного значения.

Переключающие клапаны. Переключающие клапаны предназначены для изменения направления движения протекающей через них жидкости. В опреснительных установках они используются в основном для переключения дистиллята, идущего от опреснителя в расходную цистерну на сброс, при получении сигнала от солемера, свидетельствующего о повышении соледержания дистиллята сверх допустимых пределов.

В электромеханических системах автоматики для этой цели служат электромагнитные переключающие клапаны. Конструкция такого клапана показана на рис. 88. Корпус 1 клапана выполняется из бронзы и имеет три отверстия для прохода среды. Внутри корпуса находится золотник 2 с двусторонним мягким (резиновым) уплотнением, который падет на шток 3 и с помощью скобы 4 соединен с якорем 5 электромагнита 6. Электромагнит крепится к корпусу клапана при помощи кронштейна 7.

При включении электромагнита в сеть якорь втягивается в катушку, преодолевая сопротивление пружины 8, и поднимает золотник, который перекрывает проход воды в полость над собой и одновременно открывает нижнюю полость, что соответствует нормальному рабочему положению переключающего клапана.

Когда электромагнит обесточен, золотник под действием веса якоря и усилия пружины перемещается в нижнее положение и открывает проход в верхнюю полость клапана, что соответствует положению «на сброс». Для ручного управления клапаном служит винт 9.

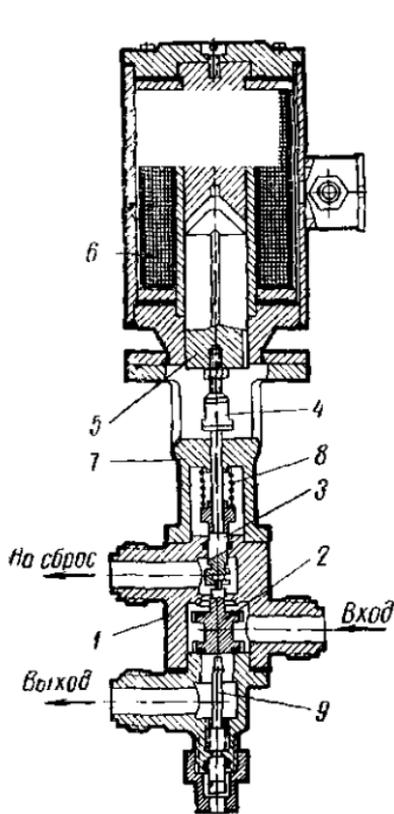


Рис. 88. Электромагнитный переключающий клапан.

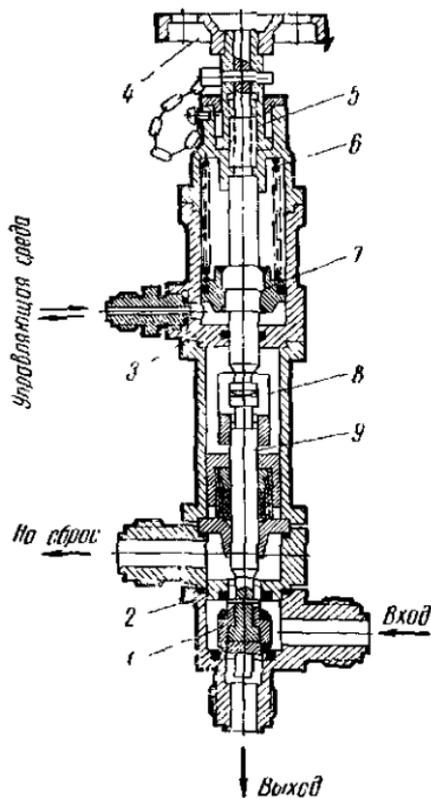


Рис. 89. Переключающий клапан с сервомотором:

1 — золотник; 2 — корпус клапана; 3 — корпус сервомотора; 4 — маховик ручного привода; 5 — резьбовая втулка; 6 — пружина; 7 — поршень сервомотора; 8 — скоба; 9 — шток.

В электрогидравлических системах авторегулирования, где управляющей средой является вода под давлением, используются переключающие клапаны с сервомоторами. На рис. 89 показана конструкция такого клапана с твердым уплотнением, применяющегося для контроля солесодержания конденсата греющего пара на выходе из нагревательных батарей опреснителей.

