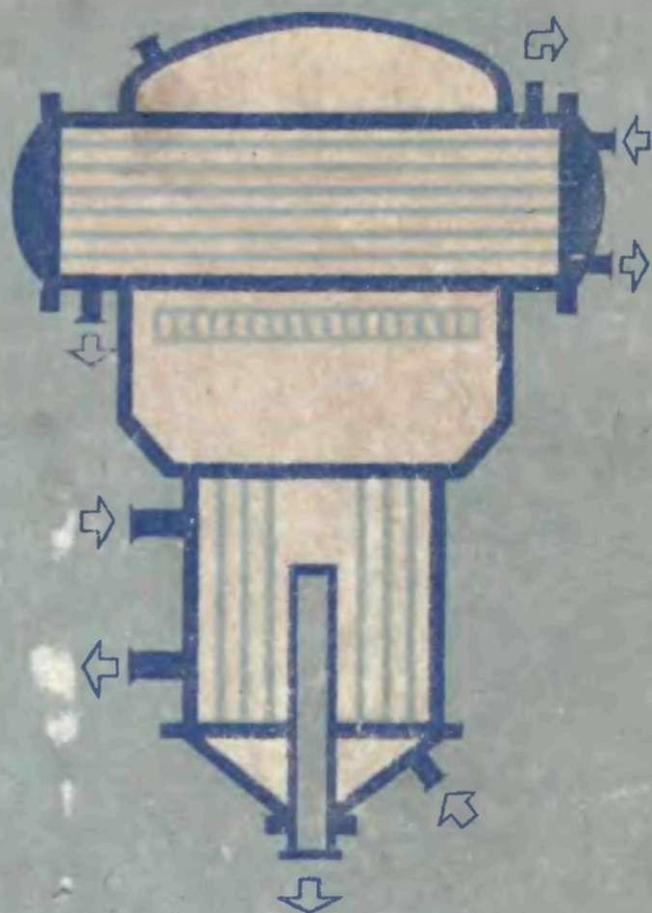


629.12
K56

В. Ф. КОВАЛЕНКО, Г. Я. ЛУКИН



СУДОВЫЕ ВОДООПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

WWW.03-TS.RU

В. Ф. КОВАЛЕНКО, Г. Я. ЛУКИН

СУДОВЫЕ ВОДООПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «СУДОСТРОЕНИЕ»

Ленинград
1970

K56

Коваленко Всеволод Феоктистович, Лукин Гурий Яковлевич

«Судовые водоопреснительные установки». Л., «Судостроение», 1970. 304 стр.

В книге рассматриваются современные типы судовых дистилляционных опреснителей. Их схемы и конструкции, методы увеличения экономичности, интенсификации рабочих процессов и вопросы проектирования. Излагаются современные представления о механизме кипения и образования накипи, впервые приводятся данные о теплопроводности накипи и ее зависимости от условий формирования.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников флота и судостроительной промышленности, а также может быть полезна студентам соответствующих специальностей.

3—18—5

54—69

621.187.12

КОВАЛЕНКО ВСЕВОЛОД ФЕОКТИСТОВИЧ, ЛУКИН ГУРИЯ ЯКОВЛЕВИЧ
«СУДОВЫЕ ВОДООПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ»

Рецензенты: *П. М. Алексеев, Н. Н. Колесник*

Научный редактор *Ф. А. Анатолиев*

Редактор *Л. А. Турандини*

Технический редактор *Ю. Н. Коровенко*

Корректор *А. И. Дулькина*

Оформление переплета художника *В. А. Бендингера*

Сдано в набор 29/X 1969 г. М-17029. Подписано к печати 28/1 1970 г. Формат издания 60×90^{1/8}. Печ. л. 19,0. Уч.-изд. л. 19,0. Изд. № 2217—68. Тираж 2750 экз. Цена 1 руб. 10 коп. Заказ № 2274.

Бумага типографская № 2.

Издательство «Судостроение», Ленинград, Д-65, ул. Гоголя, 8.

Ленинградская типография № 4 Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР, Социалистическая, 14.

От авторов

В последнее время во всем мире широко ведутся научные исследования в области термического опреснения морской воды. Несмотря на это единой теории, описывающей этот весьма сложный процесс, еще нет. В этих условиях важна не только систематическая публикация результатов исследовательских работ в данном направлении и близких к нему областях науки и техники, но и более подробное их изложение и обобщение в тематических сборниках и монографиях.

В течение многих лет авторы изучали проблемы термического опреснения морской воды применительно к условиям работы судовых испарителей. При написании отдельных глав книги, кроме опубликованных материалов некоторых отечественных и зарубежных исследователей, работающих в рассматриваемой и примыкающих областях, использованы результаты исследований по вопросам накипеобразования и интенсификации теплообмена судовых испарителей морской воды, проведенных под руководством В. Ф. Коваленко в лаборатории теории теплообмена ОВИМУ Ю. И. Боевым (гл. II), И. А. Жидковым (гл. III), В. М. Федоренко (гл. III), К. Г. Чумаченко (гл. III) и В. П. Шевяковым (гл. II), а также результаты исследований, проведенных под руководством Г. Я. Лукина на кафедре судовых паровых котлов и турбин КТИРПНХ.

Главы II, III и приложения написаны В. Ф. Коваленко.

Глава I, § 7 и гл. IV, V, VI и VII написаны Г. Я. Лукиным. Совместно написаны § 9 и 20.

Глава I

**ТЕОРИЯ РАБОТЫ И ТИПЫ
ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК****§ 1. СОСТАВ И СВОЙСТВА МОРСКОЙ ВОДЫ.
МЕТОДЫ ОПРЕСНЕНИЯ**

Общие сведения о морской воде. Морская вода непригодна для бытовых и технических нужд из-за весьма высокого общего солесодержания (в среднем 35 тыс. мг/л) и большой жесткости. С последним ее качеством связано интенсивное накипеобразование при нагревании и невозможность растворять обычные сорта мыла. Это исключает ее применение в качестве мыльевой и в ряде случаев охлаждающей воды, а высокое солесодержание не позволяет использовать ее для питья.

Солесодержание (ионный состав) воды во всех океанах практически одинаково. Поэтому в дальнейшем под термином «морская вода» будем понимать воду океанов, ионный состав, которой приведен в табл. 1. Стандартные образцы морской воды поставляет гидрографическая лаборатория в Копенгагене. В этой таблице указаны лишь так называемые главные ионы, концентрация каждого из которых превышает 1 мг/л. В сумме они составляют 99,99% всех растворенных в океане минеральных веществ. Помимо них в океанской воде содержатся почти все элементы, входящие в состав земной коры. Однако их концентрация чрезвычайно мала. Так, среди других микроэлементов наиболее велико содержание лития, но и оно не превышает 200 мкг/л. Содержание золота в воде 0,004 мкг/л, что во всей массе океанов составляет 5,5 млн. т. Сумма всех ионов называется солесодержанием. Оно выражается в мг/л (S) или в процентах (B), а в океанографической и химической литературе — в промилле ($S\text{‰}$). Наряду с этим понятием в судостроительной литературе часто используется и соленость, характеризующая содержание хлоридов.

Среди главных ионов особое место занимают ионы Na^+ и Cl^- , которые составляют более чем три четверти (85,5%) солей

Ионный состав океанской воды, мг/л

Катионы	По С. П. Бруевичу [1]	По данным гидрографической лаборатории в Копенгагене	Анионы	По С. П. Бруевичу [1]	По данным гидрографической лаборатории в Копенгагене
Na ⁺	11 030	10 768	Cl ⁻	19 833	19 360
Mg ⁺⁺	1329	1297	SO ₄ ⁻⁻⁻	2767	2702
Ca ⁺⁺	418	408	F ⁻	1,2	—
K ⁺	397	387	HCO ₃ ⁻	146	142
Sr ⁺⁺	13,9	—	Br ⁻	67	—
			H ₃ BO ₃ *	27,2	—
Всего	13 188	12 860	Всего	22 840	22 204

Примечание. 1. Общее солесодержание 36 031÷35 145 мг/л.
2. Плотность при 20° С 1,0248÷1,0243.
3. Водородный показатель рН = 7,5÷8,4.

* H₃BO₃ недиссоциирована.

в океанской воде¹. Учитывая постоянство солевого состава и доминирующее положение хлоридов, для характеристики общего солесодержания принято пользоваться только одним показателем — содержанием хлор-ионов, которое определяется значительно легче и точнее, чем общее солесодержание.

Существующие методы определения содержания хлор-ионов дают содержание суммы ионов всех галогенов (Cl⁻, J⁻ и Br⁻). Эта величина называется хлорностью, если она отнесена к 1 кг воды. Наиболее употребительна хлорность, которая выражается в промилле и обозначается Cl‰. Считается, что в среднем для океанской воды Cl‰=35, хотя в различных районах мирового океана встречаются и иные значения. Так, в Арктике и Антарктике Cl‰=32, в средних широтах 36, вблизи экватора

¹ Для искусственного приготовления океанской воды С. П. Бруевич [1] рекомендует следующий состав солей, которые нужно растворить в дистиллированной воде и довести общий вес, добавляя воду, до 1 кг:

Соли	NaCl	MgCl ₂	MgSO ₄	CaCl ₂	KCl	NaHCO ₃	NaBr
Вес	27,021	2,493	3,368	1,163	0,739	0,206	0,085

Приведенный состав, вполне точно отвечающий составу и количеству главных ионов в океанской воде, не совпадает с составом сухого остатка, получаемого при ее упаривании. Последний в значительной степени зависит от условий упаривания и может дать комбинации и количества солей, заметно отличающиеся от приведенной рецептуры.

34 и т. д. В морях, где затруднен обмен водных масс с океаном и велико влияние берегового стока или испарения, значения хлорности значительно отклоняются от океанских. В Балтийском море она не превышает 8—11, а в Красном доходит до 45. Связь между общим солесодержанием и хлорностью выражается формулой Кнудсена

$$S^{\text{‰}}_{00} = 0,03 + 1,805\text{Cl}^{\text{‰}}_{00}.$$

С 1963 г. рекомендуется более простая формула

$$S^{\text{‰}}_{00} = 1,80655\text{Cl}^{\text{‰}}_{00},$$

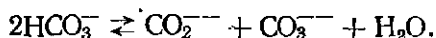
но она точна только для океанских вод.

В отечественной литературе по судостроению солесодержание океанской воды и ее производных принято оценивать в градусах Брандта (°Бр). Один градус по Брандту соответствует содержанию хлоридов вместе с йодидами и бромидами, эквивалентному 10 мг NaCl или 6,06 хлор-иона в 1 л воды. В соответствии с этим соленость океанской воды составляет в среднем 3250—3300° Бр*.

Присутствием значительных количеств Ca^{++} , Mg^{++} , SO_4^{--} и HCO_3^- обусловлена весьма большая жесткость океанской воды. Она доходит до 140 мг-экв/л. Соли жесткости CaSO_4 , CaCO_3 и $\text{Mg}(\text{OH})_2$ выпадают в виде накипи и шлама на поверхностях нагрева при нагревании и упаривании морской воды и вследствие своей чрезвычайно малой теплопроводности сильно ухудшают теплообмен. Для анализа этого явления, подробно рассмотренного в гл. II, большое значение имеет насыщенность морской воды бикарбонатными и карбонатными ионами.

В табл. I указано содержание только одного карбоната, в форме HCO_3^- . В действительности же это сумма $\text{CO}_3^{--} + \text{HCO}_3^-$, причем содержание CO_3^{--} составляет в среднем 4—10% от общего количества карбонатов и сильно зависит от температуры и количества растворенной углекислоты [1].

В воде одновременно присутствуют все три формы карбонатов, равновесие между которыми определяется величиной рН,



Если, например, в процессе фотосинтеза растворенная углекислота потребляется водными растительными организмами, то равновесие сдвигается вправо, и содержание карбонатных ионов увеличивается за счет соответствующего уменьшения бикарбонатных ионов. Аналогично действует нагревание воды.

На поведение карбонатной системы большое влияние оказывает и содержание углекислоты в атмосфере, так как между рас-

* В дальнейшем оценка солености в °Бр не употребляется, поскольку эта единица не является общепринятой.

творенной CO_2 и атмосферной должно существовать равновесие. Если под действием живых организмов содержание растворенной углекислоты значительно изменяется в зависимости от широты, времени года и даже суток, то атмосферная углекислота с некоторым запаздыванием все же восстанавливает нарушенное равновесие.

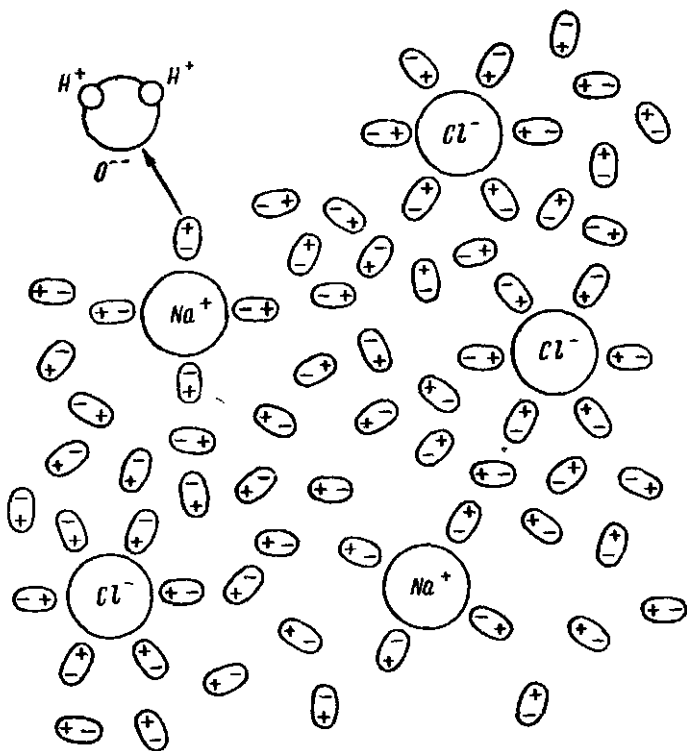


Рис. 1. Структура морской воды.

Этим сложным поведением карбонатной системы являются существенные различия в интенсивности процессов накипеобразования в испарителях в зависимости от районов плавления и различия в значениях pH .

Структура морской воды. В соответствии с теорией электролитической диссоциации структуру морской воды как диссоциированного раствора можно представить в следующем виде (рис. 1). Примем для простоты, что в морской воде содержатся только ионы Na^+ и Cl^- . Каждый из ионов окружен плотным слоем молекул воды, которые являются диполями в силу асимметрии строения молекулы H_2O . Эти окружающие молекулы

образуют так называемую гидратную оболочку иона. Остальные молекулы (около 90% от общего их количества) свободны. Если свободных молекул в растворе нет, то раствор насыщенный. Для примера можно указать, что раствор NaCl достигает насыщения при концентрации 35,6 г NaCl на 100 г. Это означает, что на каждый ион Na^+ и Cl^- приходится до пяти молекул воды в гидратной оболочке. Строго говоря, если NaCl полностью диссоциирована, то вокруг иона Na^+ должно быть пять, а вокруг иона Cl^- — восемь молекул.

Молекулы гидратной оболочки удерживаются возле иона электростатическими силами притяжения.

Комплекс, образованный ионом и гидратной оболочкой, называется сольватом. Сольваты имеют размер на порядок больше размера молекул воды, они более громоздки, тяжелы и потому менее подвижны. На этой их особенности и основаны наиболее эффективные методы опреснения. В частности, при нагревании воды отдельные свободные молекулы благодаря тепловому движению приобретают столь большую скорость, что легко преодолевают силы межмолекулярного натяжения и вылетают через поверхность раздела между водой и паром. Естественно, что менее подвижные сольваты не могут получить такой же скорости, и преодолеть поверхностное натяжение они не в состоянии. Поэтому поверхность испарения играет роль фильтра, через который проходят молекулы или целые конгломераты молекул воды, но не могут пройти ионы растворенных солей.

Другой метод опреснения — посредством так называемого обратного осмоса, или гиперфильтрации, — также обусловлен существованием сольватов. Вода прокачивается под давлением около 100 кг/см^2 сквозь металлические трубы, облицованные внутри пленкой из ацетат-целлюлозы. Специальная обработка этой пленки позволяет создать в ней каналы с поперечным сечением того же порядка, что и размер сольватов. Поэтому сольваты остаются внутри трубы, а вода проходит сквозь пленку и оказывается таким образом свободной от растворенных солей.¹

Аналогичным образом сольваты задерживаются полупроницаемыми ионитовыми мембранами при опреснении воды методом электродиализа.

Известно, что при достаточно медленном замерзании соленой воды образуется пресный лед. Это свойство водных растворов использовано в некоторых опреснительных установках. Образование пресного льда также связано с существованием сольватов. По мере понижения температуры воды скорость молекул снижается, и свободные молекулы все в большей мере

¹ Описанный механизм опреснения гиперфильтрацией — лишь одна из гипотез относительно сущности этого малоизученного явления.

занимают положение, соответствующее узлам кристаллической решетки льда. Сольваты же вследствие своих больших размеров не помещаются в эту решетку, и по мере продвижения «фронта» льда от источника холода вытесняются в зону менее охлажденную, образуя соленый маточный раствор.

Расход энергии на опреснение. Минимальный расход энергии на опреснение может быть достигнут только в процессах, не связанных с изменением агрегатного состояния воды. Определить величину наименьшего расхода энергии на выделение чистой воды из раствора можно наиболее наглядно для процесса обратного осмоса (гиперфильтрации).

Как известно из молекулярной физики жидкостей, на границе раздела чистой жидкости и раствора, которая проницаема для жидкости, возникает осмотическое давление. Это давление направлено в сторону раствора. Следовательно, если из морской воды (примем ее для простоты за раствор NaCl 3,5%-ной концентрации) нужно выделить химически чистую воду, то на стороне раствора следует создать давление, превышающее осмотическое. В этом случае через перегородку, отделяющую чистую воду от морской, будет просачиваться вода, а соли будут концентрироваться в морской воде.

Величина осмотического давления $p_{ос}$ для морской воды может быть найдена по формуле Вант-Гоффа. Но так как эта формула справедлива для недиссоциированных растворов, а в морской воде основные соли диссоциированы на два иона, то найденное по этой формуле $p_{ос}$ необходимо удвоить. Поэтому запишем

$$p'_{ос} = 2 \frac{C}{\mu} RT,$$

где C — концентрация солей в морской воде;

R — универсальная газовая постоянная;

T — абсолютная температура воды;

μ — молекулярный вес солей.

Принимая по-прежнему, что морская вода представляет раствор NaCl, подставим $\mu = 58,4$; $C = 35 \text{ кг/м}^3$; $R = 848 \text{ кгм/(моль} \cdot \text{град)}$ и $T = 293^\circ \text{ К}$. Для этих условий $p'_{ос} = 300 \text{ тыс. кг/м}^2 = 30 \text{ ат}$. С точным учетом всех факторов $p_{ос}$ несколько меньше ($\approx 25 \text{ ат}$). Только при этом давлении может начаться процесс опреснения методом обратного осмоса. Однако для его поддержания необходимо значительно большее давление, так как концентрация опресняемой воды увеличивается по мере отделения чистой воды. Если принять, что на каждую единицу объема опресненной воды в нашу идеализированную установку подается m единиц объема морской, то осмотическое давление будет равно

$$p_{ос} = \frac{m}{m-1} p'_{ос}.$$

Чем больше m , тем меньше осмотическое давление и тем меньше затрата энергии непосредственно на опреснение, но соответственно больше затрата энергии на прокачивание морской воды. Суммарная работа на опреснение $W M^3$ воды

$$A = mW p_{oc} = \frac{m^2}{m-1} W p'_{oc}.$$

Отношение $m^2/(m-1)$ имеет минимум при $m=2$. Поэтому минимальная работа на получение 1 M^3 опресненной воды

$$A_{min} = 4 \cdot 300\,000 = 1\,200\,000 \text{ кГм} = 3,27 \text{ квт} \cdot \text{ч}.$$

Следует оговорить, что в этом примере не учтены гидравлическое сопротивление фильтрующей пленки или мембраны. Поскольку размеры пор в ней весьма малы и сопоставимы с размерами сольватов, сопротивление трения при проходе воды через них составляет величину того же порядка, что и осмотическое давление. Поэтому в любой реальной опреснительной установке для океанской воды расход энергии не может быть меньше 5 квт·ч на 1 т опресненной воды.

Эшайн и Додж [48], исходя из основных положений термодинамики, дают иную величину минимальной работы опреснения. Из термодинамики известно, что для любого обратимого процесса минимальная работа составляет

$$A_{min} = \Delta H - T_0 \Delta S,$$

где ΔH — изменение энтальпии в этом процессе;

ΔS — изменение энтропии;

T_0 — наименьшая температура, при которой отводится основная доля тепла, °К.

Для подсчета ΔH и ΔS можно представить себе опреснение состоящим из трех процессов:

— испарения при постоянном давлении p_s , соответствующем давлению паров раствора;

— изотермического сжатия пара от p_s до давления насыщения паров чистой воды p_w при данной температуре T_0 ;

— конденсации пара при давлении p_w .

Очевидно, затраченная энергия будет равна работе сжатия и разности между теплотой парообразования при давлении $p_s (Q_1)$ и теплотой конденсации при давлении $p_w (Q_2)$.

Для разбавленных растворов, к которым относится морская вода, разница между Q_1 и Q_2 пренебрежимо мала, так что примем $\Delta H = Q_1 - Q_2 = 0$.

Изменение энтропии

$$\Delta S = \frac{1}{T_0} (Q_1 - Q_2) - R \ln \frac{p_w}{p_s}.$$

Отсюда для одного моля воды

$$A_{\min} = RT_0 \ln \frac{p_m}{p_s}.$$

Если рассматриваемый процесс протекает с двукратным упариванием морской воды при температуре, например 40°C ($T_0 = 313^\circ\text{K}$), то давления насыщения чистой воды и рассола будут соответственно $p_w = 750 \text{ кг/м}^2$, $p_s = 725 \text{ кг/м}^2$, так что на 1 моль

$$A_{\min} = 848 \cdot 313 \ln \frac{750}{725} = 9170 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

На 1 т опресненной воды

$$A'_{\min} = \frac{1000}{18} 9170 = 509\,000 \text{ кг} \cdot \text{м} = 1,33 \text{ квт} \cdot \text{ч}.$$

В предыдущем примере расход энергии оказался значительно большим, но это объясняется лишь тем, что здесь не был учтен расход энергии на перекачивание рассола, неизбежный в любых, даже идеальных условиях. С учетом затрат на перекачивание воды оба метода дают близкие результаты.

Все практически выполнимые установки требуют значительного большего расхода энергии. Даже наиболее экономичные из нынешних опреснителей расходуют энергии в десятки раз больше (около $20 \text{ квт} \cdot \text{ч/т}$). Поэтому разработка новых методов опреснения может привести к появлению более экономичных установок. Например, применение нескольких десятков или сотен пар мембран в электроононитовых установках может уменьшить расход энергии против указанной цифры. Но при этом, естественно, резко ухудшатся другие показатели установки (стоимость, вес и размеры), так что целесообразность усложнения установки ради снижения расхода энергии должна быть доказана детальными технико-экономическими расчетами.

На судах, как правило, вместо усложнения опреснительных установок в целях снижения расхода топлива стремятся найти более простые пути (утилизация отбросного тепла главных или вспомогательных двигателей, утилизация отработавшего пара, использование теплоты вторичного пара в главном цикле и т. д.).

Дистилляция — основной метод опреснения морской воды. Для опреснения морской воды издавна применялась дистилляция как метод наиболее просто осуществимый. Еще в эпоху парусного флота делались попытки применить дистилляционные опреснительные установки на судах. В дальнейшем с появлением парового флота испарители стали обязательной частью судовой установки, и сейчас их технико-экономические показате-

тели доведены до такого уровня, что они используются почти на всех типах судов — от крупнейших пассажирских лайнеров и авианосцев до яхт и подводных лодок.

В результате большого количества исследований, направленных на разработку новых методов опреснения, наиболее перспективных для безводных и засушливых районов, возможно и будут созданы судовые установки, способные конкурировать с дистилляционными, но это отдаленная перспектива, которая в течение ближайших десятилетий не сможет заметно изменить позиции дистилляционных установок.

Не касаясь специального вопроса о возможных методах опреснения, сопоставим дистилляцию лишь с теми тремя новыми методами, которые уже находят промышленное применение: вымораживанием, электродиализом и обратным осмосом.

Промышленные установки для опреснения вымораживанием производительностью до 50 т/сутки уже работают в Израиле и Франции и две полупромышленные производительностью 57 и 133 т/сутки — в США. Основная теоретическая предпосылка к применению этого метода опреснения — значительно меньший расход энергии на замораживание (70—80 ккал/кг) по сравнению с теплотой парообразования (520—580 ккал/кг).

С учетом того, что для замораживания вода должна быть охлаждена, получим расход холода на 1 кг опресненной воды около 100 ккал. Но для выработки такого количества холода требуется расход энергии в обычной холодильной установке не более $0,02 \div 0,04$ квт·ч, или 20—40 квт·ч на 1 т опресненной воды. Верхняя цифра относится к районам с высокой температурой охлаждающей воды (до 28—30° С). Однако такой же расход энергии достигим и в дистилляционных опреснительных установках, работающих по принципу теплового насоса (компрессорных). Кроме того, в судовых условиях в большинстве случаев для работы дистилляционных опреснителей удается использовать низкопотенциальное тепло системы охлаждения двигателей или утилизировать тепло вторичного пара, так что расход топлива на работу опреснительной установки не превышает 0,5÷0,8% расхода топлива на главный двигатель. В этих условиях попытки дальнейшего увеличения экономичности опреснительной установки, связанные с неизбежным ее усложнением, совершенно не оправданы.

Опреснительные установки искусственного вымораживания намного сложнее дистилляционных, так как они должны иметь дополнительные устройства для транспортировки опресненного льда и его отмывки от маточного рассола. Последняя операция требует значительного расхода пресной воды. Солеосодержание воды, получаемой в этих опреснителях, оказывается не менее 500 мг/л вследствие включения маточного рассола в лед и не-

полной его отмывки. По этим причинам опреснение вымораживанием не найдет применения на судах.

Несколько более благоприятны перспективы применения электродиализа. Электродиализные (или иначе электроионитовые) опреснители в последнее время устанавливались на небольших рыбопромысловых судах японской постройки. В СССР впервые такой опреснитель производительностью 12 т/сутки был установлен в 1959 г. на п/х «Тула» Черноморского пароходства. Однако из-за непродолжительного срока службы ионитовых мембран, в то время приобретаемых за рубежом, и больших размеров установки эти опреснители на судах в дальнейшем не применялись. Лишь повышение качества мембран и увеличение срока их службы до трех лет, достигнутое за последние годы, позволит получить удовлетворительные эксплуатационные характеристики электродиализных опреснителей.

Опреснители японской фирмы Асахи [170] производительностью 2 т/сутки занимают объем около 1 м³ и весят 250 кг. Расход электроэнергии (26,4 кВт·ч на 1 т опресненной воды) на том же уровне, что и в лучших дистилляционных установках. Однако из-за большой стоимости мембран себестоимость диализата оказывается больше себестоимости дистиллята. Недостаток электродиализных опреснителей, работающих на морской воде, — высокое соледержание диализата (не ниже 300 мг/л). Для современных котлов такую воду применять нельзя.

Меньшего соледержания можно добиться только за счет снижения производительности или увеличения габаритов опреснителя и расхода энергии, что заметно ухудшает технико-экономические показатели. Расход энергии особенно резко возрастает при увеличении глубины обессоливания. Ионообменные мембраны также оказываются весьма чувствительными к малейшим отложениям накипи, особенно гидроокиси магния, которая выпадает даже при низких температурах вследствие местного повышения концентрации ионов у поверхности мембран в рассольных камерах. Поэтому электродиализаторы находят широкое применение лишь для опреснения слабосоленых вод типа солончаковых и вырабатывают воду для коммунальных нужд, где соледержание около 500 мг/л не препятствует ее использованию. В этих условиях они по всем показателям превосходят дистилляционные установки. На судах, как уже отмечалось, более благоприятны условия для дистилляционных опреснителей, которые имеют значительно меньшие габариты и вырабатывают воду с соледержанием не более 4—10 мг/л.

Обратный осмос — наиболее простой и экономичный процесс, весьма желательный для судовых условий. Схема установки включает лишь насос с напором 100—150 кг/см² и фильтрующую трубку, сквозь облицовку которой продавливается

пресная вода. Установка не требует расхода тепла и поэтому применима всюду, где имеется возможность приводить в действие насос. Широкому распространению этих опреснителей препятствует главным образом сложность обработки пленки из ацетат-целлюлозы, которая должна быть проницаема для молекул воды и непроницаема для солевых ионов. Естественно, пленка должна быть надежно защищена от механических и биологических загрязнений, что достигается тщательной фильтрацией питательной воды. Срок службы существующих мембран измеряется лишь десятками часов, что совершенно недостаточно для промышленного использования этого метода.

Действующие экспериментальные установки этого типа характеризуются следующими показателями:

Давление воды перед мембраной, кг/см^2	105
Солесодержание опресненной воды, мг/л	220—500
Скорость фильтрации, $\text{л}^3/\text{м}^2$ в сутки	0,32
Расход энергии, $\text{квт} \cdot \text{ч/м}^3$	5,5

Дистилляционные опреснительные установки имеют следующие особенности, обуславливающие их широкое применение на судах:

1. Наименьшие по сравнению с прочими типами установок размеры и вес.

2. Возможность утилизации низкопотенциального тепла любого источника с температурой 55—60° С. На большинстве судов в системах охлаждения ДВС имеется вполне достаточное для работы опреснительных установок количество тепла.

3. В процессе дистилляции принципиально возможно получить дистиллят любой требуемой степени чистоты из вод любых морей. Глубина обессоливания при этом весьма мало влияет на расход энергии и незначительно — на габариты и стоимость. Достижимо солесодержание дистиллята не более 0,05 мг/л .

4. Достижима себестоимость воды, опресненной методом дистилляции, на том же уровне, что и цена водопроводной воды в портах (35 коп/т , см. § 19).

Современные судовые опреснительные установки на новых судах имеют автоматическую защиту и способны длительное время работать без вахтенного надзора. Не требуют они и сколько-нибудь трудоемкого ухода, так как основную операцию — очистку от накипи — в лучших типах дистилляционных опреснителей необходимо проводить лишь один-два раза в год. Но было бы ошибкой делать из этого вывод, что при таком совершенстве современных опреснителей все проблемы, связанные с получением пресной воды на судах, полностью решены. Далеко не во всех случаях количество низкопотенциального тепла достаточно для работы опреснителей, в частности, на многих промысловых судах с многочисленной командой и от-

носительно малой мощностью двигателей и на пассажирских судах.

В этих условиях стремление обеспечить экономичность опреснителя вынуждает применять либо большее число ступеней, либо компрессию вторичного пара. Это повышает стоимость опреснительной установки, ее размеры и вес. С другой стороны, и в многоступенчатых, и в компрессорных опреснителях вода испаряется при повышенных температурах (от 70 до 105° С), при которых происходит более или менее интенсивное отложение накипи на всех поверхностях, омываемых морской водой, и особенно на поверхностях нагрева. Такие опреснители нуждаются в более трудоемком уходе и требуют остановок для чистки значительно чаще (пять—десять раз в год), а в опреснителях старых типов—через 150—200 ч работы. Образование накипи—наиболее серьезная проблема, препятствующая нормальной эксплуатации большинства опреснителей старых типов. Поэтому разработка эффективных и достаточно простых методов борьбы с накипеобразованием имеет большое значение (см. гл. II).

Вторая проблема, от решения которой также зависит возможность применения опреснителей на всех без исключения морских судах,—снижение стоимости и дальнейшее уменьшение габаритов опреснительных установок, особенно вакуумных. Несмотря на то что их габаритный объем в восемь—десять раз меньше объема вырабатываемой за сутки воды, все же их трудно разместить на старых судах, где свободные пространства в машинно-котельных отделениях, как правило, ограничены.

Уменьшение габаритов и стоимости опреснителей может быть достигнуто путем интенсификации теплообмена (см. гл. III) и совершенствования паросепарационных устройств. Наконец, для обеспечения экономичной работы опреснителя немалое значение имеет выбор его типа и схемы включения в цикл основных потребителей пара и электроэнергии.

Простейшим образом эти задачи решаются лишь на сухогрузных теплоходах и танкерах. На всех остальных судах эти задачи имеют несколько решений, и далеко не все они равноценны (см. гл. VII).

§ 2. ТИПЫ ИСПАРИТЕЛЕЙ И КРАТКИЙ ОЧЕРК ИХ РАЗВИТИЯ

Кипящие испарители

Схема простейшей дистилляционной установки показана на рис. 2. Морская вода подается внутрь выпарного аппарата (испарителя), где нагревается и кипит под действием тепла, передаваемого от греющего (или первичного) пара через греющий элемент—батарею трубок или змеевиков. Греющий

элемент обычно полностью затоплен испаряемой водой, в связи с чем испарители этого типа в английской литературе называются испарителями с погруженными трубками. Однако и в большинстве испарителей других типов, как будет показано далее, трубки также покрыты водой. Поэтому нам представляется более оправданным название, характеризующее главный отличительный признак, «кипящие испарители». Ни в одном из испарителей других типов кипения на греющих элементах не наблюдается.

Пар, образованный при кипении морской воды (вторичный пар), направляется в специальный конденсатор, а выходящий

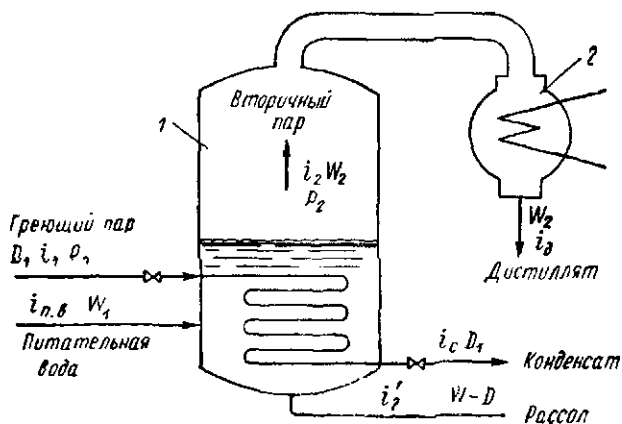


Рис. 2. Схема простейшей дистилляционной опреснительной установки.
1 — испаритель; 2 — конденсатор.

из него конденсат в отличие от конденсата греющего пара называют дистиллятом. Дистилляционные установки этого типа впервые были применены для опреснения морской воды на судах еще в XVI в. Парусные корабли того времени не имели ограничений в длительности плавания по запасам топлива и лишь недостаток продовольствия и пресной воды вынуждал ограничивать дальность переходов. К тому же вода при длительном хранении приобретала неприятный запах и отнюдь не была стерильной, особенно при плавании в тропиках. Вполне естественной в этих условиях была идея использования опреснительных установок, которые позволяли резко сократить необходимые запасы воды и таким образом увеличить полезную грузоподъемность судна. Однако примитивная конструкция и целый ряд эксплуатационных недостатков, таких, как интенсивное образование накипи на поверхностях нагрева, препятствовали их широкому применению.

Не внесло существенных изменений в дело опреснения морской воды на первых порах и появление парового флота. Первые паросиловые установки с котлами низкого давления (до 3—4 *ата*) не нуждались в испарителях, так как могли удовлетворительно работать даже при подпитке их морской водой. Более того, в некоторых случаях эти котлы при наличии конденсаторов могли быть использованы как опреснители. В частности, таким образом снабжались водой английские войска, высадившиеся на средиземноморское побережье Египта в 1884 г.

С повышением давления в котлах стала необходимой подпитка их высококачественным дистиллятом. Первые испарители, предназначенные для получения дистиллята для котлов, появились на судах в 1884 г. В русском флоте широко использовались испарители завода Круга, первые упоминания о которых встречаются еще в 1890 г. До 1920-х годов конструкции и основные параметры этих испарителей практически не менялись. Это были испарители с избыточным давлением вторичного пара (1,2÷1,8 *ата*). Конструкция их нагревательных элементов — батарей красномедных змеевиков — была рассчитана на ручную очистку от накипи, которую приходилось производить через каждые 3—10 суток работы. При обслуживании этих испарителей требовалось постоянное наблюдение, так как в противном случае из-за колебаний уровня рассола происходил унос капель и пены со вторичным паром, что приводило к засолению конденсата. Сложной и трудоемкой была очистка змеевиков от накипи, которую приходилось проводить через каждые 200—300 ч работы. В большинстве случаев на эти испарители расходовался свежий пар в количестве примерно 1,2÷1,4 кг на 1 кг дистиллята, что соответствовало расходу топлива в среднем 100 кг на 1 т дистиллята. Такие показатели далеко не всегда могли считаться удовлетворительными.

В связи с этими недостатками на многих судах опреснительные установки бездействовали и рассматривались лишь как резервный источник пресной воды. Основные же ее запасы принимали с берега и хранили в танках.

С внедрением на судах паротурбинных установок повышенного давления (20—40 *ата*) положение коренным образом изменилось. Для питания котлов при этом давлении уже нельзя было использовать береговую пресную воду, так как она не обеспечивала безнакипной работы котлов. Для питания котлов был совершенно необходим высококачественный дистиллят. Поэтому основными направлениями совершенствования испарителей стали поиски режимов, которые бы обеспечивали достаточно малую скорость образования накипи, и способов более рационального использования тепла в опреснительных установках. Обе эти цели были достигнуты применением вакуумных

испарителей. Впервые они появились в военно-морском флоте США в 1922 г.

Благодаря низкой температуре кипения в вакуумных испарителях (40—70°С) значительно меньше откладывалась накипь, а ее химический состав (преимущественно карбонат кальция) позволял применять для очистки слабые растворы соляной или серной кислоты. Дальнейшее замедление скорости накипеобразования достигалось применением противонакипных препаратов. Эти меры позволили довести срок работы испарителей между чистками до 3—6 месяцев.

С точки зрения экономичности применение вакуумных испарителей оказалось весьма прогрессивным, так как для них в качестве греющей среды можно было использовать низкопотенциальный пар — отработавший или из отборов — при давлении 0,7÷1,4 ата. Благодаря этому на каждую тонну топлива, затраченного на работу опреснительной установки, можно было получить не менее 30 т дистиллята. Дальнейшее увеличение выхода дистиллята (до 120—140 т на 1 т топлива) достигалось при использовании вторичного пара для подогрева конденсата в цикле паротурбинной установки.

Такая экономичность вполне приемлема, так как стоимость дистиллята оказывается меньше цены береговой пресной воды. Однако она достижима далеко не во всех случаях. Прежде всего ее можно получить лишь на ходу во время работы энергетической установки с нормальной мощностью. При уменьшении скорости хода, при маневрировании и на стоянках такая работа невозможна.

Второе препятствие для широкого применения этой схемы испарительной установки — ограниченное количество вторичного пара, которое можно утилизировать в подогревателе главного конденсата. Обычно оно не превышает 5—6% от производительности главных котлов. Поэтому для пассажирских судов, где требуется большая производительность испарителей, приходится искать иные способы повышения экономичности. Наиболее распространенным методом повышения экономичности испарителей кипящего типа является применение многоступенчатого испарения¹, в частности двухступенчатого. Повышение экономичности на 80—85% достигается здесь за счет того, что для испарителя второй ступени свежий пар не расходуется, а в качестве греющего используется вторичный пар испарителя первой ступени.

Схема двухступенчатой опреснительной установки показана на рис. 3. На 1 кг греющего пара можно получать до 1,8 ÷

¹ С установками многоступенчатого испарения не следует путать установки многократного (в частности, двукратного) испарения, применявшиеся на некоторых турбинных судах для улучшения качества дистиллята.

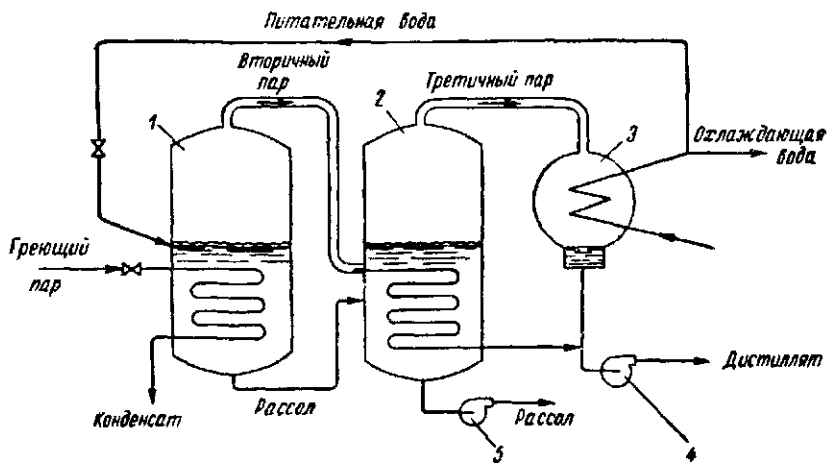


Рис. 3. Схема двухступенчатой опреснительной установки кипящего типа.
 1 — испаритель первой ступени, 2 — испаритель второй ступени; 3 — конденсатор; 4 — дистиллятный насос; 5 — рассольный насос.