Конструкция клапана с сервомотором для систем контроля качества дистиллята отличается от показанной на рис. 88 только уплотнениями золотника и штока клапана,

Переключение этих клапанов происходит под действием давления управляющей среды, так называемой рабочей воды, или при отсутствии давления — за счет усилия пружины 6.

Рабочая вода (обычно под давлением 5—10 кг/см²) поступает от электромагнитного манипулятора в полость корпуса сервомотора 3 и давит на поршень 7. Поскольку поршень соединен со штоком 9 и золотником 1, то вся система перемещается в крайнее верхнее положение — нормальное положение для прохода конденсата или дистиллята через клапан. При обесточивании электромагнита манипулятора по сигналу от солемера или системы защиты давление в системе рабочей воды перед сервомотором исчезает и клапан под действием пружины переключается в положение на сброс.

Для ручного управления клапаном служит маховик 4, вращением которого и жестко соединенной с ним резьбовой втулки 5 можно перемещать золотник клапана.

Помимо переключающих клапанов, в системах автоматики опреснительных установок также широко используются запорные клапаны с электромагнитами или сервомоторами. Устройство и принцип действия этих клапанов мало отличаются от описанных выше.

Регуляторы питания (уровня). В конструкциях кипящих испарителей типа ИКВ, ИВС, фирмы «Кэйрд и Рэйнер» и некоторых других в качестве автоматических регуляторов питания до последнего времени широко применялись регуляторы прямого действия поплавкового типа. Это наиболее простые регуляторы, принцип действия которых основан на поддержании заданного уровня в корпусе испарителя. При условии равномерного продувания рассола из испарителя с помощью поплавкового регулятора удастся обеспечить также равномерную подачу питательной воды, позволяющую поддерживать необходимую концентрацию рассола и его уровень.

Конструкция регулятора поплавкового типа испарителя ИВС-3 показана на рис. 90. Регулятор состоит из поплавковой камеры 1, полого сферического поплавка 2 и корпуса регулирующего клапана 3.

Поплавковая камера с помощью труб, прикрепляемых к верхней и нижней ее части, соединяется с паровой и водяной полостями корпуса испарителя. Камера навешивается на корпус испарителя таким образом, чтобы верх-

няя ее часть находилась на одной линии с необходимым уровнем воды в испарителе. Поскольку камера и корпус испарителя представляют собой сообщающиеся сосуды, то любое изменение уровня в испарителе немедленно отражается на уровне воды в поплавковой камере. Это изменение уровня передается с помощью рычажной системы поплавок нижнему концу штока-клапана 4, который, перемещаясь в направляющей втулке 5, своей верхней тарельчатой частью закрывает или открывает отверстие в корпусе клапана для прохода питательной воды.

Несмотря на кажущуюся простоту принципа действия поплавковые регуляторы доставляют немало хлопот обслуживающему персоналу. Наиболее часто встречающаяся неисправность — заедание штока-клапана, приводящее к перепитке испарителя и засолению дистиллята. Причиной заедания является попадание в рабочий зазор между штоком и втулкой механических частиц и появление на этих поверхностях накипестложений.

Вследствие больших скоростей воды в клапане при

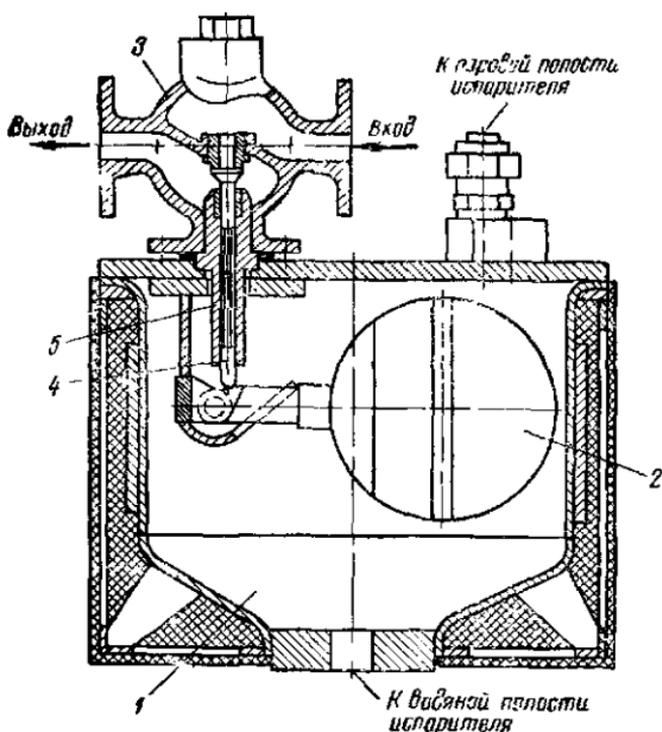
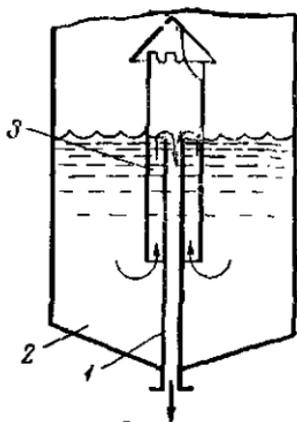