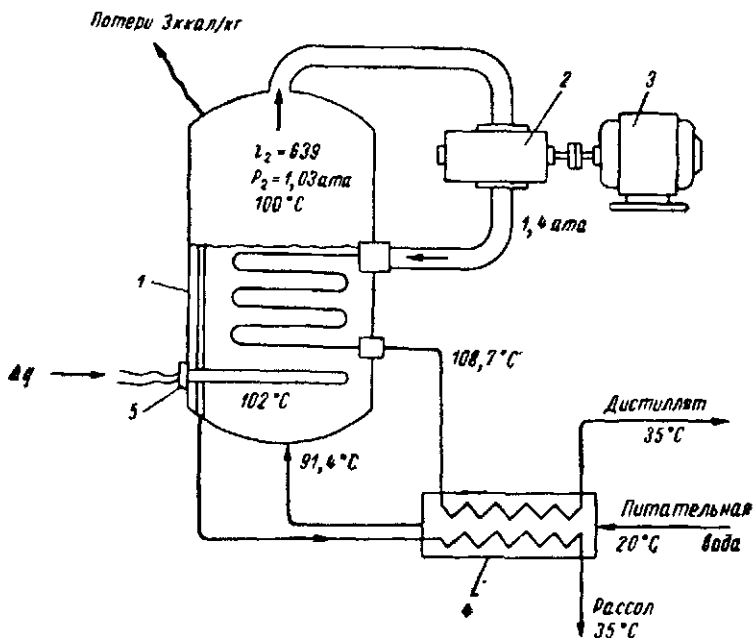


Рис. 4. Схема компрессорной опреснительной установки.
 1 — испаритель; 2 — компрессор, 3 — электромотор; 4 — подогреватель питательной воды; 5 — дополнительный подогреватель.

1,85 кг дистиллята. Это дает на 1 т топлива 25—26 т дистиллята при питании испарителя первой ступени свежим дросселированным паром и до 75—80 т при питании паром низкого давления, отбираемым от турбин. Ввиду сложности и повышенной стоимости эти установки до второй мировой войны применялись лишь при производительности более 15—20 т/сутки.

В трехступенчатых установках на 1 кг греющего пара выработка дистиллята доходила до $2,6 \div 2,7$ кг, но ввиду сложности они применялись лишь при производительности не менее 75—80 т/сутки. Последней наиболее крупной была трехступенчатая испарительная установка производительностью

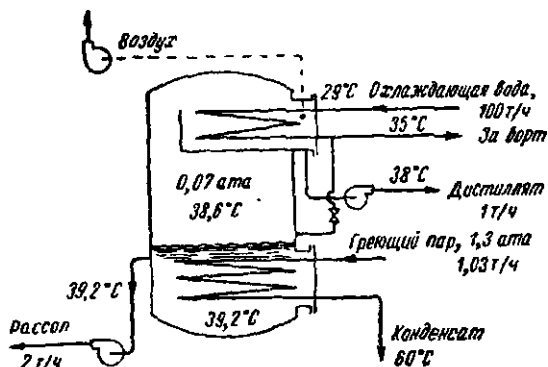


Рис. 5. Схема кипящего глубоковакуумного опреснителя производительностью 24 т/сутки.

250 т/сутки для пассажирского п/х «Трансвааль Кастил», построенного в 1961 г. Установки с ббльшим числом ступеней на судах никогда не применялись.

Наиболее экономичная работа опреснителя достигается при использовании его вторичного пара после сжатия в качестве греющего в той же ступени, т. е. при организации его работы по принципу теплового насоса. Такие опреснители (рис. 4) получили название компрессорных. В лучших установках этого типа на 1 т топлива удается получить 120—130 т дистиллята. Эти опреснители нашли преимущественное применение на подводных лодках, где к экономичности потребителей электроэнергии предъявляются весьма жесткие требования. Для обычных транспортных судов могут быть применены более простые установки или вакуумные опреснители, утилизирующие тепло воды, охлаждающей главные или вспомогательные двигатели. Такие опреснители называют утилизационными. Схема утилизационного вакуумного опреснителя аналогична показанной на рис. 5. Через трубки нагревательной батареи прокачивается пресная охлаждающая вода с температурой на

входе 60—65° С, на выходе 55—60° С. При отсутствии такой воды к батарее подводится пар давлением 0,5—1,3 кг/см². Морская вода в испарителе кипит при температуре 38—40° С (давление 0,06—0,07 ата), а вторичный пар направляется в конденсатор, встроенный, как правило, в верхнюю часть корпуса опреснителя. Для откачивания рассола и воздуха обычно используются водоструйные эжекторы, через которые при напоре 20—25 м вод. ст. прокачивается морская вода, выходящая из конденсатора. Часто применяются также водокольцевые вакуумные насосы. В зависимости от типа двигателя утилизационные опреснители позволяют получить от 400 до 900 л дистиллята в час на каждую 1000 л. с. Для большинства типов судов в этом случае обеспечиваются все потребности в пресной воде практически без дополнительных затрат топлива и без затрат труда на обслуживание вследствие полной автоматизации и возможности работы без очистки (благодаря низкой температуре испарения) до 6—12 месяцев. Такие опреснители, впервые появившиеся в 1958 г., сейчас широко применяются почти на всех новых транспортных теплоходах.

Адиабатные опреснители

Характерная особенность всех рассмотренных ранее испарителей — парообразование на поверхностях нагрева, расположенных внутри кипящей жидкости. Такое испарение наиболее просто осуществимо и позволяет достигнуть высоких значений коэффициента теплопередачи благодаря интенсивной турбулизации пограничного слоя при образовании и отрыве паровых пузырей. Однако с этой особенностью связан и ряд недостатков кипящих испарителей, роль которых возрастает с увеличением их размеров. Это прежде всего усиленное образование накипи на поверхностях нагрева на границах паровых пузырей. Во-вторых, интенсивный выброс капель рассола в паровое пространство и образование пены над кипящим слоем загрязняют пар, а сам кипящий слой жидкости оказывается неустойчивым (меняется его высота), особенно при глубоком вакууме.

Наконец, при попытках добиться большой производительности в одном агрегате снижаются температурный напор и коэффициент теплопередачи на нижних трубках нагревательных батарей вследствие гидростатического эффекта. Кроме того, к экономичности крупных опреснительных установок предъявляются повышенные требования, которые можно удовлетворить лишь при многоступенчатом их исполнении. Между тем сложность многоступенчатых установок, обусловленная главным образом наличием труб и арматуры для перепуска рассола, пара и дистиллята, существенно удорожает их стоимость, усложняет проблему регулирования и затрудняет обслуживание.

Этих недостатков не имеют адиабатные опреснители (рис. 6), в которых нагретая морская вода частично испаряется при входе в так называемые расширительные камеры, где поддерживается температура насыщения на 5—10 град меньше температуры поступающей воды. При этом испарение происходит с поверхности струй или потока морской воды и не сопровождается образованием пены или паровых пузырей. Нагревается вода в конденсаторах и в подогревателе без кипения, так как давление воды в этих теплообменниках достаточно велико.

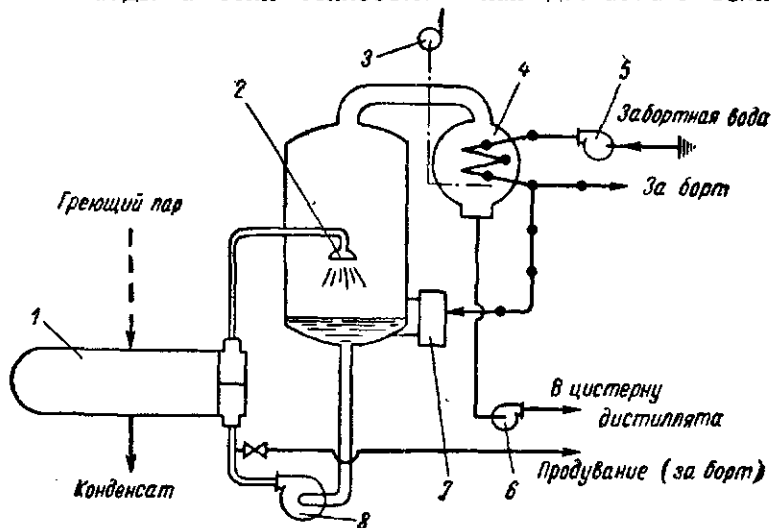


Рис. 6. Схема одноступенчатой адиабатной опреснительной установки.

1 — подогреватель питательной воды; 2 — камера испарения; 3 — вакуумный насос; 4 — конденсатор; 5 — питательный насос; 6 — дистиллятный насос; 7 — регулятор уровня рассола; 8 — рассольный циркуляционный насос.

В многоступенчатых опреснителях этого типа (рис. 7) испаряемая вода проходит через несколько ступеней с последовательно понижающимся давлением. В последней ступени давление обычно составляет $0,05 \div 0,06 \text{ кг/см}^2$, в первой — $0,35 \div 0,40 \text{ кг/см}^2$. Конденсаторы всех ступеней прокачиваются питательной морской водой, так что для ее нагрева удается использовать все тепло вторичного пара. Перепуск вторичного пара между ступенями не требуется, а перепуск испаряемой воды и дистиллята осуществляется самотеком по внутренним каналам. Поэтому многоступенчатые адиабатные опреснители оказываются менее сложными и дорогими, чем многоступенчатые кипящие, и наиболее удобными для крупных установок. Удачные конструкции опреснителей этого типа были разработаны в начале 50-х годов и получили широкое применение в течение последнего десятилетия, хотя известны были почти так же давно, как и кипящие.

Сейчас адиабатные опреснители с числом ступеней не менее двух устанавливаются на многих новых паротурбинных судах. Среди крупнейших судовых опреснителей этого типа заслуживает внимания 20-ступенчатый производительностью 600 т/сутки на английском пассажирском п/х «Нортэн Стар». На 1 кг греющего пара вырабатывается 6 кг дистиллята; при работе паром из отбора среднего давления это соответствует выходу 160—170 т дистиллята на 1 т топлива.

Из других крупных опреснителей этого типа можно отметить четырехступенчатый производительностью 600 т/сутки на голландском пассажирском лайнере «Ахилле Лауро», пятисту-

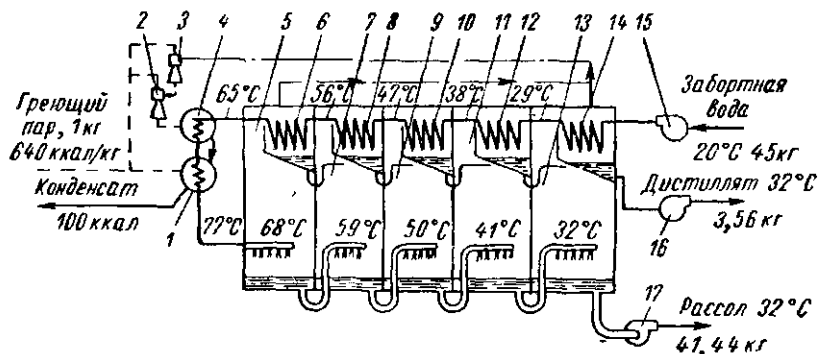


Рис. 7. Схема пятиступенчатого адиабатного опреснителя.

1 — подогреватель; 2 — эжектор второй ступени; 3 — эжектор первой ступени; 4 — конденсатор эжекторов; 5, 7, 9, 11, 13 — камеры испарения; 6, 8, 10, 12, 14 — конденсаторы; 15 — питательный насос; 16 — дистиллятный насос; 17 — рассольный насос.

пенчатые производительностью 300 т/сутки на итальянских лайнерах «Микельанджело» и «Рафаэль» (по четыре опреснителя на каждом судне), пятиступенчатые производительностью по 240 т/сутки на отечественных рыбобазе типа «Восток» и пятиступенчатые по 380 т/сутки на авианосце «Нимиц» (США). В береговых установках производительность одного опреснителя этого типа достигает 4—5 тыс. т/сутки, число ступеней — 50. При малой производительности габариты, вес и стоимость адиабатных опреснителей оказываются не меньше, чем у кипящих.

Для прокачивания морской воды требуется сравнительно большой насос. Поэтому при прочих равных условиях одноступенчатый адиабатный опреснитель всегда будет более дорогостоящим и громоздким, чем кипящий. Этим объясняется, что одноступенчатые адиабатные опреснители малой производительности (менее 30 т/сутки) строят лишь в тех случаях, когда конструкция нагревательных элементов оказывается более приемлемой для нагрева без кипения. Примером могут служить

испарители фирмы Нирекс с пластинчатыми теплообменниками (см. § 16). Двухступенчатые адиабатные испарители строят при производительности не менее 25—30 т/сутки. На дизельных судах адиабатные испарители встречаются редко, так как экономичность одноступенчатых вакуумных опреснителей кипящего типа, использующих отбросное тепло, для них вполне достаточна.

По организации движения испаряемой воды адиабатные опреснители подразделяются на проточные и циркуляционные. Одноступенчатый опреснитель, показанный на рис. 6, является циркуляционным, так как большая часть воды, отсасываемой рассольным насосом, подается обратно в питательный тракт, а за борт удаляется лишь то количество (близкое к производительности), которое необходимо для поддержания ограниченного солевого содержания рассола. В проточных опреснителях рассольный насос откачивает за борт всю неиспарившуюся морскую воду, количество которой в 8—16 раз превышает производительность опреснителя.

Достоинства и недостатки обеих схем рассмотрены в § 3.

Пленочные испарители

Стоимость теплообменных поверхностей составляет примерно 50—55% от общей стоимости опреснительной установки. Стремление уменьшить эти поверхности за счет более интенсивной теплопередачи привело к появлению на судах и в береговых установках нового типа испарителей — пленочных. Эти испарители применялись еще с 1930-х годов в химической и пищевой технологии, но не были достаточно надежны для судовых условий, и лишь в 1964 г. фирмой Джeneral Электрик и в 1965 г. фирмой Аква-Кэм были разработаны компактные тонкопленочные испарители.

Основная идея, заложенная в основу конструирования этих испарителей, следующая: если на поверхности нагрева каким-либо способом поддерживать испаряемую жидкость в виде пленки толщиной порядка 0,02—0,03 мм, то благодаря ее малому тепловому сопротивлению коэффициент теплоотдачи возрастает в пять-шесть раз. И если приняты достаточные меры к улучшению теплоотдачи со стороны греющего пара, то коэффициент теплопередачи повышается в три-четыре раза по сравнению с обычными для кипящих испарителей величинами и доходит до 17 000—18 500 ккал/(м² · ч · град). Испарение происходит только с поверхности пленки без кипения и заброса капелек рассола в пар. Поэтому паровой объем и пространство, необходимое для сепарационных устройств, удается заметно уменьшить. Благодаря этим особенностям пленочные испари-

тели (вместе с конденсатором) имеют объем на 40% и вес на 30% меньше, чем кипящие испарители той же производительности и при тех же параметрах первичного и вторичного пара. Однако эти испарители в большей мере подвержены отложениям накипи, поскольку интенсивность парообразования в несколько раз превышает обычную и в то же время поверхности нагрева хуже омываются морской водой. Поэтому длительная работа этих испарителей без очистки возможна только при постоянном введении противонакипных присадок.

Форма теплопередающей поверхности одного из новых пленочных испарителей фирмы Джeneral Электрик показана на

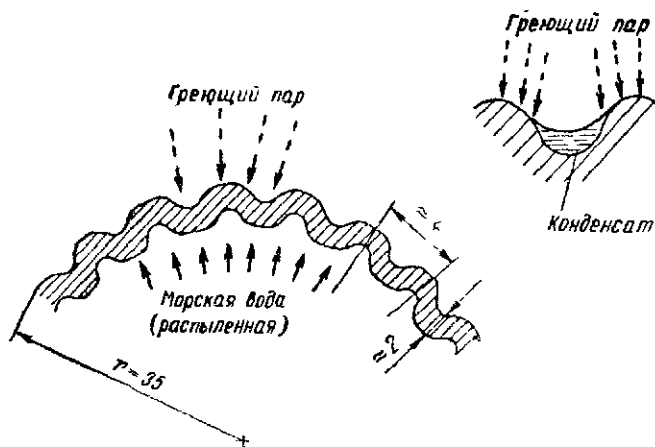


Рис. 8. Форма теплопередающей поверхности в пленочных испарителях фирмы Джeneral Электрик.

рис. 8. На обеих поверхностях цилиндрических трубок нарезаны канавки, между которыми сохраняются волнообразные гребни. Интенсификация теплообмена здесь достигается за счет того, что при конденсации пара на наружной поверхности конденсат вследствие поверхностного натяжения стекает внутрь канавок и таким образом гребни остаются почти всегда сухими. Теплоотдача на таких участках происходит с максимальной интенсивностью. На внутреннюю поверхность тонкая пленка воды наносится путем подачи ее через специальные распылители в виде множества тонких струй. В первых тонкопленочных испарителях пленка испаряемой воды наносилась на внутреннюю поверхность трубок механически — распределением ее вращающимися скребками. Ввиду износа скребков этот способ широкого применения не получил.

Для пленочных теплообменников характерна высокая интенсивность теплопередачи при малых температурных напорах

(примерно 5—8 град), благодаря чему они особенно удобны для многоступенчатых, а также для компрессорных испарителей. При отсутствии накипи достижимы значения коэффициента теплопередачи ~ 12 тыс. ккал/(м²·ч·град). По мере увеличения температурного папора значения коэффициента теплопередачи снижаются. Это вызвано, по-видимому, увеличением толщины пленки конденсата, повышающей тепловое сопротивление на наружной поверхности.

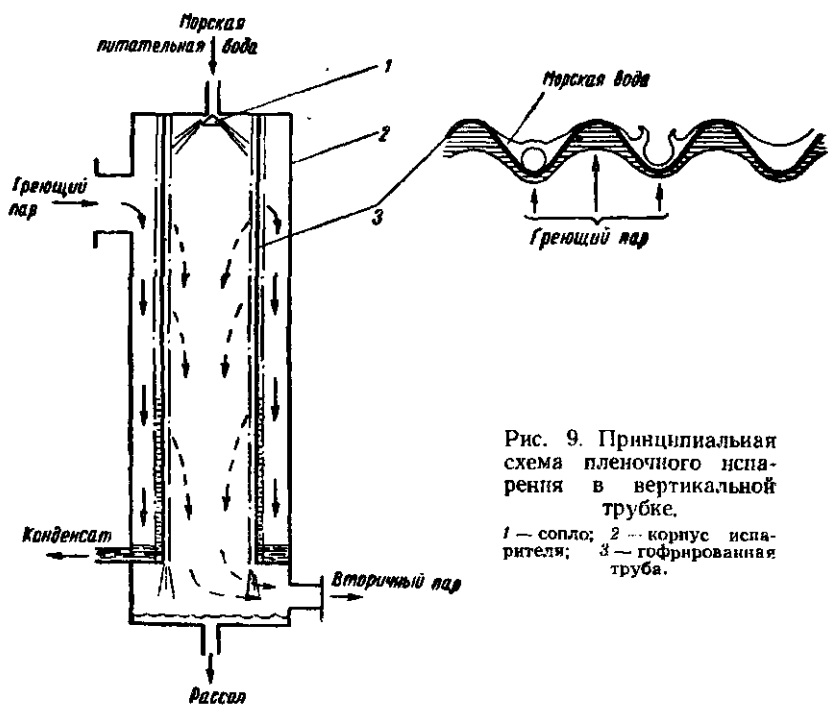


Рис. 9. Принципиальная схема пленочного испарения в вертикальной трубке.

1 — сопло; 2 — корпус испарителя; 3 — гофрированная труба.

Однако даже при механическом нанесении пленки испаряемой воды, когда ее толщина оказывается минимальной, наибольшее тепловое сопротивление создается на стороне испарения, где коэффициент теплоотдачи составляет ориентировочно 18—19 тыс. ккал/(м²·ч·град), в то время как от конденсирующегося пара его значения в два, в два с половиной раза больше.

Принципиальная схема испарения в тонкой пленке на вертикальной гофрированной трубке показана на рис. 9. Морская вода подается через специальные сопла на верхнюю часть трубы и стекает по внутренним канавкам. Таким образом обеспечивается надежное смачивание тех участков (во впадинах), где испарение наиболее интенсивно благодаря малой толщине пленки конденсата на противоположной стенке трубки.

Греющий пар конденсируется на наружных гребнях и стекает по впадинам к нижней трубной доске, с которой отводится наружу. Вторичный пар выводится через нижний срез трубы в конденсатор или в последующие ступени, где он может быть использован в качестве греющего. Весьма благоприятным для многоступенчатого, а также компрессорного испарения по этой схеме является то, что здесь в отличие от кипящих испарителей

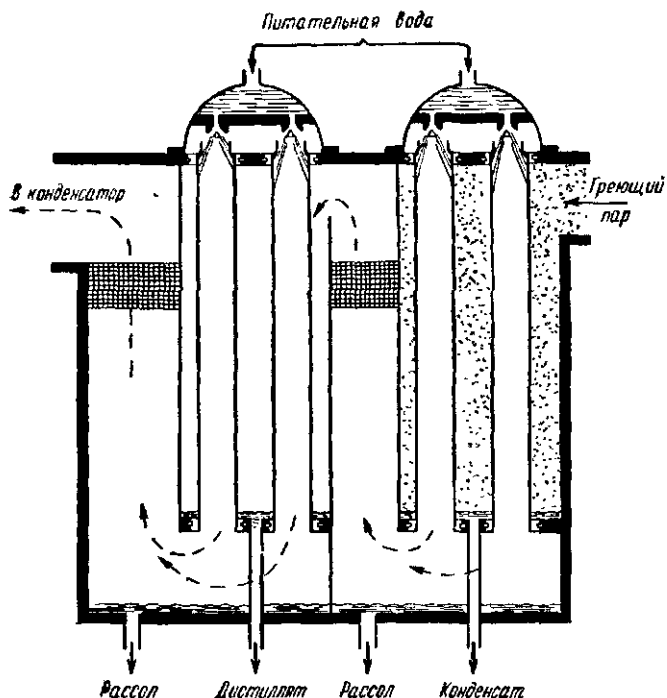


Рис. 10. Схема двухступенчатого пленочного испарителя фирмы Джeneral Электрик.

высокий коэффициент теплопередачи достигается при малых температурных напорах. Большинство таких опреснителей, общее число которых на новых паротурбинных судах, построенных в США за последние три года, превышает 30, выполнено двухступенчатыми.

Схема двухступенчатого пленочного испарителя с вертикальными трубками фирмы Джeneral Электрик показана на рис. 10. В каждой ступени испарительные трубки диаметром около 50 мм расположены двумя рядами. Морская вода подводится к соплам через полуцилиндрические коллекторы на крышке испарителя. Вторичный пар по выходе из трубок в нижней части

испарителя проходит через сетчатый сепаратор и направляется из первой ступени во вторую в качестве греющего, а из второй ступени — в конденсатор. При суточной производительности около 30 т высота собственно испарителя без учета пространства под ним, занимаемого насосами, составляет всего лишь 1 м. Габариты всей установки примерно $1300 \times 1100 \times 1900$ мм.

Ввиду сложности очистки внутренней поверхности трубок от накипи в испарителях этого типа предусматривается постоянное введение противонакипных присадок, гарантирующих достаточно длительную работу без очистки.

За период с 1965 по 1967 г. двухступенчатые опреснители этого типа установлены в США на сухогрузных пароходах серии «Президент Полк» (производительность 75 т/сутки), серии «Орегон Мэйл» (75 т/сутки), на танкерах серии «Луиза Лайкс» (46 т/сутки) и др. Таким образом, эти испарители уже вышли из стадии полупромышленных испытаний и пущены в серийное производство.

Среди других типов тонкопленочных опреснителей можно отметить разработанные Бэджером, Хикменом и Бромли [48] вращающиеся испарители, где пленка образуется за счет растекания воды под действием центробежных сил на вращающемся плоском или коническом теплопередающем элементе. В опытном испарителе Бромли с плоскими дисками производительностью 26 т/сутки удалось разместить 29 ступеней при диаметре 1,3 м и высоте около 1,2 м, что можно признать рекордным показателем. Выход дистиллята на 1 кг пара доведен до 25 кг. Но, по-видимому, сложность конструкции препятствует промышленному ее освоению. Более отработанными оказались испарители Хикмена, где испаряемая вода растекается по внутренней поверхности конических дисков, а сжатый вторичный пар конденсируется на их наружной поверхности. Коэффициент теплопередачи в них доведен до $12\,600$ ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$). Испарители Хикмена выпускаются с 1959 г. и единичная их производительность доведена до 100 т/сутки при расходе электроэнергии 20,1 квт·ч на 1 т дистиллята. Однако на судах эти испарители применения не нашли, по-видимому, из-за сложности и высокой стоимости.

К числу пленочных могут быть также отнесены длиннотрубные вертикальные испарители. Морская вода в них стекает по внутренней поверхности вертикальных трубок диаметром 51 мм, обогреваемых паром снаружи. Такие испарители нашли некоторое применение на береговых станциях по опреснению морской воды в США. Большая их высота и отсутствие решающих преимуществ перед обычными не позволяют рассчитывать на их использование в судовых условиях.

Во флоте США за последние два года нашли применение новые струйно-пленочные испарители с горизонтальными труб-

ками. В качестве примера на рис. 11 показан испаритель такого типа в составе компрессорной опреснительной установки фирмы Аква-Кэм для газотурбинного судна «Адмирал Каллагэн». На горизонтальный пучок греющих трубок, обогреваемых сжатым вторичным паром, падает множество тонких струй рассола из распределительной трубы, в которую рассол непрерывно подается циркуляционным насосом из донного коллектора. Рассол

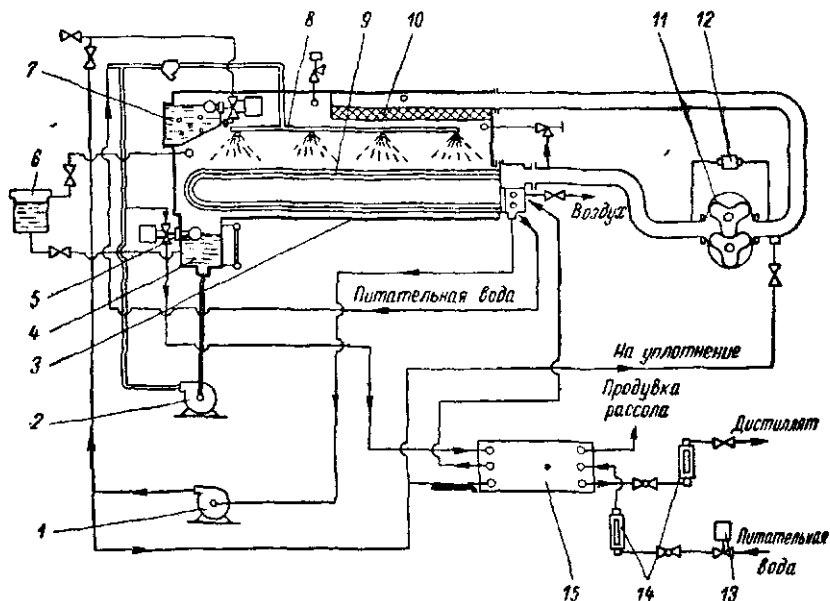


Рис. 11. Струйно-пленочный компрессорный опреснитель фирмы Аква-Кэм с горизонтальными трубками.

1 — дистиллятный насос; 2 — рассольно-циркуляционный насос; 3 — корпус испарителя; 4 — сборник рассола; 5 — регулятор уровня; 6 — кислотный бачок; 7 — электродотел; 8 — распределительная труба; 9 — греющие трубки; 10 — сетчатый сепаратор; 11 — компрессор; 12 — реле максимального напора; 13 — соленодный клапан; 14 — ротаметры; 15 — пластинчатый теплообменник (охлаждитель рассола и дистиллята).

растекается по греющим трубкам сплошной пленкой и таким образом обеспечивается интенсивное испарение с поверхности пленки. Для улучшения испарения питательная вода перед подачей в контур циркуляции подогревается вторичным паром в отдельном пучке трубок до температуры, близкой к температуре испарения.

Высокий коэффициент теплопередачи, достигаемый пленочным испарением, позволяет уменьшить разность температур греющего и вторичного пара и сократить расход энергии на компрессор. Вторичный пар, поднимаясь над трубками, промывается струями рассола. Это способствует уменьшению уноса

капель со вторичным паром. Благодаря отсутствию кипящего слоя рассола и промывке вторичного пара удается существенно уменьшить размеры парового пространства без ухудшения качества дистиллята.

Для ослабления интенсивности отложения накипи предусмотрено подкисление рассола. Для этого в состав опреснительной установки включен кислотный бачок, из которого кислота самооттеком поступает в рассольный коллектор.

Аналогичные струйно-пленочные испарители с температурой испарения 74°C (без компрессоров) установлены также на новых паротурбинных судах типа «Понсе де Леон» и на некоторых кораблях ВМФ США. Выпускаются и двухступенчатые испарители этого типа.

Прочие типы испарителей

Как уже говорилось, во избежание интенсивного отложения накипи воду желательно испарять при низких температурах. Известно, что испарение воды может происходить при любой температуре существования жидкой фазы, если только над поверхностью раздела парциальное давление паров ниже давления насыщения. Такое испарение называется молекулярным. Оно применяется, в частности, в плавучих аварийных солнечных опреснителях, выполняемых в виде прозрачных буйков. Внутри буйка на зачерненной поверхности, нагреваемой солнцем, испаряется морская вода, а пар конденсируется на наружной поверхности. В обычных условиях скорость молекулярного испарения в десятки раз ниже, чем при кипении. Основной помехой испарению является воздух, молекулы которого препятствуют отводу частиц пара от поверхности раздела. По мере удаления воздуха скорость испарения увеличивается и приближается к таковой при кипении. Для этого нужно либо откачивать воздух, как в вакуумных испарителях, что усложняет установку, либо увеличивать температуру жидкости до значений, при которых парциальное давление пара равно давлению окружающей среды, и воздух таким образом вытесняется паром, как в обычных испарителях избыточного давления.

Существует и третий путь, используемый наряду с первым в пищевой и химической технологии для перегонки продуктов, не выдерживающих обычных температур испарения,— максимальное приближение поверхности конденсации к поверхности испарения на расстояние порядка миллиметра. На этом принципе основан испаритель морской воды, предложенный Ластенэдером [48]. Он состоит из укрепленных на горизонтальном валу 34 дисков, между которыми расположены охлаждающие пластины. Нижняя часть дисков погружена в нагретую морскую воду. Пар от влажных дисков диффундирует к охлаждающим

пластинам и на них конденсируется. Образование накипи на дисках не имеет существенного значения, так как тепло через них не передается.

Компромиссный путь для создания испарителя, сочетающего испарение при низкой температуре с преимуществами безвакуумных испарителей — простотой и надежностью — предложил Китчинг. Над поверхностью испарения прокачивается воздух, с которым уносится пар, и далее в конденсаторе влага оседает на холодных трубках. Поверхность испарения образуется на нагревательных оребренных трубках. Внутри этих трубок проходит греющий пар или вода, а на наружную поверхность разбрызгивается морская вода. Такой испаритель, работающий при температуре испарения 60—70°С и при атмосферном давлении, производительностью 30 т/сутки установлен на английском кабельном судне «Стэнли Энгвин» в 1961 г. Но это судно — единственный пример применения этого оригинального испарителя, названного его изобретателем «гигроскопическим».

В СССР и за рубежом за последние годы появилось немало предложений об использовании испарителей, в которых морская вода во избежание отложений накипи нагревается с помощью теплоносителя, с которым она не смешивается. В частности, предложены органические теплоносители, не реагирующие с водой (парафин, дифенильная смесь и др.). Однако такие установки пока не могут конкурировать с описанными ранее, так как они слишком сложны (включают дополнительный контур для нагревания и циркуляции промежуточного теплоносителя). Смесительные колонны, в которых нагревается морская вода, велики по размерам вследствие малой скорости протекания теплоносителя через слой воды. Кроме того, не доказано, что поверхности нагрева не загрязняются накипью. Имеются сведения, что мельчайшие частицы накипи сорбируются на поверхности теплоносителя и откладываются на всех омываемых поверхностях. Во всяком случае до сих пор эти испарители еще не прошли промышленной проверки.

Более удачными оказались попытки использовать непосредственный нагрев воды в потоке дымовых газов. Для этого либо морская вода впрыскивается в газовый поток, либо сквозь слой воды барботируют газы. Однако при этом возникают две проблемы: очистка пара и дистиллята от загрязнений продуктами сгорания, среди которых могут быть и канцерогенные вещества; обеспечение эффективной конденсации пара из паро-газовой смеси. Как известно, примеси газов резко ухудшают теплопередачу при конденсации, а недостаточное охлаждение смеси ведет к потере значительной части вторичного пара. Последнее обстоятельство, а также практическая невозможность регенерации тепла не позволяют обеспечить приемлемые экономические показатели этих установок. Примеры их промышленного

применения ограничиваются несколькими передвижными агрегатами, предназначенными для опреснения соленых вод. Попутно следует отметить, что именно эти испарители с полным основанием можно назвать бесповерхностными, так как твердой поверхности нагрева в них нет.

Общий недостаток всех испарителей, в которых вторичный пар смешан с греющей средой (воздухом или дымовыми газами), — невозможность применения многоступенчатого испарения или компрессии для повышения экономичности.

Следует упомянуть также о методе испарения морской воды на нагретом слое соли, предложенном в США. Все накипеобразующие соли, растворенные в воде, остаются в слое, а над ним образуется чистый пар. Нагрев слоя соли производится горячим воздухом или дымовыми газами. Однако данных о результатах применения этого метода нет. По-видимому, габариты такой установки окажутся большими, так как ее работа может быть только циклической.

Все типы рассмотренных испарителей характеризуются одним общим признаком — испарением или нагревом испаряемой воды посредством промежуточного теплоносителя. Этим признаком и исчерпывается перечень методов испарения, положенный в основу нашей классификации испарителей.

Вторичные признаки классификации

Ввиду многообразия конструктивных особенностей, в некоторой степени определяющих эксплуатационные качества испарителей, требуется введение дополнительных классификационных признаков для облегчения описания конструкций. К конструктивным особенностям можно отнести компоновку основных узлов установки и тип важнейшего элемента — греющей батареи.

По компоновке различаются испарители агрегатированные и неагрегатированные (раздельные). В первых испаритель, конденсатор, все насосы и приборы, обслуживающие установку, смонтированы в виде единого агрегата на общей раме. Это в значительной степени облегчает их монтаж на судне. В раздельном исполнении выпускались испарители старых типов, предназначенные в основном для паровых судов, где вторичный пар испарителей можно было использовать в подогревателях питательной воды, так что конденсатор в составе испарительной установки не был необходим. Они удобнее вписываются в габариты помещений на старых судах и, в частности, не требуют большой высоты, но в конечном счете оказываются дороже и сложнее из-за большой протяженности трубопроводов и дополнительных опор и креплений.

Греющие батареи различаются змеевиковые, прямотрубные, пластинчатые и упругие — барабанные или коробчатые. Змееви-

ковые батареи применяются главным образом в испарителях, подверженных интенсивному накипеобразованию, — в кипящих избыточного давления. Их выполняют разборными, а входные и выходные концы змеевиков крепят на одной трубной доске или на коллекторе. Благодаря этому можно использовать тепловую деформацию трубок для частичного удаления с них накипи, а также ручную очистку. Общий вид змеевиковой батареи показан на рис. 12.

Трубчатые нагревательные батареи (рис. 13) применяются преимущественно в вакуумных испарителях. При том же объеме, что и змеевиковые, эти батареи могут иметь значительно большую поверхность, так как их выполняют в виде плотного пучка трубок меньшего диаметра (14—19 мм против 32—30 мм в змеевиковых). На ручную очистку они не рассчитаны и выполняются неразборными (необходимость в очистке для вакуумных испарителей возникает не чаще двух раз в год). Для удобства выемки из корпуса испарителя обычно предусматриваются ролики. Относительно большая длина трубок при малом их диаметре способствует самоочищению их от накипи за счет естественной вибрации.



Рис 12. Змеевиковая нагревательная батарея.

Если в качестве греющей среды используется пар, то различают паротрубные трубчатые батареи и водотрубные. В первых внутри трубок находится пар, а снаружи — морская вода. Это обычное решение для всех случаев, когда возникает проблема удаления накипи. С наружной поверхности трубок накипь удаляется значительно легче, чем с внутренней, причем значительная часть накипи отлетает при тепловых деформациях. Водотрубные батареи применяются сравнительно редко и главным образом в испарителях, не рассчитанных на ручную очистку. При этом типе батареи, которая из корпуса испарителя обычно не вынимается, удается получить простейшую конструкцию испарителя. В качестве примера можно привести утилизационный опреснитель (см. рис. 72).

Упругие нагревательные элементы появились в испарителях в 1943 г. и впервые были использованы американской фирмой ЛМФ-Максим. Упругий элемент этой фирмы (рис. 14) представляет собой вертикальный цилиндрический барабан, боковые стенки которого образованы глубокими гофрами из листового

материала. Греющий пар подается внутрь барабана. Благодаря малой толщине и большой площади стенки барабана прогибаются при колебаниях давления греющего и вторичного пара и с них отлетает значительная часть накипи в процессе работы.

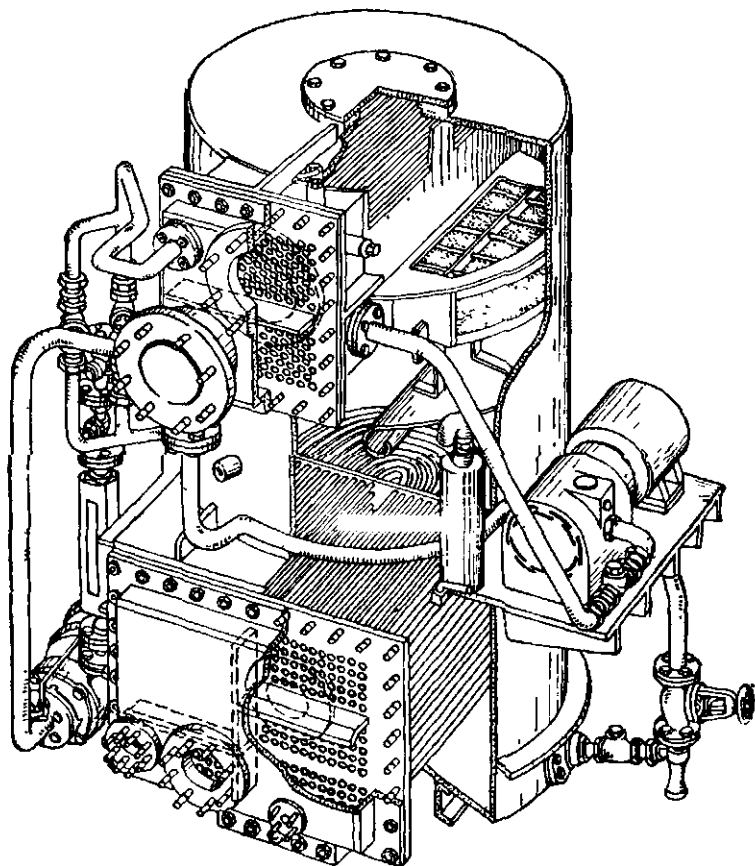


Рис. 13 Утилизационный опреснитель с трубчатой нагревательной батареей.

При тепловых деформациях, когда разность давлений по обе стороны стенок доходит до 1 кг/см^2 , отлетает до 50% накипи. Срок работы без очистки в этих испарителях доведен до 500—1000 ч даже при температурах испарения, близких к 100°C , и до 2—3 тыс. ч при $60\text{--}70^\circ \text{C}$. Эта область температур — наилучшая для испарителей с упругими элементами, так как при меньших температурах можно использовать и обычные трубчатые бата-

реи. Для испарителей избыточного давления эти элементы непригодны, так как не выдерживают обычной для этих испарителей разности давлений 2—4 кг/см².

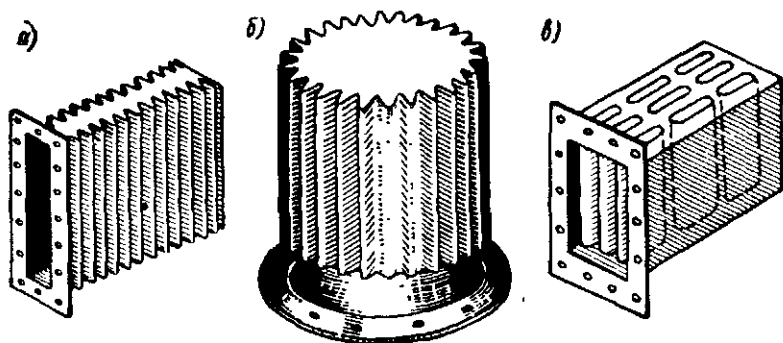


Рис. 14. Упругие нагревательные элементы
а — «термофлекс»; б — «баскет», в — «вафлекс».