Рис. 90. Поплавковый регулятор питания.



Удаление рассола

Рис. 91. Схема регулирующего сливного устройства:

1 — сливная труба; 2 — корпус испарителя; 3 — кожух.

дросселировании тарелка быстро изнашивается и требует частой замены. Поплавки очень чувствительны к повышенным давлениям, которые возникают в испарителях при продувании шлама во время проведения холодного душа. Зарегистрировано немало случаев деформации поплавков (сплющивание), приводившей их в негодность.

Для преодоления перечисленных недостатков поплавковых регуляторов питания был создан регулятор, обеспечивающий постоянную подачу воды в испаритель и заданный уровень в нем (регулятор Вира).

В настоящее время все новые конструкции кипящих испарителей снабжаются исключительно регуляторами Вира самых разнообразных исполнений. Принцип действия всех регуляторов Вира заключается в свободном переливе лишней жидкости выше заданного уровня. Благодаря исключительной простоте (отсутствию трущихся деталей, а также узлов, подверженных эрозионному износу или деформации) регуляторы слива применены в новых отечественных вакуумных опреснителях типа П и Д, а также устанавливаются при модернизации испарителей старых конструкций (типа ИКВ и ИВС) вместо поплавковых регуляторов. Сливное регулирующее устройство усовершенствованного типа¹, применяемое в кипящих испарителях типа П, схематически показано на рис. 91.

Оно состоит из сливной трубы 1, концентрически расположенной в кожухе 3 большого сечения, имеющего в верхней части несколько отверстий для выравнивания давлений внутри и снаружи кожуха и закрытого сверху колпаком.

Регулирующее устройство, устанавливаемое в центре водяного объема испарителя, обеспечивает постоянство уровня рассола во время качки и при длительных на-

¹ Авторское свидетельство № 174531.

клонениях. Сечение зазора между кожухом и трубой выбирают из расчета обеспечения такой скорости движения рассола, при которой все содержащиеся в нем частицы шлама и накипи под действием силы тяжести выпадут в поддон испарителя. Колпак на кожухе предотвращает попадание этих частиц сверху из парового пространства, что имеет место в испарителях с усиленной циркуляцией воды. Таким образом, кожух выполняет защитную роль, предохраняя сливную трубу от засорения и способствует более организованному движению рассола, в испарителе.

Конструкция сливного регулирующего устройства, специально предназначенного для замены поплавковых регуляторов на испарителях типа ИВС, показана на рис. 92, а на рис. 93 схематически изображена установка этого регулятора на испарителе ИВС-3.

В отличие от ранее описанного регулятора слива, он размещается снаружи испарителя и крепится на то же место, где был установлен поплавковый регулятор. Регулятор состоит из цилиндрического корпуса 1 и переливной трубы 2 (см. рис. 92).

В верхней части корпуса имеется штуцер для сообщения регулятора с паровой полостью испарителя, а в нижней части сбоку — фланец для присоединения рассольного трубопровода.

Применение сливных регулирующих устройств позволяет поддерживать уровень рас-

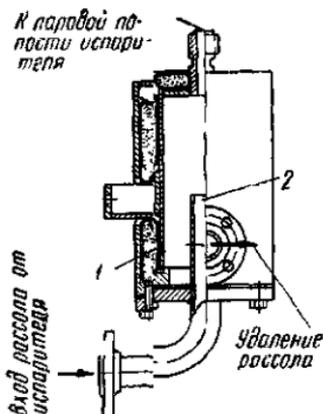


Рис. 92. Регулятор слива для испарителей типа ИВС.