В конце 50-х годов английская фирма Вир в своих вакуумных испарителях использовала упругие нагревательные элементы коробчатой формы («термофлекс») в виде гармоник (рис. 14, а) а фирма Кэйрд и Рэйнер — элементы «вафлекс» (рис. 14, в) в виде коробки с вертикальными плоскоовальными каналами для прохода кипящей воды. Принципиальных отличий между этими типами упругих элементов практически нет.

В отечественных испарителях применяются самоочищающиеся нагревательные элементы с горизонтальными плоскими трубками, омываемыми снаружи рассолом (рис. 15).

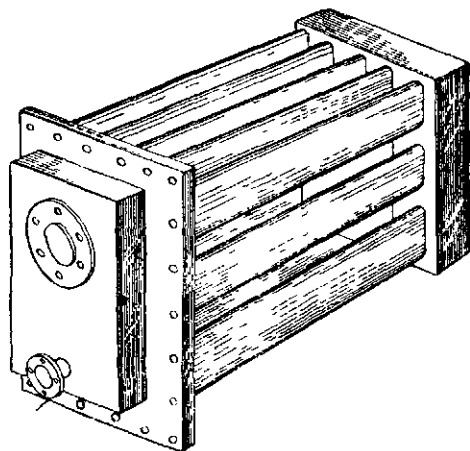


Рис. 15. Самоочищающийся нагревательный элемент отечественных испарителей серии П.

На конструкцию испарителя и состав испарительной установки определенным образом влияет и связь ее с главным двигателем или главной турбиной. По этому признаку различаются испарительные установки автономные, неавтономные и утилизионные.

Работа автономной установки не зависит от работы главной турбины. Установка потребляет свежий дросселированный пар из котла, а вторичный пар направляется в собственный конденсатор, охлаждаемый забортной водой. Конденсатор обычно встроен в корпус испарителя. Совершенно автономные установки применяются главным образом на военных кораблях и промысловых судах. В наиболее строгом смысле этого понятия автономными могут считаться только компрессорные испарители.

Неавтономные установки отличаются от предыдущих тем, что обычно встроеного конденсатора они не имеют, а вторичный пар направляется в так называемый ходовой конденсатор, охлаждаемый главным конденсатом. Таким образом удается утилизировать тепло вторичного пара и существенно снизить расход топлива на опреснение. Работа испарителя при этом оказывается тесно связанной с работой главной турбины. При уменьшении ее нагрузки или остановке либо должен автоматически останавливаться и испаритель, либо должна быть предусмотрена система автоматической рециркуляции и охлаждения главного конденсата. Кроме того, для работы на стоянке испаритель должен иметь стояночный конденсатор, прокачиваемый забортной водой. В целом неавтономные испарительные установки оказываются сложнее и дороже автономных и требуют усложнения главной конденсатной системы. Поэтому на новых турбинных судах чаще ставят автономные одноступенчатые или двухступенчатые испарители, которые на ходу питаются паром из отбора низкого давления. При остановке турбины в них подается редуцированный пар из вспомогательной магистрали.

На дизельных судах применяются утилизационные установки, использующие тепло охлаждающей воды. Они могут работать и автономно, потребляя пар из вспомогательного котла. По конструкции это, как правило, одноступенчатые испарители кипящего типа со встроеным конденсатором и трубчатой нагревательной батареей, хотя иногда встречаются и адиабатные.

Утилизация тепла выхлопных газов в испарителях морской воды — явление весьма редкое. В качестве примера можно привести лишь испарители фирмы Экссельсиор, установленные на пассажирских судах типа «Михаил Калинин», приспособленные для работы как на выхлопных газах, так и на паре, причем газовый подогрев в эксплуатации, как правило, не используется. Из причин, препятствующих применению таких испарителей, можно отметить низкий коэффициент теплоотдачи с газовой стороны и ограничение свободы размещения испарителя в машинном отделении. Испаритель должен быть размещен выше уровня выхлопного коллектора, как правило, в шахте, а загромождение ее крайне нежелательно. При таком размещении затрудняется и обслуживание опреснителя.

Несколько большее применение на старых теплоходах ранее находил косвенный путь утилизации тепла выхлопных газов для работы испарителя — использование его в утилизационных котлах и питание испарителей паром низкого давления из этих котлов. Несмотря на двойную передачу тепла, этот путь удобнее, так как в утилизационном котле могут быть применены поверхности нагрева любой формы и с любой компоновкой, обеспечивающей наиболее эффективное восприятие тепла (в отличие от нагревательных элементов испарителей они не подлежат частой разборке и очистке от накипи). Кроме того, испарители являются не единственными потребителями пара от котлов.

С появлением глубоковакуумных утилизационных опреснителей необходимость в применении этой схемы отпала.

Касаясь еще один признак классификации — по способу подогрева. По этому признаку кроме указанных испарителей с паровым, водяным и газовым подогревом следует упомянуть и испарители электрические. Конструктивно они почти не отличаются от простейших змеевиковых, но ввиду высокой стоимости электроэнергии для опреснения морской воды они не применяются. Единственная область, в которой их применение оправдано, — дополнительный подогрев рассола в компрессорных испарителях¹. Отечественной промышленностью выпускаются такие испарители производительностью до 50 л/ч.

§ 3. РАСХОДЫ ТЕПЛА, ПАРА И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Расход тепла в одноступенчатых опреснителях

Экономичность опреснительных установок определяется двумя главными факторами: дополнительным расходом топлива в энергетической установке, связанным с работой опреснителей, и затратами на амортизацию. При этом, как правило, стремление снизить расход топлива за счет усложнения опреснителей ведет к увеличению их стоимости. Отысканию условий, при которых наилучшим образом удовлетворяются эти противоречивые требования, посвящен § 18. Здесь мы рассмотрим только методы оценки расхода тепла и топлива на опреснительную установку и укажем пути, которые позволяют достигнуть наименьших значений этих расходов. В связи с этим термин «экономичность» в дальнейшем изложении будет характеризовать лишь расход тепла и топлива.

¹ В новых конструкциях компрессорных испарителей для дополнительного подогрева используются уже не электрические, а паровые подогреватели. Пар для них вырабатывается в специальном электродотле из пресной воды.

Расход топлива на опреснительную установку определяется не столько удельным расходом тепла, характерным для этой установки, сколько способом ее включения в цикл главного двигателя и потенциалом расходуемого тепла. Методика оценки расхода топлива изложена в конце данного параграфа.

Экономичность схемы собственно опреснительной установки наиболее полно характеризуется удельным расходом тепла, т. е. тем его количеством, которое должно быть подведено к опреснителю для получения 1 кг дистиллята.

Несмотря на то что удельный расход тепла является наиболее строгой характеристикой экономичности, для ее оценки еще очень часто пользуются более наглядной величиной — удельным расходом греющего пара, выражаемым обычно в кг на 1 кг дистиллята. Применяется и обратная величина, т. е. количество дистиллята, получаемое на 1 кг греющего пара. Она называется коэффициентом продуктивности, или выходом дистиллята на 1 кг греющего пара.

Оценивая опреснитель по удельному расходу греющего пара, нужно учитывать его параметры. Кроме того, по этому показателю нельзя оценить аналогичные опреснители, обогреваемые водой или выхлопными газами. Но зато для наиболее распространенного класса опреснителей с паровым обогревом эта величина позволяет сразу определить необходимый расход пара из котла или магистрали отбора, либо, наоборот, при заданном расходе пара — достижимую производительность опреснителя. Зная расход пара, можно очень просто оценить и расход топлива, так как для основных типов котлов в сравнительно узких пределах лежит испарительность топлива, т. е. количество пара, получаемое от 1 кг топлива.

От вспомогательных котлов на 1 кг топлива получают 12—14 кг пара с начальным давлением 5—10 кг/см², а от главных с коэффициентом полезного действия 90—93% — до 15 кг. Поэтому определение экономичности опреснителей по удельному расходу пара очень удобно и наглядно, хотя и менее точно, чем оценка по удельному расходу тепла.

Из уравнения теплового баланса одноступенчатой опреснительной установки (см. рис. 2) следует, что ее производительность W_2 составляет

$$W_2 = \frac{\eta Q_1}{r_2} = \frac{\eta}{r_2} [D_1 (i_1 - i'_1) - W_1 (i'_2 - i_{п.в})], \quad (1-1)$$

- где Q_1 — расход тепла на установку, ккал/ч;
 η — коэффициент сохранения тепла, учитывающий потери тепла через корпус и трубопроводы;
 r_2 — скрытая теплота образования вторичного пара, ккал/кг;
 D_1 — расход греющего пара, кг/ч;

i_1 — энтальпия греющего пара, *ккал/кг* (обычно греющий пар насыщен; если подается перегретый пар, он должен быть увлажнен для улучшения теплопередачи);

i_1' — энтальпия конденсата при температуре конденсации в нагревательном элементе, *ккал/кг* (переохлаждение конденсата в нагревательных батареях не достигается);

W_1 — количество питательной воды, *кг/ч*, $W_1 = mD_2$;

m — коэффициент подачи воды;

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, *ккал/кг*;

i_2' — энтальпия рассола в испарителе.

Отсюда удельный расход греющего пара

$$d_1 = \frac{D_1}{W_2} = \frac{\frac{r_2}{\eta} + m(i_2' - i_{п.в})}{i_1 - i_1'} = \frac{q}{i_1 - i_1'}, \quad (1-2)$$

где q — удельный расход тепла, *ккал/кг*,

$$q = \frac{r_2}{\eta} + m(i_2' - i_{п.в}).$$

В качестве примера определим d_1 для обычных условий, имеющих место в испарителях избыточного давления.

Примем давление греющего пара (насыщенного) $p_1 = 3 \text{ ата}$. Соответственно $i_1 = 651,2 \text{ ккал/кг}$; $i_1' = 132,9 \text{ ккал/кг}$. Примем также $m = 2$; $i_{п.в} = 30 \text{ ккал/кг}$; давление вторичного пара $p_2 = 1,2 \text{ кг/см}^2$, $r = 537 \text{ ккал/кг}$. Соответствующая ему температура кипения чистой воды $t_B = 104,2$. Температура кипения рассола двойной концентрации выше на $1,2 \text{ град}$. Отсюда температура рассола $t_2 = 105,4^\circ \text{C}$, его теплоемкость $0,916 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{град)}$, а энтальпия $i_2' = ct_2 = 0,916 \cdot 105,4 = 96,6 \text{ ккал/кг}^*$.

Коэффициент сохранения тепла η при достаточно тщательной изоляции может быть принят для испарителя средней производительности ($10-20 \text{ т/ч}$) равным $0,99$. Подставляя эти величины в (1-2), получим

$$q_1 = \frac{537}{0,99} + 2(96,6 - 30) = 676,2 \text{ ккал/кг};$$

$$d_1 = \frac{676,2}{651,2 - 132,9} = 1,3 \text{ кг/кг}.$$

На этих данных и основано обычное представление о том, что простейшие опреснительные установки дают на 1 т топлива, израсходованного в котле, около 10 т дистиллята.

* Теплотехнические характеристики морской воды и рассолов приведены в прилож. I.

Некоторого снижения расхода тепла и пара на работу опреснительной установки можно добиться за счет подогрева питательной воды. Однако температура подогрева ограничена (обычно не более 75°C), так как в противном случае в подогревателе интенсивно откладывается накипь. Для повышения температуры, кроме того, необходима большая поверхность подогревателя, что повышает стоимость установки. Подогрев может быть осуществлен за счет тепла продуваемого рассола, вторичного пара, конденсата или дистиллята. В отечественных опреснителях принят подогрев конденсатом греющего пара, поскольку он имеет температуру более высокую, чем любая из указанных сред. Кроме того, в подогревателе конденсируется греющий пар, который может проходить через змеевики нагревательной батареи, если последние покрыты накипью или повышено давление греющего пара, особенно при отсутствии автоматических отделителей конденсата (конденсационных горшков). Принимая $i_{п.в.} = 70$ ккал/кг, для тех же условий получим $d_1 = 1,15$ кг/кг, что соответствует паспортным характеристикам отечественных испарителей серии ИВС.

Подогрев питательной воды за счет теплоты продуваемого рассола сейчас не применяется почти ни в одном из новых типов опреснителей, кроме компрессорных. Это связано главным образом с отложениями накипи на рассольной стороне подогревателя и неудобством его очистки. Кроме того, требуемая цель — повышение температуры питательной воды — может быть осуществлена более просто (подогревом за счет тепла вторичного пара). Поскольку на всей поверхности подогревателя с паровой стороны температура постоянна, средний температурный напор в таком подогревателе оказывается выше, чем в рассольном, и коэффициент теплопередачи от пара к воде также выше, чем от рассола.

Лишь в компрессорных опреснителях, где тепло вторичного пара используется на испарение, для подогрева воды необходимо использовать все возможные источники тепла: рассол, дистиллят и конденсат. Что касается подогрева питательной воды за счет дистиллята, то он применяется в основном как вспомогательное средство в дополнение к подогреву вторичным паром и имеет целью прежде всего снизить до $35\text{--}40^{\circ}\text{C}$ температуру дистиллята во избежание его самоиспарения в танках.

Коэффициент подачи воды, также оказывающий влияние на экономичность опреснителя, не может быть принят менее двух по условиям накипеобразования (подробнее см. в § 7). Лишь в исключительных случаях для компрессорных опреснителей с электрическим подогревом ввиду высокой стоимости электроэнергии иногда принимают $m = 1,5$.

Для вакуумных испарителей достижима несколько большая экономичность, главным образом за счет более полного исполь-

зования тепла греющего пара и меньшей разности температур питательной воды и вторичного пара. Выше говорилось, что для испарителей избыточного давления температура подогрева ограничена 75°C . В вакуумных испарителях рабочая температура (т. е. температура кипения) в большинстве случаев ниже этой величины, так что недогрев питательной воды до кипения составляет лишь $5\text{--}8^{\circ}\text{C}$. Например, для типичной вакуумной установки (рис. 16) удельный расход греющего пара составляет

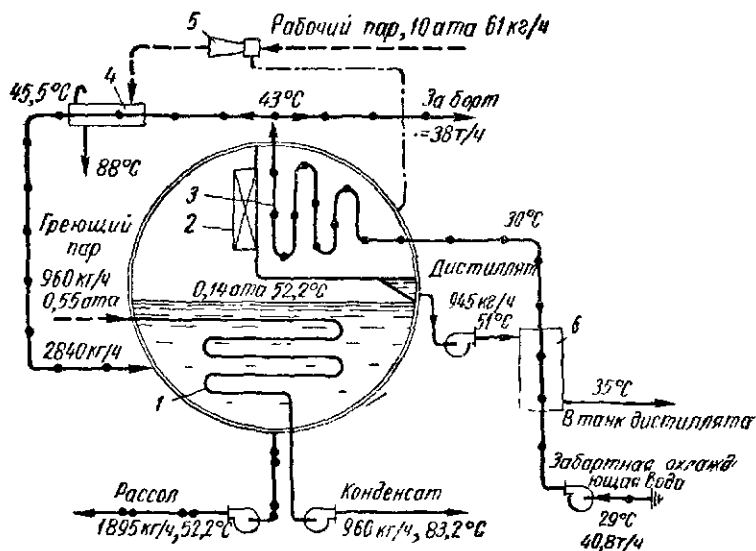


Рис. 16. Схема одноступенчатой вакуумной опреснительной установки с кипящим испарителем производительностью 22,7 т/сутки. 1 — нагревательная батарея; 2 — сепаратор; 3 — конденсатор; 4 — охладитель (конденсатор) эжектора; 5 — эжектор; 6 — охладитель дистиллята.

по формуле (1-2) всего $1,015 \text{ кг/кг}$. При этом должны быть приняты во внимание два обстоятельства: а) коэффициент сохранения тепла в вакуумных испарителях в связи с низкой температурой наружных поверхностей может быть принят $0,99 \div 0,955$; б) не учтен расход пара на эжектор, благодаря которому температуру питательной воды удается повысить до значений, превышающих температуру кипения. Суммируя расход греющего и рабочего пара эжектора, получим полный удельный расхода пара $1,08 \text{ кг/кг}$, а удельный расход тепла 594 ккал/кг .

Еще меньший расход тепла и пара у глубоковакуумных опреснителей, работающих с температурой испарения $36\text{--}40^{\circ}\text{C}$. Схема такого опреснителя и характерные значения температур и расходов показаны на рис. 5. В последние годы такие опресни-

тели находят широкое применение не только на дизельных, но и на паровых судах. Схема отличается предельной простотой. Никаких дополнительных теплообменников, кроме конденсатора, не предусматривается. Температура питательной воды, нагреваемой на 6—7 град в конденсаторе, весьма близка к температуре испарения. В связи с этим нет необходимости утилизировать тепло рассола или дистиллята. Дистиллят, даже без переохлаждения его в конденсаторе, имеет достаточно низкую температуру и не нуждается в дальнейшем охлаждении. Поверхность нагрева выполнена с некоторым запасом, и благодаря низкой температуре кипящей воды обеспечивается охлаждение конденсата до температуры 60—66° С, с которой он может поступать в теплый ящик. Поэтому охладитель конденсата также не требуется.

Воздух и выделяющиеся из воды газы отсасываются из конденсатора водокольцевым вакуумным насосом или водоструйным эжектором и таким образом отпадает надобность в паровом эжекторе и его охладителе.

Все эти меры позволяют добиться рекордно малого для одноступенчатых испарителей удельного расхода пара (1,01 кг/кг) и удельного расхода тепла (не более 585 ккал/кг). Эти данные и позволяют считать, что современные вакуумные испарители вырабатывают практически 1 кг дистиллята на 1 кг пара.

Что касается расхода электроэнергии, то в рассматриваемых испарителях он определяется только работой насосов: дистиллятного, рассольного, воздушного и насоса охлаждения конденсатора. Последний в вакуумных испарительных установках оказывается наиболее крупным потребителем электроэнергии. В целом для кипящих автономных испарителей расход электроэнергии на насосы (в кВт·ч) на 1 т дистиллята составляет:

для испарителей избыточного давления	3—4
для вакуумных	7—8
для глубоковакуумных	10—15*

Регенерация тепла в опреснительных установках

Регенерация тепла вторичного пара в опреснителях — наиболее эффективный метод повышения их экономичности.

Известны два основных принципа регенерации: а) сжатие вторичного пара и использование его в качестве греющего в той же ступени (опреснители, работающие по этому принципу, называют компрессорными); б) использование тепла вторичного пара для испарения воды в последующих ступенях, работающих при более низком давлении (многоступенчатое испарение) или для нагрева воды в конденсаторе той же ступени (адиабатное

* При расходе охлаждающей воды не более 100 т на 1 т дистиллята ($t_{\text{в.в.}} < 28^{\circ}\text{C}$)

испарение). Известны и комбинации этих методов с использованием промежуточного теплоносителя, но на судах они не получили применения вследствие сложности.

Регенерация в компрессорных опреснителях. Частичная регенерация тепла вторичного пара была предложена Вербелом еще в 1881 г. Часть вторичного пара сжималась в пароструйном эжекторе и в смеси с рабочим использовалась в качестве греющего пара. Пароструйный эжектор, играющий роль компрессора, называют сейчас термокомпрессором в отличие от более поздних механических компрессоров. В связи с этим и опреснитель, работающий по описанной схеме (рис. 17), называется термокомпрессорным.

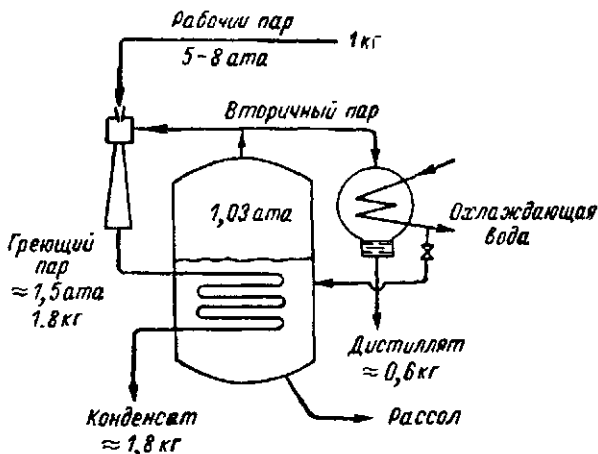


Рис. 17. Принципиальная схема опреснительной установки с термокомпрессором

В этих опреснителях при наиболее благоприятных условиях удается использовать около половины вторичного пара и соответственно на 40—45% сократить расход свежего пара. В лучших установках этого типа удельный расход пара составляет $0,68 \div 0,7$ кг/кг. Достигнем еще меньший расход при пониженном давлении греющего пара, но для этого требуется более развитая поверхность нагревательной батареи.

Количество вторичного пара, засасываемого термокомпрессором, характеризуется так называемым коэффициентом эжекции K_e , который зависит от располагаемого теплогерепеда рабочего пара H_a и степени сжатия x (по данным Ф. А. Анатолиева [3])

$$K_e = A \frac{H_a}{x} \cdot 10^{-3}.$$

Здесь A меняется в пределах от 16 при $x=1,3 \div 2,2$ до 10 при $x=3,5 \div 5$. Такие же значения K_0 рекомендуются Е. Я. Соколовым и Н. М. Зингером [14].

В качестве примера приведем данные по термокомпрессорной опреснительной установке фирмы Айтон на дизель-электрических ледоколах типа «Москва» (рис. 18): давление рабочего пара $p_p=8 \text{ кг/см}^2$, греющего $p_1=1,6 \text{ кг/см}^2$ и вторичного пара $p_2=1,03 \text{ кг/см}^2$.

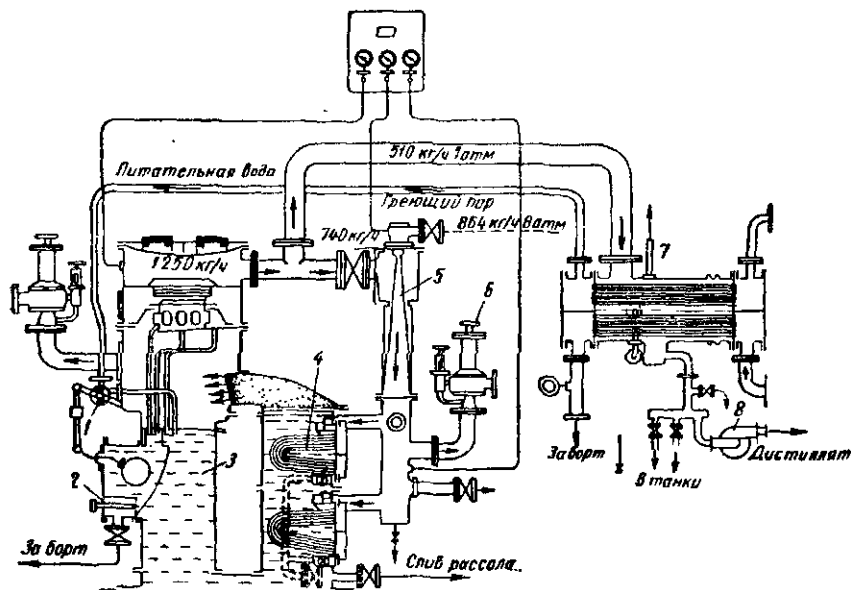


Рис. 18. Термокомпрессорный опреснитель ледокола «Москва» производительностью 30 т/сутки.

1 — регулятор уровня рассола; 2 — игольчатый клапан; 3 — водоотделитель; 4 — нагревательные элементы; 5 — термокомпрессор; 6 — предохранительный клапан; 7 — конденсатор; 8 — дистиллятный насос.

Таким образом, $x=1,6/1,03=1,55$ и $H_a=83 \text{ ккал/кг}$. Искомый коэффициент эжекции

$$K_0 = 16 \frac{83}{1,55} 10^{-3} = 0,857.$$

На эту установку при производительности $W_2=1250 \text{ кг/ч}$ расход рабочего пара D_p составляет 864 кг/ч. Расход греющего пара

$$D_1 = (1 + K_0) D_p = (1 + 0,857) 864 = 1610 \text{ кг/ч},$$

причем из этого количества 740 кг/ч составляет вторичный пар, сжатый термокомпрессором.

Удельный расход греющего пара

$$d_1 = \frac{1610}{1250} = 1,29 \text{ кг/кг}$$

соответствует обычным значениям для испарителей избыточного давления, а удельный расход рабочего пара, т. е. пара из котла, характеризующий экономичность,

$$d_{1p} = \frac{D_p}{W_2} = \frac{864}{1250} = 0,691 \text{ кг/кг}$$

оказывается таким образом сниженным почти вдвое.

Если принять степень сжатия $x=1,2$, то соответственно получим

$$p_1 = xp_2 = 1,236 \text{ кг/см}^2;$$

$$K_s = 16 \frac{83}{1,2} 10^{-3} = 1,107;$$

$$D_{1p} = \frac{D_1}{1 + K_s} = \frac{1610}{1 + 1,107} = 765 \text{ кг/ч};$$

$$d_{1p} = \frac{765}{1250} = 0,612 \text{ кг/кг}.$$

Такой удельный расход пара является, по-видимому, и минимально достижимым, так как при этой степени сжатия разность температур греющего и вторичного пара составляет всего лишь 5 град. В этих условиях требуется либо в три-четыре раза большая поверхность нагрева, чем в обычных испарителях, либо применение удорожающих установку методов интенсификации теплообмена.

Вторым путем увеличения коэффициента эжекции может быть повышение располагаемого теплосперепада. Однако давление пара во вспомогательных котлах редко превышает 8—10 ата, и поэтому увеличивать H_a можно лишь за счет снижения p_2 , что вызывает дополнительное усложнение установки в связи с необходимостью применения вакуумных рассольных и дистиллятных насосов.

Известные вакуумные испарители с термокомпрессором работают при давлении греющего пара, незначительно превышающем атмосферное, когда еще возможен гравитационный сток конденсата. Так, в испарителях фирмы Скам на паротурбинных судах типа «Сергей Боткин» при работе в стояночном режиме $p_1 = 1,16 \text{ кг/см}^2$, $p_2 = 0,61 \text{ кг/см}^2$ и $p_p = 5 \text{ кг/см}^2$. При этом удельный расход свежего (рабочего) пара из котла составляет 0,86 кг/кг.

Недостаток термокомпрессорных испарителей — невозможность использовать всю производительность для пополнения запасов пресной воды, так как конденсат из той части вторичного пара, которая засасывается термокомпрессором, может быть использован только для пополнения утечек в пароконденсатном

цикле паротурбинной установки, величина которых при работе на стоянке незначительна. Поэтому широкого применения термокомпрессоры не получили.

Наиболее экономичны испарительные установки, где сжатие вторичного пара производится механическими компрессорами и благодаря этому возможна полная утилизация вторичного пара. Такие установки называются в зарубежной литературе парокомпрессорными¹, а в отечественной литературе — просто компрессорными. Изобретены они были еще в 20-х годах, но на флоте начали применяться лишь с 1941 г.

Принципиальная схема компрессорного испарителя показана на рис. 4. Основной потребитель энергии в этой установке — компрессор. Поэтому степень сжатия, от которой зависит потребляемая мощность, принимается по возможности малой и при чистых поверхностях теплообмена не превышает 1,2. Типичные значения температур и давлений указаны на схеме. Разность температур насыщения первичного и вторичного пара составляет 5—8 град, в то время как в обычных испарителях она равна 20—30 град. Поэтому для компрессорных испарителей требуется соответственно и большая поверхность нагрева. Сравнительно сложный компрессор, для надежной работы которого необходимы малые зазоры, требует высокой точности изготовления и намного удорожает эти установки.

Увеличение поверхности нагревательной батареи отчасти компенсируется тем, что отпадает необходимость в специальном конденсаторе для вторичного пара. Тем не менее габаритный объем этих испарителей оказывается в 1,7 ÷ 1,8 раза, а вес — в 2,1 раза большим, чем для обычных испарителей атмосферного давления.

Расход тепла на работу компрессорного испарителя может быть определен по тем же соотношениям, что и для обычных одноступенчатых испарителей [см. формулу (1-2)], но при этом следует учесть, что регенерируемое тепло вторичного пара должно быть вычтено из общего расхода тепла. В общем виде расход добавочного тепла (на дополнительные секции нагревателя) составляет

$$\Delta q = q_2 - q_1,$$

где $q_2 = \frac{1}{\eta} [r + m(t_2 - t_{п.в})c_{п.в}]$ — количество тепла, необходи-

мое для образования 1 кг вторичного пара из m кг питательной воды, поступающей в испаритель при температуре $t_{п.в}$, ккал/кг;

¹ При переводе их названия «vapor—compression type» следует иметь в виду, что vapor означает выпар, т. е. вторичный пар. Поэтому более строгим было бы название — «установка со сжатием вторичного пара».

$\eta = 0,9 \div 0,95$ — коэффициент сохранения тепла корпусом испарителя, трубопроводами и подогревателем;

$q_1 = i_1 - i_k$ — количество тепла, возвращенного в испаритель 1 кг греющего пара, ккал/кг;

i_k — энтальпия конденсата греющего пара при температуре насыщения, ккал/кг;

$i_1 = i_2' + \frac{q_{ад}}{\eta_k}$ — энтальпия греющего пара, ккал/кг;

i_2' — энтальпия вторичного пара, ккал/кг;

$q_{ад}$ — тепло, эквивалентное работе адиабатного сжатия пара от p_2 до p_1 , ккал/кг;

η_k — к. п. д. компрессора (0,2 \div \div 0,7 в зависимости от производительности).

Более или менее типичные для этих испарителей значения параметров воды, вторичного и первичного пара приведены на рис. 4. Для этих значений получим

$$q_2 = \frac{1}{0,95} [538,9 + 1,5(102 - 91,4) 0,958] = 598 \text{ ккал/кг};$$

$$q_{ад} = 15,2 \text{ ккал/кг (по } i \text{ S диаграмме);}$$

$$i_1 = 639 + \frac{15,2}{0,7} = 660,7 \text{ ккал/кг};$$

$$q_1 = 660,7 - 108,7 = 552 \text{ ккал/кг};$$

$$\Delta q = 598 - 552 = 46 \text{ ккал/кг} \approx 53,5 \text{ вт} \cdot \text{ч/кг}.$$

Это тепло обычно сообщается через электрические секции нагревательной батареи, которые используются также для разогрева испарителя при пуске. Учитывая, однако, значительные потери тепла на выработку электроэнергии, в крупных установках стремятся для этой цели использовать паровой подогрев, а в автономных установках с дизель-компрессором — тепло системы высокотемпературного охлаждения дизеля.

Удельный расход электроэнергии на привод компрессора при к. п. д. электромотора $\eta_m = 0,90$ и к. п. д. компрессора $\eta_k = 0,7$

$$w_э = \frac{q_{ад}}{\eta_k \eta_m} = \frac{15,2}{0,7 \cdot 0,90} = 24,2 \text{ ккал/кг} \approx 28 \text{ вт} \cdot \text{ч/кг}.$$

Удельные расходы топлива (ориентировочные) в лучших компрессорных опреснительных установках при различных источниках тепла и электроэнергии приведены в табл. 2.

Удельный расход тепла, электроэнергии и топлива на компрессорные опреснители

Величина	Привод компрессора				
	турбогенератор		дизель-генератор		
	подогреватель				
	электрический	паровой	электрический	паровой	утилизационный
Удельный расход электроэнергии, <i>квт·ч/т</i> :					
на компрессор	22	22	22	22	18,6
» насосы	4	4	4	4	3,2
» подогреватель	28	—	28	—	—
общий	54	26	54	26	21,8
Расход дизельного топлива, <i>кг/т</i>	—	—	13,2	6,4	4,95
Расход пара, <i>кг/т</i> :					
на турбогенератор	378	182	—	—	—
» подогреватель	—	40	—	40	—
Расход котельного топлива, <i>кг/т</i>	27	16	—	2,9	—
Общий расход топлива, <i>кг/т</i>	27	16	13,2	9,3	4,95
Выход дистиллята на 1 т топлива, <i>т</i>	37,1	62,5	75,7	107,5	202

Как видно из таблицы, наиболее экономичны установки с приводом от дизель-генератора и подогревом за счет тепла выхлопных газов и системы охлаждения. Но в таком исполнении рассматриваемые установки оказываются, естественно, сложными и дорогостоящими и потому применяются почти исключительно в качестве автономных передвижных. На судах используются, как правило, установки с электроприводом компрессора и электрическим обогревом, позволяющие обычно получить 40—70 т дистиллята на 1 т топлива.

В литературе встречаются и иные показатели экономичности компрессорных опреснительных установок, часто заниженные. Это объясняется тем, что на расход тепла большое влияние оказывает температура питательной воды и ее относительное количество, характеризуемое коэффициентом подачи *m*. В наиболее экономичных установках *m* принимается равным 1,5 и допускается соответствующее ему солесодержание рассола 105 тыс. *мг/л*.

К наиболее существенным эксплуатационным недостаткам этих испарителей относится интенсивное накипеобразование, связанное с относительно высокой температурой испарения (100—102° С). Если не предусматриваются химические противо-

накипные присадки или иные методы, то срок работы между чистками обычно не превышает 300 ч. По мере увеличения слоя накипи повышается давление, создаваемое компрессором, и это вызывает перегрузку двигателя. При электроприводе предельная толщина слоя накипи определяется максимальной силой тока, когда срабатывает тепловая защита мотора.

Накипеобразование можно было бы уменьшить при вакуумном испарении. Однако большой удельный объем пара в этом режиме исключает применение вытеснительных компрессоров, а центробежные, или осевые, были бы слишком дорогостоящими. Кроме того, их характеристика такова, что при увеличении напора производительность их быстро падает, так что по мере образования накипи испаритель не сможет сохранить паспортную производительность. При использовании вытеснительных компрессоров она остается постоянной.

До конца 50-х годов в этих установках применялись ротационные компрессоры Рута. Сейчас их заменяют более совершенными компрессорами с винтовыми трехлопастными роторами, имеющими более высокие к. п. д. Из других недостатков, связанных с вакуумным испарением в рассматриваемых установках, можно отметить неустойчивость вакуума и повышенную работу сжатия, необходимую для обеспечения требуемого температурного напора. Так, если для $p_2 = 1,03 \text{ кг/см}^2$ температурный напор 10 град обеспечивается при степени сжатия $p_1 : p_2 = 1,5$, то для $p_2 = 0,07 \text{ кг/см}^2$ тот же температурный напор достигим лишь при $p_1 : p_2 = 1,7$.

Некоторые фирмы выпускают компрессорные опреснители, работающие при весьма малом вакууме (не более 25—30%). Это позволяет сохранить атмосферное давление на стороне греющего пара и уменьшить возможные неполадки, связанные с установкой вакуумного оборудования. Однако столь незначительный вакуум проблемы борьбы с накипью не решает.

Почти все современные компрессорные опреснители с давлением, близким к атмосферному, снабжаются оборудованием для введения химических противонакипных присадок.

Наиболее уязвимым узлом компрессорных опреснителей в отношении образования накипи были электрические нагреватели рассола. По мере нарастания теплового сопротивления слоя накипи увеличивается и температура тепловыделяющих элементов, что в конце концов приводит к их пережогу. Во избежание этого в новых компрессорных опреснителях электронагреватели вынесены из испарителя и установлены в специальном электрокотле, где они используются для получения дополнительного количества пара из дистиллята. Таким образом, отложение накипи на нагревателях исключается, но зато увеличивается тепловая инерция всей установки и соответственно удлиняется до нескольких часов пусковой период.

Схему современной компрессорной установки с указанными особенностями можно видеть на рис. 19 (опреснитель фирмы Курита).

**Технические характеристики компрессорных опреснителей
фирмы Курита**

Производительность, <i>т/сутки</i>	5	10
Габаритные размеры, мм:		
высота	1700	1800
ширина	1000	1150
длина	1500	1600
Мощность мотора компрессора, <i>квт</i>	7,5	15
Мощность моторов насосов, <i>квт</i>	1	1,5
Мощность электроподогревателей, <i>квт</i>	10	20

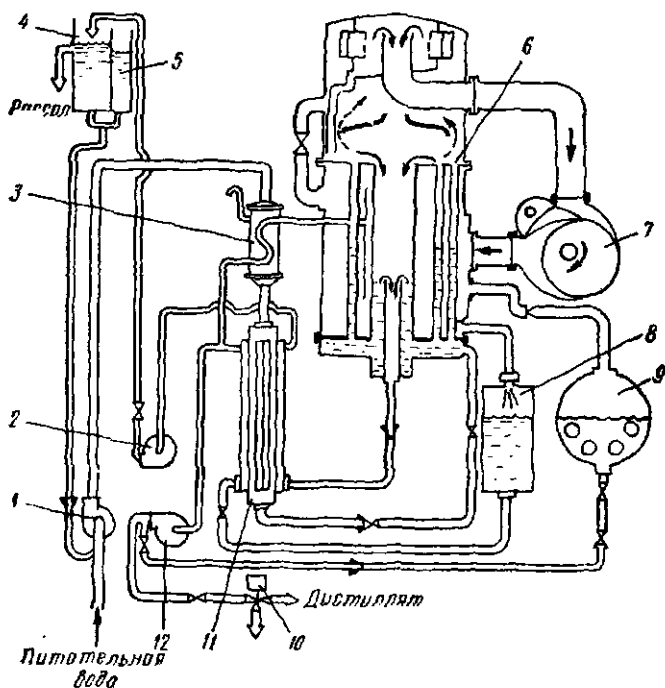


Рис. 19. Компрессорный опреснитель фирмы Курита.

1 — питательный насос; 2 — рассольный насос; 3 — охладитель дистиллята; 4 — рассольный бак; 5 — бак для противонакипной присадки; 6 — испаритель; 7 — компрессор; 8 — сборник дистиллята; 9 — электродвигатель; 10 — клапан автоматического сброса засоленного дистиллята; 11 — подогреватель питательной воды; 12 — дистиллятный насос.

Благодаря тому, что компрессорные опреснительные установки не нуждаются в системе охлаждения и не требуют большого расхода энергии, они широко применяются в качестве пе-

редвижных, причем созданы довольно крупные транспортабельные установки для снабжения водой районов, где природные источники заражены радиоактивными или иными веществами, либо содержат чрезмерно большое количество минеральных примесей. Так, фирмой Гаррет (США) для военных нужд разработана опреснительная установка на 400 т/сутки с приводом от газовой турбины и утилизацией тепла выхлопных газов. Вес установки (27,3 т) позволяет транспортировать ее на тягаче.

Из стационарных заслуживает внимания двухступенчатая демонстрационная установка производительностью 3840 т/сутки в Росуэлле (США). Ее турбокомпрессор приводится от электромотора мощностью 2500 л. с. Удельный расход электроэнергии доведен до 14 квт·ч на 1 т дистиллята.

Из последних примеров применения компрессорных опреснителей на судах интересен опыт их установки на американской серии скоростных газотурбинных лайнеров типа «Адмирал Каллагэн». Использование компрессорных опреснителей продиктовано отсутствием на этих судах паровых котлов и системы водяного охлаждения.

Регенерация в многоступенчатых опреснительных установках испарителя. Многоступенчатое испарение в кипящих испарителях. Для ориентировочной оценки расхода пара и тепла в многоступенчатых установках с испарителями кипящего типа можно принять, что производительность каждой последующей ступени (продуктивность ступени) составляет $\sim 90\%$ от производительности предыдущей. Поэтому производительность n -й ступени можно считать равной

$$W_n \approx 0,9^n D_1 \text{ кг/ч,}$$

где D_1 — расход греющего пара в первой ступени, кг/ч.

Производительность всей установки с n ступенями

$$W \approx \frac{0,9}{1-0,9} (1-0,9^n) D_1 = 9(1-0,9^n) D_1 \text{ кг/ч.}$$

Отсюда удельный расход греющего пара

$$d_1 \approx \frac{1-0,9}{0,9(1-0,9^n)} = \frac{0,11}{1-0,9^n} \text{ кг/кг}$$

и соответствующий удельный расход тепла

$$q \approx d_1 (i_1 - i_1') = \frac{0,11 (i_1 - i_1')}{1-0,9^n} \text{ ккал/кг,}$$

где i_1 — энтальпия греющего пара;

i_1' — энтальпия конденсата на выходе из испарителя, ккал/кг.

Указанные выражения являются приближенными, так как в каждой ступени отношение производительности к расходу пара отличается от приведенной средней цифры 0,9. Так, в установке с параллельным питанием (рис. 20) это отношение для первой, второй и третьей ступеней соответственно 0,89, 0,92, 0,96, а удельный расход греющего пара 0,39 кг/кг.