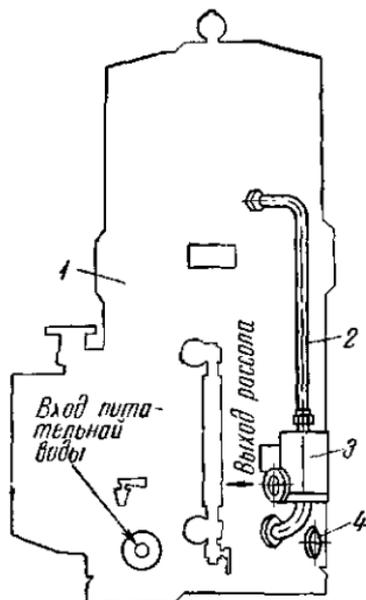


Рис. 93. Схема установки регулятора слива на испарителе ИВС-3:

1 — испаритель; 2 — разгрузочная труба; 3 — регулятор; 4 — заглушка.

сола в испарителе с высокой точностью и упрощает достижение постоянного продувания, а следовательно, и концентрации рассола.

Последнее оказывается возможным благодаря тому, что использование сливных устройств предопределяет постоянство сопротивления тракта продувания рассола, а это в свою очередь позволяет, отрегулировав однажды количество подаваемой в испаритель питательной воды при сохранении постоянной производительности испарителя, иметь строго неизменную степень упаривания воды.

В системах питания, где давление воды поддерживается постоянным, в последнее время устанавливают дроссельные шайбы, рассчитанные на пропускание такого количества питательной воды, которое обеспечивает поддержание заданной концентрации. Например, при желании иметь двукратное упаривание воды, количество питательной воды, подаваемой в испаритель, должно быть вдвое больше количества воды, которая превращается в пар.

Для надежной работы сливных регуляторов требуется минимальное сопротивление тракта удаления рассола, обеспечивающее свободный слив. Поэтому в испарителях атмосферного типа, в которых давление продувания невелико, рекомендуется облегчать условия удаления рассола путем использования водоструйных эжекторов небольшой мощности.

В испарителях избыточного давления предельное давление в корпусе для сливных регуляторов $0,3-0,5 \text{ кг/см}^2$, при больших его значениях трудно предотвратить прокок пара вместе с удаляемым рассолом.

Датчики уровня. Для автоматического выключения из действия опреснительной установки необходимо получить соответствующий сигнал — импульс. Таким сигналом может служить заполнение цистерны дистиллированной водой до какого-то заранее определенного верхнего уровня.

Аналогичная задача встречается, когда необходимо получить сигнал на автоматическое включение опреснителя в работу после израсходования всей воды в цистерне.

В настоящее время для подачи указанных сигналов используются поплавковые датчики уровня. На рис. 94 показан поплавок датчик уровня ПДУ 50/5 в разрезе. Этот датчик состоит из поплавковой камеры 1, коробки 2

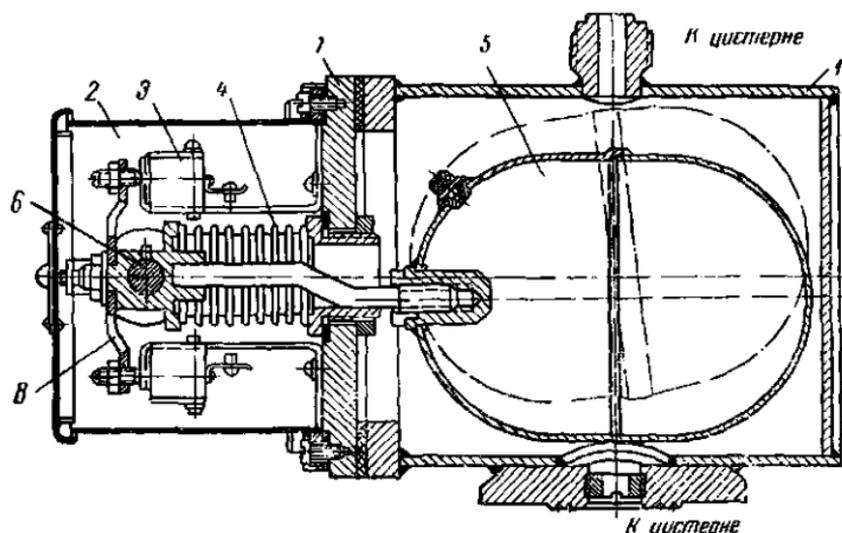


Рис. 94. Поплавковый датчик уровня.

с двумя микропереключателями 3, сильфонного уплотнения 4 и приваренного к его доньшку рычага, на противоположном конце которого укреплен поплавок 5. Рычаг качается вокруг оси 6, установленной в подшипниках стоек, приваренных к крышке 7. К доньшку сильфона крепится упор 8, который с помощью регулирующих винтов воздействует на кнопки микропереключателей. К штуцеру и фланцу на корпусе датчика крепятся импульсные трубопроводы, соединяющие его полость с цистерной. При повышении уровня воды в цистерне корпус датчика заполняется водой и поплавок всплывает, в результате чего нижний микропереключатель замыкается с выдачей сигнала в цепь автоматики.

Соответствующий сигнал выдается и при осушении корпуса датчика, когда уровень воды в цистерне понижается.

Реле давления. Одним из важнейших элементов системы автоматической защиты опреснительных установок являются реле давления. Они используются для предупреждения повышения давления в корпусе испарителя и нагревательной батарее; сигнализируют об исчезновении давления в напорных патрубках насосов при срыве; автоматически выключают установку при аварийной ситуации или звуковым и световым сигналом оповещают

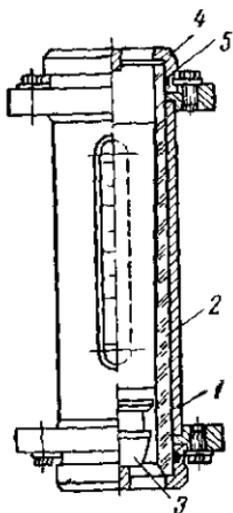


Рис. 95. Расходомер.

обслуживающий персонал о возникшей неисправности Реле давления, применяемые в опреснителях, могут давать сигнал размыканием электрических контактов как при понижении, так и при повышении абсолютного давления в пределах от 0,25 до 20 ат.

Принцип действия современных реле давления типа РД основан на уравновешивании силы, создаваемой давлением измеряемой (контролируемой) среды на сильфон, силами упругих деформаций самого сильфона и пружины.

Перемещение свободного конца под действием давления передается рычажным механизмом на переключающее устройство прибора, замыкающее или размыкающее контакты электрической цепи. Все детали прибора монтируются в литом корпусе, который с помощью панели закрепляется на опреснителе. На корпусе имеется штуцер для подключения прибора к системе с контролируемым давлением.

В настоящее время реле давления подобного типа применяются в качестве элементов защиты на опреснительных установках с большим объемом автоматизации и полностью автоматизированных.

Расходомеры. Необходимость простого и удобного средства для замера расхода питательной воды и количества дистиллята, вырабатываемого опреснителем, вызвала появление на новых установках специальных расходомеров-ротаметров. Эти расходомеры предназначены для измерения мгновенного значения расхода протекающей через них жидкости и чаще всего служат для косвенного контроля за концентрацией рассола.

На рис. 95 показана конструкция ротаметра, устанавливаемого на новых опреснительных установках. Прибор состоит из цилиндрического корпуса 1, внутри которого размещена труба 2 из прозрачного органического стекла, и поплавка 3, свободно плавающего в трубе. На корпусе имеются две продольные прорези-окна, через которые можно наблюдать шкалу, нанесенную на наружную поверхность стеклянной трубы, и перемещения поплавка.

Стеклянная труба закреплена в корпусе с помощью специальных фланцев 4, которые снабжены резиновыми уплотнениями 5 и обеспечивают трубе свободное температурное расширение. Внутри труба имеет коническую расточку, которая увеличивается кверху. При протекании через трубу жидкости поплавки всплывают и занимают в трубе такое положение по высоте, при котором его вес уравнивается усилием, создаваемым перепадом давлений. Этот перепад соответствует расходу жидкости, протекающей через зазор между кромкой поплавка и внутренним диаметром трубы при данном его положении. Положение верхней кромки поплавка указывает на шкале истинную величину расхода.

В настоящее время промышленность выпускает ротаметры для измерения расхода дистиллята и забортной воды в пределах от 30 до 10 000 л/ч. Цена деления шкалы составляет 0,1 от верхнего предела измерения. Погрешность измерения $\pm 5\%$.

Поскольку в измерительном органе прибора используется органическое стекло, температура не должна превышать 50—80° С (в зависимости от теплостойких свойств заготовок).