Для установки с последовательным питанием (рис. 21) коэффициент продуктивности первой ступени намного меньше, чем последующих. В рассматриваемой схеме его значение по ступе-

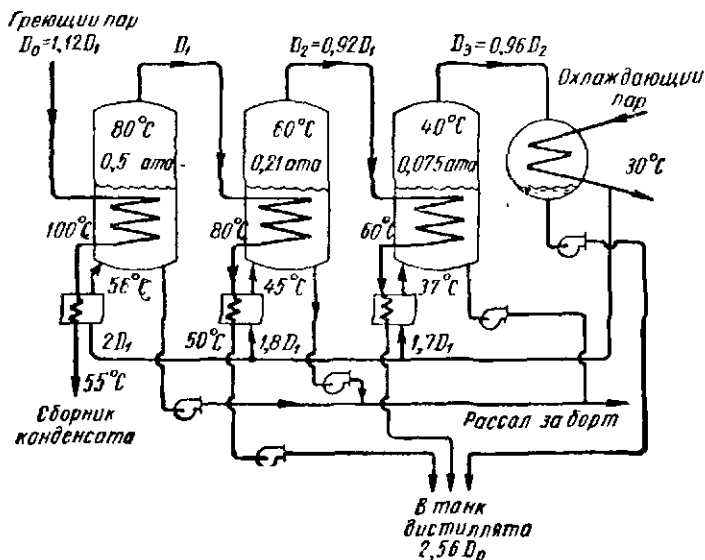


Рис. 20. Схема трехступенчатой опреснительной установки с параллельным питанием кипящих испарителей.

ням составляет 0,74, 1,14, 1,087, а удельный расход греющего пара 0,4 кг/кг. Столь значительная разница в коэффициентах продуктивности между первой и последней ступенями объясняется тем, что в первой приходится затрачивать большое количество тепла на нагревание всей заборной воды, проходящей через установку. В последующих ступенях за счет тепла этой воды происходит частичное ее самоиспарение, вследствие чего значение d оказывается больше единицы.

Последовательное питание позволяет также упростить регулирование уровня рассола, уменьшить число рассольных насосов и снизить вероятность образования сульфатной накипи в первой ступени. Однако из-за меньшей продуктивности в первой ступени уменьшается количество тепла, которое можно использовать в последующих ступенях. Поэтому рассматриваемая

схема несколько менее экономична, чем схема с параллельным питанием.

Более подробный анализ экономичности многоступенчатых установок с кипящими испарителями не приводится, так как перспективы их применения ограничены в связи с появлением более совершенных адиабатных испарителей.

Помимо недостатков, свойственных всем кипящим испарителям, в многоступенчатых установках приходится считаться также и с интенсивным накипеобразованием в первой ступени, где температура испарения должна быть относительно высокой.

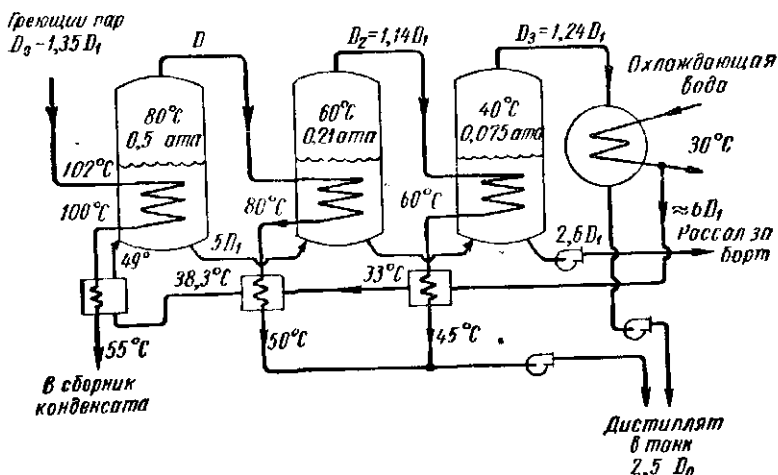


Рис. 21. Схема трехступенчатой опреснительной установки с последовательным питанием кипящих испарителей.

На судах испарители этого типа в установках с числом ступеней больше трех не применялись. Это связано не только с большой сложностью многоступенчатой установки, но и с ограниченностью диапазона температур испарения. По условиям накипеобразования температура в первой ступени выше 80—85°C весьма нежелательна, а в последней по условиям охлаждения она не может быть ниже 40—36°C. В этом диапазоне возможное число ступеней не превышает трех, так как температурный напор в каждой ступени должен быть не менее 20 град во избежание чрезмерного увеличения поверхностей нагрева¹. Нужно учитывать также, что усложнение установки, связанное с многоступенчатым испарением, оправдано только при сравнительно большой производительности (не менее 30 т/сутки при

¹ В береговых установках, где возможно применение химических методов борьбы с накипью, температура в первой ступени достигает 120°C, а число ступеней бывает больше трех.

двух ступенях), но в этом случае гидростатический подпор уровня рассола, достигающий $0,1 \text{ кг/см}^2$, существенно снижает эффективную разность температур на поверхности нагрева. Это послужило одной из причин применения более сложных длиннотрубных вертикальных испарителей в некоторых современных береговых многоступенчатых установках. Так, 12-ступенчатая установка производительностью $160 \text{ м}^3/\text{ч}$, построенная в 1961 г. во Фрипорте (США), состоит из испарителей с вертикальными трубками диаметром 50 мм и высотой около 15 м . Испаряемая вода подается сверху, свободно стекает по внутренней поверхности трубок, и таким образом гидростатический подпор оказывается равным нулю. Удельный расход греющего пара здесь составляет $0,105 \text{ кг}$ на 1 кг дистиллята. Результаты сравнения этой установки с другими (в частности, с многоступенчатыми адиабатными) оказались неблагоприятными, и в дальнейшем подобные установки не строились.

В составе отечественного флота встречаются двухступенчатые установки с обычными кипящими испарителями на некоторых рыбопромысловых судах («Советская Украина», «Советская Россия», «Владивосток», «Дальний Восток» и др.). Удельный расход пара составляет $0,6 + 0,7 \text{ кг/кг}$.

Многоступенчатое адиабатное испарение. В отличие от многоступенчатого испарения в кипящих испарителях при многоступенчатом адиабатном испарении тепло вторичного пара используется не для непосредственного нагрева кипящей воды в последующей ступени, а аккумулируется в охлаждающей воде.

С точки зрения расхода тепла нет принципиальной разницы между многоступенчатыми установками с адиабатными и кипящими испарителями, а число ступеней или камер в обеих установках почти одинаково влияет на выход дистиллята. Однако адиабатные установки благодаря простоте их состава и конструкции, а также меньшим габаритам каждой ступени можно выполнить с большим числом ступеней при той же стоимости, чем многоступенчатые установки с кипящими испарителями. Увеличение числа ступеней в адиабатных испарителях не вызывает столь заметного усложнения конструкции, увеличения веса, габаритов и повышения стоимости, как в установках с кипящими испарителями.

На расход тепла в адиабатном испарителе влияет не только число камер z . Немалую роль играет также температура перед первой ступенью t_0 , температура заборной воды $t_{зв}$ и разность температур пара и охлаждающей воды на выходе из конденсатора Δt (недогрев воды до температуры пара). Для определения роли каждого из этих факторов выведем, пренебрегая потерями, общее выражение для выхода дистиллята на 1 кг греющего пара. Влияние потерь будет рассмотрено позднее.

Искомое выражение получается наиболее простым, если во всех ступенях одинаковы Δt и разности температур между ступенями ϑ (или, что одно и то же, понижение температуры рассола и нагрев забортной охлаждающей воды в каждой камере¹).

Анализируя тепловую схему такого испарителя (см. рис. 7), можно видеть, что полный нагрев забортной воды $\Delta T = t_0 - t_{\text{в.в}}$ осуществляется в $z+1$ ступенях, причем последней ступенью служит наружный подогреватель, в котором нагрев больше, чем в каждом из конденсаторов, на величину Δt .

Поэтому можно записать

$$\Delta T = (z + 1) \vartheta + \Delta t \text{ град},$$

откуда нагрев воды в конденсаторе каждой камеры

$$\vartheta = \frac{\Delta T - \Delta t}{z + 1} \text{ град.} \quad (1-3)$$

Величина ϑ определяет и количество вторичного пара d_2 , образующегося в камере на 1 кг греющего пара при протекании 1 кг рассола,

$$d_2 = \frac{c\vartheta}{r} \text{ кг/кг},$$

где c — теплоемкость рассола, $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$;

r — теплота парообразования, $\text{ккал}/\text{кг}$.

Общее количество вторичного пара во всех камерах

$$\Sigma d_2 = \frac{cz\vartheta}{r_{\text{ср}}} \text{ кг/кг},$$

где $r_{\text{ср}}$ — среднее для всех камер значение r , $\text{ккал}/\text{кг}$.

Количество греющего пара, затраченного в наружном подогревателе,

$$d_1 = \frac{c}{r_1} (\vartheta + \Delta t) \text{ кг/кг},$$

где r_1 — теплота парообразования греющего пара, $\text{ккал}/\text{кг}$.

Отсюда искомый выход дистиллята

$$d = \frac{\Sigma d_2}{d_1} = \frac{z\vartheta}{\vartheta + \Delta t} \cdot \frac{r_1}{r_{\text{ср}}} \text{ кг/кг}.$$

Подставляя сюда выражение (1-3) и принимая для средних условий $r_1/r_{\text{ср}} \approx 0,95$, получим

$$d \approx 0,95 \frac{z\Delta T - z\Delta t}{\Delta T + z\Delta t} \text{ кг/кг.} \quad (1-4)$$

¹ На первый взгляд нагрев забортной воды должен быть меньше, чем понижение температуры рассола, ввиду меньшего количества рассола. Но нужно учесть, что частично испаряется и дистиллят, поступающий из предыдущих ступеней, так что в сумме количество рассола и дистиллята равно количеству охлаждающей воды.

Удельный расход тепла должен быть равен отношению расхода тепла в подогревателе к количеству пара, выработанного во всех ступенях,

$$q = \frac{c(\vartheta + \Delta T)}{\Sigma d_2} = \frac{\vartheta + \Delta t}{z\vartheta} r_{cp} = \frac{\Delta T + z\Delta t}{z(\Delta T - \Delta t)} r_{cp} \quad (1-5)$$

По этому выражению построен график (рис. 22) для случая $\Delta T = 50$ град при $r_{cp} = 5,65$ ккал/кг. Как видно из графика, удельный расход тепла обратно пропорционален недогреву охлаждающей воды в конденсаторах и зависит от этого фактора значительно сильнее, чем от числа ступеней.

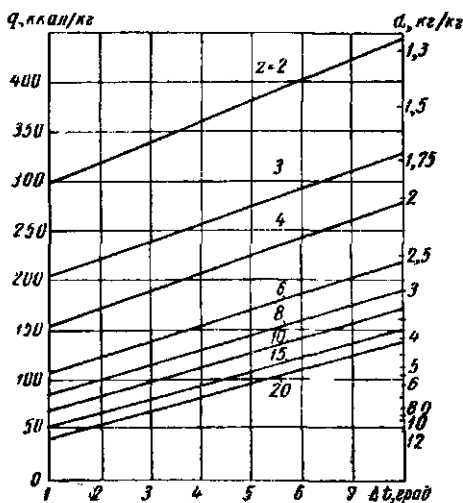


Рис. 22. Удельный расход тепла и выход дистиллята в многоступенчатых опреснительных установках в зависимости от недогрева охлаждающей воды в конденсаторах.

Малые значения Δt , однако, можно получить только за счет увеличения поверхности конденсаторов и поэтому наиболее экономичные опреснители оказываются и наиболее дорогостоящими.

Значения $\Delta t \leq 2$ град на практике встречаются редко, так как их лимитирует поверхность нагрева. Обычно $\Delta t = 4-5$ град, а при производительности около 7—8 град.

Что касается числа ступеней, то оптимальное его значение для заданного удельного расхода тепла

определяется минимумом стоимости, которая зависит от размеров поверхности теплообмена. Более подробно этот вопрос разбирается в § 21.

График подтверждает, что в многоступенчатых опреснителях можно на 1 т топлива получить до 100—150 т дистиллята, как и в компрессорных опреснителях. Примечательно, что и удельная поверхность всех теплообменников, необходимая для достижения такой экономичности, оказывается практически одинаковой в многоступенчатых адиабатных и компрессорных опреснителях.

Экономичность адиабатных опреснителей и расход энергии на насосы значительно зависят также и от температуры воды перед первой ступенью или, что практически то же самое, от нагрева воды $\Delta T = t_0 - t_{3,в}$.

Для наиболее характерного значения $\Delta t = 5$ град эта зависимость иллюстрируется графиком (рис. 23). Как видно из графика, влияние нагрева наиболее заметно сказывается до значений $\Delta T = 70-75$ град, чему при температуре заборной воды 25°C соответствует наибольшая температура воды в цикле (около 100°C).

Важно отметить, что с увеличением ΔT или t_0 увеличивается не только экономичность, но и производительность опреснителя при неизменных его размерах и капиталовложениях. Поэтому обеспечение безнакипной работы опреснителей при температурах около 100°C имеет очень большое значение.

Однако увеличение t_0 до $90-100^\circ\text{C}$ целесообразно лишь в тех установках, где нет потерь тепла с конденсатом греющего пара.

Для большинства автономных опреснителей, особенно на дизельных судах, такие потери неизбежны, поскольку конденсат отводится через конденсатор или охладитель в теплый ящик, где температура не должна превышать $60-65^\circ\text{C}$. В этих установках потери тепла в охладителе конденсата увеличиваются с ростом t_0 , так что увеличение ее выше 85°C не приводит к уменьшению расхода пара и топлива.

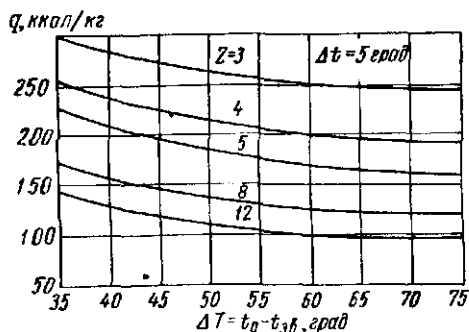


Рис. 23. Удельный расход тепла в многоступенчатых аднабатных опреснителях в зависимости от нагрева воды.

При отсутствии специальных мер по борьбе с накипью в судовых испарителях t_0 допускается не более 75°C . Повышение температуры до 93°C возможно в случае использования противонакипных присадок на основе триполифосфата натрия. Однако при этом по соображениям экономии присадок более предпочтительной оказывается циркуляционная схема опреснителя (рис. 24). Конструкция опреснителя и состав установки в этом случае несколько усложняются, так как последние две ступени должны иметь отдельный контур охлаждения со своим насосом. Поэтому циркуляционная схема применяется лишь при производительности более $400 \text{ м}^3/\text{сутки}$.

В стационарных установках для борьбы с накипью используется весьма эффективное средство — подкисление испаряемой воды серной или сернистой кислотой, что позволяет довести t_0 до 120°C . В этом случае оправдано число ступеней до $40-50$, при котором достигается удельный расход тепла около 50 ккал/кг , выход дистиллята на 1 т греющего пара до $11-12 \text{ т}$, а при сочетании с турбогенератором удается получить на 1 т

топлива около 300—350 т дистиллята благодаря использованию отработавшего пара турбогенератора.

Температура заборной воды влияет на экономичность двояко. Чем ниже $t_{з.в.}$, тем больше ΔT и тем выше выход дистиллята. Однако это справедливо лишь до тех пор, пока температура заборной воды соответствует и вакуум в последней ступени, так что температура пара в ней

$$t_{кз} = t_{з.в.} + \vartheta + \Delta t$$

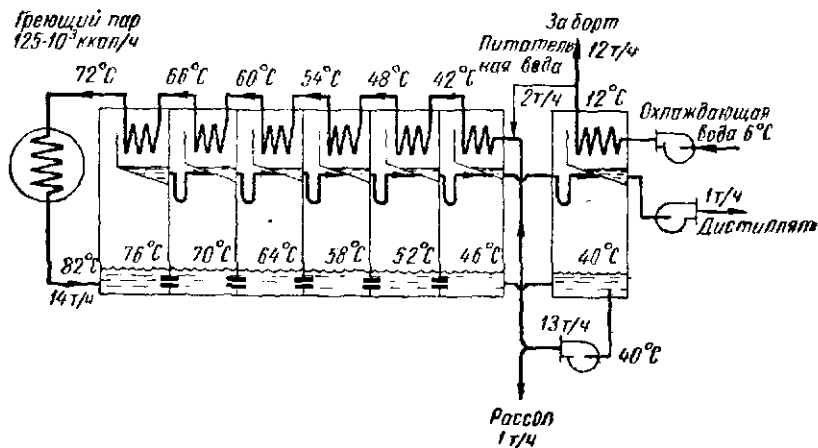


Рис. 24. Схема многоступенчатого адиабатного опреснителя с рециркулирующей рассолом.

По условиям работы эжекторов, сепараторов, рассольного и дистиллятного насосов, а также по габаритным соображениям вакуум в последней ступени допускается не более 96%, так что значение $t_{кз} = 28,6^\circ\text{C}$ следует считать наименьшим допустимым¹. При разных z ему соответствует определенная температура заборной воды $t_{з.в.}^{\text{опт}}$ при которой в проточных испарителях достигается наибольший выход дистиллята.

Значения $t_{з.в.}^{\text{опт}}$ при $\Delta t = 2,5$ град и $\Delta T = 60$ град

z	2	4	6	8	10	15	20
ϑ , °C	20	12	8,2	6,4	5,22	3,6	2,74
$t_{з.в.}^{\text{опт}}$, °C	6,1	14,1	17,9	19,8	20,9	22,5	23,4

¹ В соответствии с нормалью ОН9-170-60 расчетная $t_{з.в.} = 28^\circ\text{C}$. Ей соответствует расчетный вакуум в последней ступени 90—91%. Поэтому более глубокий вакуум, достижимый при плавании в холодных водах, приводит также к перегрузке зеркала испарения и ухудшению качества дистиллята.

Если температура заборной воды ниже $t_{з.в}^{opt}$, то она будет соответственно ниже и на выходе из каждого конденсатора, что приведет к дополнительным затратам тепла в подогревателе.

Ограничивая вакуум в последней ступени для повышения экономичности при плавлении в холодных водах, следует повысить температуру питательной воды. С этой целью может быть рекомендована частичная рециркуляция рассола. Хотя его содержание при этом повышается, оно все же остается ниже принятого в обычных испарителях. Например, для 20-камерного испарителя в предельном случае при $t_{з.в} = 0^\circ\text{C}$ нагрев заборной воды до оптимальной температуры $t_{з.в}^{opt} = 23,4^\circ\text{C}$ приводит к повышению ее содержания до 51 200 мг/л, в обычных же испарителях содержание рассола доходит до 60—80 тыс. мг/л. Другим средством может быть подогрев заборной воды в охладителе рассола, но это связано с усложнением испарительной установки.

Влияние пониженной температуры заборной воды на экономичность проявляется в наименьшей мере в многоступенчатых циркуляционных опреснителях.

Тепловые потери снижают выход дистиллята ориентировочно на 6—10%. Они включают потери в окружающую среду, потери от теплопроводности между ступенями и потери от вторичной дистилляции. Последние проявляются в том, что во всех ступенях, начиная со второй, частично испаряется дистиллят из предыдущих ступеней.

В заключение следует сказать, что выбор числа ступеней, особенно для крупных адиабатных испарителей, производится не только из условия обеспечения наибольшего выхода дистиллята. Если доминирующим фактором является первоначальная стоимость, а не расход топлива, то выгодно увеличивать число ступеней. При неизменном удельном расходе тепла, т. е. одинаковой величине нагрева воды в подогревателе и неизменных прочих условиях, поверхность конденсаторов уменьшается с увеличением числа ступеней. Это положение наглядно иллюстрируется сопоставлением температурных напоров между паром и водой (рис. 25) для двух испарителей, из которых один имеет число ступеней $z=3$, а другой $z \rightarrow \infty$. По мере увеличения z разность температур между паром и водой, от которой зависит поверхность конденсаторов, стремится к $t_0 - t_1$, в то время как при конечном z она меньше на величину θ и равна $t_0 - t_1 - \theta$, причем значение θ обратно пропорционально числу ступеней. Поэтому поверхность конденсаторов, а следовательно, до некоторой степени и стоимость испарителей при этих условиях уменьшаются с ростом числа ступеней. Не случайно самые крупные береговые опреснительные установки выполняются с числом ступеней до 50.