Чувствительность этих ротаметров к повышенным температурам является серьезным недостатком, так как в процессе эксплуатации могут иметь место случайные кратковременные повышения температуры сверх допустимого предела, которые сразу же вызовут порчу прибора. Помимо температурных воздействий, для оргстекла опасны механические удары и некоторые химические вещества. Видимо поэтому многие из установленных ротаметров после непродолжительной эксплуатации начинают давать неправильные показания. Следует указать еще на один недостаток вертикальных ротаметров: неудобство монтажа на агрегатированных опреснительных установках из-за необходимости подвода воды только снизу и обязательного сохранения прямолинейных участков трубопроводов значительной протяженности на входе и выходе из прибора. Последнее продиктовано необходимостью обеспечения равномерного потока жидкости при проходе ее через измерительную часть прибора. В результате при монтаже ротаметров приходится делать большие петли на трубопроводах, что портит внешний вид опреснителя.

На некоторых опреснителях иностранной постройки, в частности итальянской, устанавливают ротаметры с горизонтальным расположением патрубков. Их измерительный орган — короткая коническая труба выполняется из металла, а поплавков соединен с вертикальным указательным стержнем, перемещающимся в глухой стеклянной трубке, установленной снаружи рядом со шкалой с делениями. Эти ротаметры более удобны при монтаже.

1. Алекин О. А. Химия океана. Л., Гидрометеониздат, 1966.
2. Алекин О. А. Основы гидрохимии. Л., Гидрометеониздат, 1963.
3. Анатолиев Ф. А. Теплообменные аппараты судовых паросиловых установок. Л., Судпромгиз, 1963.
4. Астратов Н. А. Опреснение и деаэрация воды на судах. Л., Судпромгиз, 1966.
5. Апельцин И. Э., Клячко В. А. Опреснение воды. М., Стройиздат, 1968.
6. Генераторы пресной воды. Проспект фирмы «Атлас» № 1152е.
7. Бузник В. М., Рыжков С. В. Массоперенос к поверхности нагрева, охлаждаемой морской водой. Сб. «Судостроение и морские сооружения». Вып. 5. Харьковский университет, 1967.
8. Блинчевский И. М. О механизме накипеобразования при пузырьковом кипении. Инженерно-физический журнал. Т. IX, 1965, № 2.
9. Бондарчук Л. Д. Расходы электроэнергии, пресной и соленой воды на бытовые нужды. Информационный сборник ЦНИИМФ, 1967, № 51.
10. Зайчик К. С., Терентьев Г. В. Морские рыбопромышленные суда. Судпромгиз, 1965.
11. Кузнецов В. Д. Кристаллы и кристаллизация. М., ГИТТЛ, 1954.
12. Коваленко В. Ф., Лукин Г. Я., Рбгалеv Б. М. Водопреснителыные установки морских судов. Изд-во «Транспорт», 1964.
13. Коваленко В. Ф. Термическое опреснение морской воды. Изд-во «Транспорт», 1965.
14. Седаков Л. П., Абрамов Э. Ш. Анализ интенсивности накипеобразования в опреснителях вскипания. «Судостроение», 1968, № 11.
15. Лукин Г. Я. Утилизационный испаритель для рефрижераторных судов-морозильщиков. «Судостроение», 1964, № 7.
16. Лукин Г. Я. О нормах расхода воды и выборе производительности опреснителей на промысловых судах. «Судостроение», 1966, № 12.
17. Миркис И. М. Исследования стимуляторов капельной конденсации Сб. «Опреснение соленых вод». М., ЦБНТИ, 1966.
18. Под ред. Маргулова Т. X. Водный режим тепловых электростанций. ГЭИ, 1965.
19. Марей А. П. и др. Улучшение качества дистиллированной воды, предназначенной для питьевых целей. «Гигиена и санитария», 1961, № 5.
20. Невструева Е. И. К вопросу о механизме накипеобразования при кипении ненасыщенных и насыщенных водных растворов. Инженерно-физический журнал. Т. XIII, 1967, № 5.
21. Палей П. Н. и др. Установка для минерализации опресненной воды. «Судостроение», 1968, № 8.

22. Прейскурант № 20—02. Оптовые цены на судовые механизмы и оборудование. М., Стандартгиз, 1967.
23. Семека В. А. Тепловой расчет судовых паротурбинных установок. Изд-во «Транспорт», 1965.
24. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. ГЭИ, 1960.
25. Справочник химика. Т 5. Изд-во «Химия», 1965
26. Таниути Иосно Японский патент, кл. 91 № 19497, 1963.
27. Цыганков А. С. Судовые водоопреснительные установки. Судпромгиз, 1951.
28. Цирельсон С. А., Разран М. А. Обитаемость судов. Судпромгиз, 1963.
29. Под ред Черкниского С. М. Гигиеническое нормирование солевого состава питьевой воды. 1963.
30. Чихладзе Н. М., Невструева Е. И. Закономерность отложения сульфата кальция на поверхности нагрева. «Теплоэнергетика», 1968, № 8.
31. Штанников Е. В. Физико-гигиенические аспекты опреснения воды. Сб. «Опреснение солевых вод», ЦБТИ, 1966.
32. Шварц А. и др. Поверхностно-активные вещества и моющие средства ИЛ, 1960.
33. Шкроб М. С., Прохоров Ф. Г. Водоподготовка и водный режим паротурбинных электростанций. ГЭИ, 1961.
34. Бутчер Д. В. Влияние параметров рассола на работу испарителя морской воды. *Süßwasser aus dem Meer. Dechema Monographien, Band 47, Nr. 781—804.*
35. Вагнер Е. Проблема охлаждающей воды в судовых дизелях. *Schiffbautechnik* 1967, N 1.
36. Вихерт Х. Опыт эксплуатации опреснительных установок на судах типа «Тропик». «*Schiffbautechnik*», 1968, N 7.
37. Деммин К. Испытания промыслового и обрабатывающего судна «Атлантик». «*Schiffbautechnik*», 1967, N 10.
38. Картер А. Л., Крэйбилл Р. Р. Испарение при низком давлении. «*Chem. Engng. Progress*», Febr. 1966.
39. Компактная электрохимическая установка для опреснения морской воды. «*Pacific Fisherman*». 1964, N 10.
40. Контроль накипеобразования в дистилляционных опреснительных установках. «*U. S. Dept. of Interior OSW Research and Development Progress Report*» N 186, April. 1966.
41. Ланжелье В. Ф. Механизм и контроль образования накипи при дистилляции морской воды «*AWWA Journal*» 46, 1954, N 5.
42. Лейтнер Гордон. CO₂ — ключ к экономичному опреснению. «*Ind. and Engng. Chem.*». Vol. 59, 1967, N 10.
43. Ольденбург В. Компактная автоматическая установка для обеззараживания питьевой воды озонированием. «*Schiffbautechnik*», 1967, N 4.
44. Пивер Р. Г. Дистилляция для нужд морского флота. «*Inst. of Marine Engineers Transactions*» Sept. 1960.
45. Рибокур М. К проблеме высокотемпературного охлаждения судовых дизелей. «*Schiffbautechnik*», 1966, N 7.
46. Рид М. Пресная вода из морской. «*African Mech. Engineer*». May, 1966. Vol 15, N 10.
47. Фриборн Ж. Начальный этап образования котельной накипи. «*Journ. of Mech. Engng Science*», Vol. 4, 1962, N 1.

48. Шмидт В., Хаазе И. Проблема автоматического регулирования температуры охлаждающей воды судовых дизелей. «Schiffbautechnik», 1967, N 11.
 49. Хилльер Х. Образование накипи в морских дистилляционных установках и его предотвращение. «The Instn. of Mech. Engrs Proceedings (B)», 1952, N 7.
 50. Хаазе И., Фурман Н. Автоматический опреснитель морской воды. «Schiffbautechnik», 1968, N 2.
 51. Стэндифорд Ф., Сайнек Д. Борьба с накипью в испарителях морской воды. «Chem. Engng Progress». Jan. 1966.
 52. Германн Р. Проблема снабжения морских судов питьевой водой. «Hansa», 1968, N 24.
 53. Форсберг С. Получение питьевой воды на судах. «Maskinbefalet», 1967, N 6.
 54. Хассон Д. и др. Отложение карбонатной накипи на поверхностях теплообмена. «Desalination», № 5, 1968.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

От авторов		3
Введение		5
Глава I	Типы и технико-экономические характеристики опреснителей	9
	Способы опреснения	9
	Типы испарителей и опреснительных установок, их классификация	12
	Расход тепла в опреснителях и способы его уменьшения	14
Глава II	Работа опреснителя в составе судовой энергетической установки	39
	Утилизация тепла силовой установки	39
	Работа опреснителя в условиях, отличающихся от расчетных	58
Глава III	Конструкции опреснительных установок	85
	Паровые опреснительные установки с испарителями кипящего типа	85
	Опреснительные установки с испарителями избыточного давления	87
	Испарители ИВС-3	90
	Испарители WY-6	93
	Агрегатированные вакуумные опреснительные установки серии П	94
	Утилизационные опреснительные установки, использующие тепло охлаждающей воды дизелей	100
	Опреснительные установки серии Д	102
	Опреснительные установки с пластинчатыми теплообменниками (фирмы «Нирекс»)	106
	Опреснительные установки траулеров типа «Тропик» и «Атлантик»	111
	Опреснители WY-12/IV	119
	Опреснители консервных траулеров типа «Наталья Ковшова»	122
	Многоступенчатые адиабатные опреснительные установки	127
	Многоступенчатые опреснители серии М	128
	Четырехступенчатый адиабатный опреснитель WY 14	135
Глава IV	Образование накипи и методы его предотвращения	141
	Механизм образования накипи	141

Виды накипи и реакции ее образования. Количество накипи	151
Значимость накипеобразования в зависимости от основных конструктивных и эксплуатационных факторов	167
Методы предотвращения отложения накипи в судовых испарителях	183
Физические методы	184
Химические методы	189
Физико-химические методы	193
Поверхностно-активные вещества и составы	194
Конденсированные фосфаты	198
Очистка поверхностей нагрева от накипи	203

Глава V. Вопросы проектирования опреснителей для промыслового флота 218

Сравнительная оценка технико-экономической эффективности способов обеспечения промысловых судов пресной водой	218
Общие вопросы назначения основных характеристик опреснителей	224
Требования к качеству опресненной воды	224
Расход воды	226
Производительность и число опреснителей	229
Методика определения оптимальных экономических характеристик судовых опреснителей	232
Выбор типа и основных характеристик опреснителей для судов промыслового флота	243
Проблема использования опресненной воды в качестве питьевой	274

Глава VI. Модернизация опреснительных установок промыслового флота 284

Цели и пути модернизации опреснителей	284
Методика расчетов основных узлов модернизируемых опреснительных установок	292
Определение достижимого вакуума	292
Допустимая напряженность парового объема и расчет сепарационных устройств	297
Расчет водоструйного воздушного эжектора	300
Расчет рассольного эжектора	303
Расчет пароструйного компрессора	304
Теплопередача в опреснительных установках и возможности ее улучшения	308
Теплоотдача при кипении	312
Теплоотдача при нагревании без кипения	315
Теплоотдача при конденсации	318
Интенсификация теплообмена	322
Модернизация некоторых типов опреснителей на промысловых судах	325
Опреснительные установки ИВС-Зк с испарителями избыточного давления	325
Модернизация испарителей WY-6 на плавбазе «Пионерск»	328

Модернизация испарителей WY-6 на плавбазе «Иван Федоров»	330
Повышение экономичности опреснительной установки РТМ типа «Тропик»	332
Повышение производительности и экономичности опреснителей «Атлас» серии АФГУ	335
Глава VII. Автоматизация опреснительных установок	338
Принципы автоматизации опреснителей	338
Средства автоматического регулирования, защиты и контроля	350
Литература	363



Лукин Гурнй Яковлевич

Колесник Николай Николаевич

ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА

Редактор **Л. Л. Кожина**

Художественный редактор **В. В. Водзинский**

Художник **А. А. Акимов**

Технический редактор **Г. Г. Абрамова**

Корректор **Т. Т. Талдыкина**

Т—13821 Сдано в набор 9/IV 1970 г. Подписано к печати 22/IX 1970 г.
 Формат 84×108¹/₃₂ Объем 11,5 п. л.=19,32 усл. п. л.
 Уч.-изд. л. 17,46. Бум. 2. Тираж 2300 экз Цена 97 коп.
 Т. п. 1970 г. п/№ 87. Издат. № 4745. Заказ 672.

Издательство «Пищевая промышленность»
 Москва Б-120, Мрузовский пер., д. 1.

Московская типография № 8 Главполиграфпрома
 Комитета по печати при Совете Министров СССР,
 Хохловский пер., 7.