Однако при производительности 100—200 т/сутки, характерной для судовых опреснителей, увеличение z более 7—9 приводит не к уменьшению, а к увеличению стоимости в связи с сужением каждой ступени до размеров, затрудняющих изготовле-

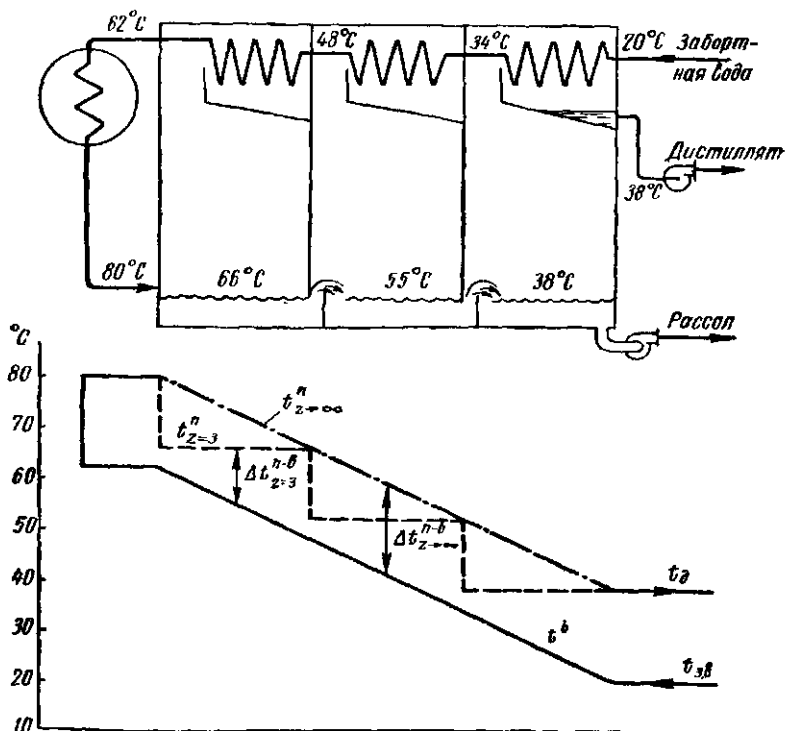


Рис. 25. Температура пара t_n , воды t_w и разность $t_n - t_w$ в адiabатном испарителе при $z=3$ и $z=\infty$.

ние корпуса и монтаж внутренних узлов. По этой же причине для малых опреснителей принимают не более четырех ступеней.

§ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА ОПРЕСНИТЕЛЬНУЮ УСТАНОВКУ

Расход топлива на опреснительную установку зависит не столько от удельного расхода пара и тепла непосредственно на испаритель, сколько от схемы его включения в цикл главного двигателя и экономичности судовой электростанции. Так, компрессорный опреснитель на судах с дизельной электростанцией расходуем на 1 т дистиллята лишь 9—10 кг дизельного топлива,

в то время как на судах с турбогенераторами 15—16 кг *. Аналогично для вакуумного одноступенчатого испарителя, потребляющего пар непосредственно из котлов, требуется около 100 кг топлива на 1 т дистиллята, но для такого же испарителя, включенного в отбор низкого давления от главной турбины, — не более 30 кг, а при утилизации тепла охлаждающей воды дизелей — не более 2 кг и то лишь на выработку электроэнергии.

В общем случае удельный расход топлива на испаритель с паровыми нагревательными элементами выражается формулой

$$b_{\text{н}} = \frac{q_{\text{к}}}{\eta_{\text{к}} Q_{\text{п}}^{\text{н}}} + \frac{b_{\text{э}} \omega}{1000} \text{ кг/кг},$$

где $q_{\text{к}} = \varphi(1 - \varepsilon_0)(i_0 - i_x)d_{\text{н}}$ — количество тепла (в ккал), которое необходимо выработать в котле для получения 1 кг дистиллята (зависит от удельного расхода пара на испаритель из принятого источника $d_{\text{н}}$ в кг/кг, редукционного коэффициента по расходу пара φ , зависящего от схемы включения испарителя, разности энтальпий свежего пара по выходе из пароперегревателя i_0 в ккал/кг и конденсата в главном конденсаторе i_x в ккал/кг, а также от экономии тепла в связи с регенеративными отборами ε_0);

$\eta_{\text{к}}$ — к. п. д. котла;

$Q_{\text{п}}^{\text{н}}$ — теплотворная способность 1 кг топлива, ккал/кг;

$b_{\text{э}}$ — удельный расход топлива для судовой электростанции, кг/(квт·ч);

ω — удельный расход электроэнергии на опреснительную установку, квт·ч на 1 т дистиллята.

Удельный расход пара непосредственно на испаритель составляет

$$d_{\text{н}} = \frac{q_{\text{н}}}{i_{\text{отб}} - i_{\text{с}}} + d_{\text{эж}} \text{ кг/кг}, \quad (1-6)$$

где $q_{\text{н}}$ — расход тепла в испарителе на 1 кг дистиллята;

$i_{\text{отб}}$ — энтальпия пара в точке его отбора на испаритель;

$i_{\text{с}}$ — энтальпия конденсата на выходе из испарителя;

$d_{\text{эж}}$ — расход пара на эжектор опреснительной установки, кг на 1 кг дистиллята.

* По стоимости топлива, израсходованного на 1 т дистиллята, оба варианта практически равноценны.

Как правило, на эжектор требуется пар более высокого давления, чем на испаритель, и поэтому он отбирается из иной точки, для которой редуцированный коэффициент φ имеет иное значение. Однако ввиду малой величины $d_{\text{эж}}$ (0,04 ÷ 0,07) можно без существенной погрешности прибавить его к расходу пара на испаритель.

Меньшие значения $d_{\text{эж}}$ относятся к испарителям с умеренным вакуумом (60—80%), большие — к испарителям с глубоким вакуумом (95%) и малой производительностью.

Способ определения редуцированного коэффициента φ по методу В. А. Семека для различных схем включения испарителя рассмотрен ниже.

Схемы включения испарителей в цикл паротурбинной установки

На современных судах даже простые одноступенчатые испарительные установки при рациональной схеме включения в цикл позволяют получить от 40 до 80 т дистиллята на 1 т топлива. Более сложные установки и схемы обеспечивают выход дистиллята до 120—140 т на 1 т топлива.

Схем включения испарителей в цикл известно множество, но наиболее распространенные можно свести к одной из пяти схем, показанных на рис. 26. Здесь римскими цифрами отмечены трубопроводы, включенные при соответствующей схеме.

Схема I основана на использовании свежего пара, редуцированного до давления 1—2 кг/см² и охлажденного до температуры насыщения. Конденсат греющего пара отводится в сборник конденсатов, откуда конденсатно-дренажным насосом подается в деаэрактор. В более простых установках, где нет сборника, конденсат отводится в главный конденсатор (схема Ia). Вследствие потерь с конденсатом греющего пара удельный расход тепла в схеме Ia на 50—60 ккал/кг больше, чем в схеме I, но зато удается избежать установки конденсатного насоса.

Экономичность схем I и Ia весьма низка, так как конденсатор вторичного пара прокачивается забортной водой. Поэтому такие схемы целесообразны лишь при избытке отработавшего пара вспомогательных механизмов; но это нехарактерно для современных судов.

Схема II отличается от предыдущей тем, что греющий пар отбирается из ресивера между ТВД и ТНД. Поэтому дополнительный расход пара на энергетическую установку, связанный с работой испарителя, здесь почти в два раза меньше, чем в схеме I. При отборе пара из турбины мощность ее снижается тем меньше, чем ниже давление в точке отбора. Соответственно меньше требуется добавочного пара на турбину для сохранения ее мощности.

При одноступенчатом испарении выход дистиллята по этой схеме в зависимости от давления в ресивере и параметров перед турбиной составляет 26—30 т на 1 т топлива (рис. 27).

Схема II отличается от схемы I, как схема I от схемы Ia.

Схема III, где пар на испаритель отбирается из ТНД при давлении 0,7—0,9 кг/см², обеспечивает еще более высокий выход дистиллята вследствие меньшего давления в отборе: до 38—42 т

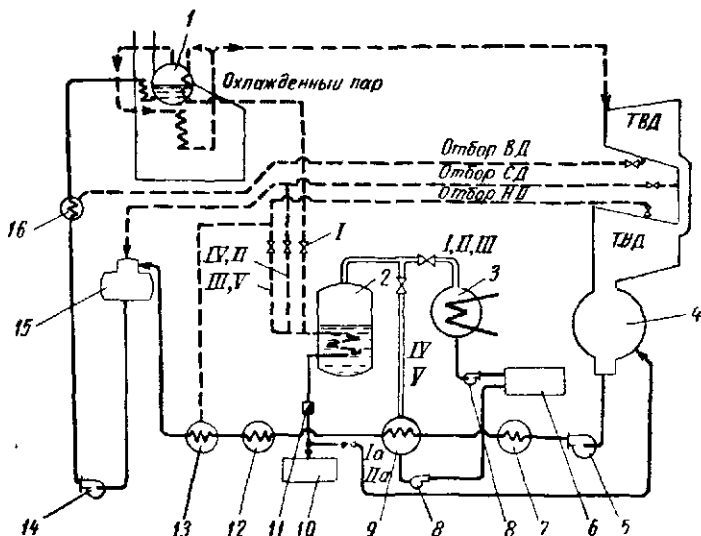


Рис. 26. Схемы включения испарителей в цикл паротурбинной установки.

1 — котел; 2 — испаритель; 3 — конденсатор испарителя, охлаждаемый забортной водой; 4 — главный конденсатор; 5 — главный конденсатный насос; 6 — цистерна дистиллята; 7 — конденсатор эжекторов; 8 — дистиллятный насос; 9 — конденсатор испарителя, охлаждаемый главным конденсатом; 10 — сборник конденсатов; 11 — водоотделитель; 12 — конденсатор системы концевых уплотнений; 13 — подогреватель питательной воды; 14 — главный питательный насос; 15 — деаэрагор; 16 — подогреватель в кого давления.

I, II, III, IV и V — трубопроводы, включенные при соответствующих схемах.

на 1 т топлива при одноступенчатом испарении, до 60 при двухступенчатом и до 80 при трехступенчатом. Такие схемы получили исключительно широкое применение благодаря простоте и экономичности.

Схемы IV и V, где также используется пар из отборов, предусматривают утилизацию тепла вторичного пара для подогрева главного конденсата. Поэтому их экономичность выше, чем в соответствующих им схемах II и III. Расчеты, приведенные в следующем параграфе, показывают, что выход дистиллята в схеме IV доходит до 42 т на 1 т топлива, т. е. лишь незначи-

тельно больше, чем в схеме III. Это объясняется тем, что вторичный пар по схеме IV утилизируется в ступени, расположенной ниже точки отбора, и заменяет собой пар отбора низкого давления. Но работа, которую может совершить в ТНД возвращаемый таким образом пар, невелика. Если вторичный пар утилизируется в той же ступени, где отобран пар на испаритель, то эффект утилизации резко увеличивается. В той же схеме IV выход дистиллята доходит до 80—85 т, если главная паротурбинная установка не имеет регенеративного отбора из ТНД. Такие установки сравнительно редки, но в составе отечественного

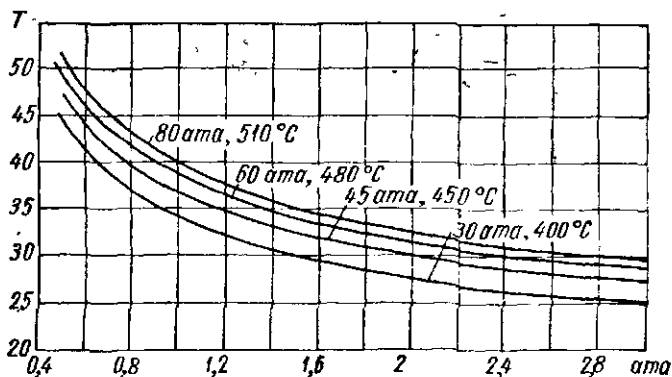


Рис. 27. Выход дистиллята на 1 т топлива при одноступенчатом испарении без утилизации вторичного пара в зависимости от давления в точке отбора (схемы II и III при различных параметрах пара перед турбиной).

флота имеется целая серия пароходов типа «Сергей Боткин» с подобными установками.

Наивысшая экономичность испарительных установок с утилизацией вторичного пара достигается при питании испарителя паром из отбора низкого давления (схемы V и Va). Выход дистиллята по схеме V доходит до 140—150 т на 1 т топлива.

Однако работа по этим схемам возможна лишь при относительно малой производительности, так как низкая температура вторичного пара ограничивает количество тепла, которое может быть утилизировано главным конденсатом (см. § 17).

Эти данные по выходу дистиллята справедливы лишь для установок с одноступенчатым испарением. При использовании многоступенчатых испарителей выход дистиллята на 1 т топлива повышается пропорционально коэффициенту продуктивности испарителя, т. е. в 1,5÷1,6 раза при двухступенчатых и в 1,9÷2 раза при трехступенчатых испарителях.

Однако в случае многоступенчатого испарения практически невозможно утилизировать тепло вторичного пара последней

ступени для подогрева главного конденсата. Поэтому схемы IV и V пригодны только для одноступенчатого испарения. На паровых судах можно также применять предельно простые испарительные установки, из которых вторичный пар поступает непосредственно в главный конденсатор. Это позволяет отказаться от дистиллятора, эжектора и дистиллятного насоса. В составе установки остается лишь испаритель и рассольный насос. Недостаток такой схемы — невозможность применения полученной воды для иных целей, кроме питания котлов, а также вероятность засоления котловой воды при вскипании рассола в испарителе. Правда, при адиабатном испарении возможность уноса солей намного уменьшается, но остальные недостатки сохраняются.

Определение расхода тепла на испаритель в цикле паротурбинной установки

Для правильной оценки эффективности принятой схемы важно уметь точно определить дополнительный расход тепла на паротурбинную установку, связанный с работой испарителя. Эта задача достаточно сложна, особенно при утилизации вторичного пара, и решение ее обычным путем составления тепловых балансов затруднительно.

Более просто и строго эта задача решается в общем виде на основе метода, разработанного В. А. Семяка [50]. Испарительную установку можно представить как потребитель, включенный в n -ую ступень регенеративного отбора и возвращающий часть тепла в ту же или следующую $n+1$ -ую ступень. Если на такой потребитель из турбины отбирается 1 кг пара, то дополнительный расход пара на турбину, необходимый для сохранения ее мощности, составляет лишь φ кг, причем $\varphi \leq 1$. Величина φ называется редуцированным коэффициентом расхода пара и характеризует степень использования в главной турбине пара, расходуемого на данный потребитель.

Значение φ меняется в пределах от единицы до нуля в зависимости от схемы включения потребителя в цикл. В частности, $\varphi = 1$, если потребитель питается свежим паром (нулевой отбор) и тепло его отработавшего пара и конденсата не используется для подогрева питательной воды. Случай, когда $\varphi = 0$, возможен лишь при использовании в рассматриваемом потребителе отработавшего пара главной турбины и в реальных условиях не встречается.

В общем виде для установки, имеющей z ступеней регенеративного отбора и подогрева, редуцированный коэффициент определяется по формуле

$$\varphi = a_0(1 - \psi_0) + a_1(1 - \psi_1) + \dots + a_n(1 - \psi_n) + \dots + a_z(1 - \psi_z), \quad (I-7)$$

где a_n — коэффициент связи потребителя с n -й ступенью отбора. Он представляет собой относительное количество тепла, переданное потребителю 1 кг пара из n -го отбора. Если связь состоит лишь в том, что пар на потребитель отбирается из данной ступени, причем между потребителем и отбором тепло не теряется, то $a = 1$. Если же в n -ю ступень отбора тепло возвращается, то

$$a_n = -\Delta q/\lambda_n;$$

здесь Δq — количество тепла, возвращаемое 1 кг пара, использованного в рассматриваемом потребителе;

λ_n — количество тепла, передаваемого питательной воде в подогревателе данной ступени 1 кг пара из отбора.

Если пар из n -й ступени отбирается на потребитель, но от потребителя часть тепла этого пара или конденсата возвращается в ту же ступень, то

$$a_n = 1 - \frac{\Delta q}{\lambda_n}.$$

Наконец, если потребитель с данной ступенью не связан, то $a_n = 0$.

$\psi = H_{in}/H_i$ — коэффициент качества отбора;

H_{in} — теплоперепад, использованный в турбине до отбора;

H_i — внутренний теплоперепад во всей турбине.

Отметим, что в число отборов включена условная «нулевая» ступень, т. е. отбор из главного паропровода, где $\psi_0 = 0$.

Из общей формулы (I-7) получаются частные выражения для любой схемы. Например, в установке с трехступенчатым подогревом питательной воды для схемы I имеем

$$a_0 = 1; \quad \psi_0 = 0; \quad a_1 = a_2 = 0; \quad a_3 = -\frac{\Delta q}{\lambda_3}; \quad \varphi = 1 - \frac{\Delta q}{\lambda_3} (1 - \psi_3).$$

Для схемы Ia $\Delta q = 0$, так что $\varphi = 1$.

Для схемы II

$$a_0 = a_1 = 0; \quad a_2 = 1; \quad a_3 = -\frac{\Delta q}{\lambda_3}; \quad \varphi = 1 - \psi_2 - \frac{\Delta q}{\lambda_3}.$$

Для схемы IIa $\varphi = 1 - \psi_2$.

Для схемы III

$$a_0 = a_1 = a_2 = 0; \quad a_3 = 1 - \frac{\Delta q}{\lambda}; \quad \varphi = \left(1 - \frac{\Delta q}{\lambda_3}\right) (1 - \psi_3).$$

Для схемы IIIa $\varphi = 1 - \psi_3$.

Для схемы IV получается то же выражение, что и для схемы II, но в Δq здесь должно быть включено также тепло,

отдаваемое вторичным паром в третьей ступени (в подогревателе низкого давления), так что численное значение φ оказывается значительно меньшим. Точно так же выражение, определяющее φ для схемы V, совпадает с таковым для схемы III.

Полученные выражения сохраняют свой вид и для установок с двухступенчатым и четырехступенчатым подогревом питательной воды, но индексы в них должны быть соответственно изменены. Зная φ , можно определить дополнительный расход пара из котла, связанный с работой испарителя,

$$d = \varphi d_n.$$

Развернутое выражение для расхода топлива, например по схеме III или V, имеет вид

$$b = \frac{(1 - \varepsilon_0)(i_0 - i_x) \left(1 - \frac{\Delta q}{\lambda_3}\right) (1 - \psi_3) q_n}{\eta_k Q_p^n} + \frac{b_{3w}}{1000}. \quad (I-8)$$

Таким образом, удельный расход топлива или обратная величина — выход дистиллята на 1 кг топлива, — зависит не только от удельного расхода тепла в испарителе q_n , но и от многих других факторов (η_k , ε_0 , ψ , Δq и λ). Все эти факторы, за исключением Δq , зависят от начальных параметров пара (перед главной турбиной). Чем выше параметры, тем больше выход дистиллята, так как главный фактор — коэффициент качества отбора последней ступени — растет с увеличением начального давления и связанного с ним числа регенеративных отборов. Это наглядно подтверждается графиками на рис. 27.

Примеры определения выхода дистиллята для схем, показанных на рис. 26, приведены в табл. 3 при начальных параметрах p_0 , t_0 и i_0 . В этом случае трехступенчатый регенеративный подогрев с коэффициентами качества отбора $\psi_1=0,3$, $\psi_2=0,46$ и $\psi_3=0,665$ обеспечивает экономию $\varepsilon_0=0,086$. Давление в главном конденсаторе принято $0,05 \text{ кг/см}^2$, $i_x=32 \text{ ккал/кг}$, внутренний к. п. д. турбины $\eta_i=0,8$, к. п. д. котла $\eta_k=0,91$ и $Q_p^n=9700 \text{ ккал/кг}$. Не указанное в таблице значение $\lambda_3=i_{отб} - i_x=637 - 32=605 \text{ ккал/кг}$ определено с учетом того, что пар из отбора охлаждается в регенеративном подогревателе до температуры питательной воды на входе, т. е. до 32°C , так как конденсат греющего пара смешивается с питательной водой в деаэраторе. Энтальпия конденсата греющего пара на выходе из испарителя принята в схемах I, II и IV равной 100 ккал/кг , а в схемах III и V — в соответствии с давлением в точке отбора (96 ккал/кг).

Тепло, возвращаемое в цикл от 1 кг греющего пара, в схемах I, II и III составляет

$$\Delta q = i_c - i_x,$$

Таблица 3

К определению расхода пара, тепла и топлива на испаритель, включенный в цикл паротурбинной установки
 ($p_0 = 45 \text{ ата}$, $t_0 = 450^\circ\text{C}$, $i_0 = 794 \text{ ккал/кг}$)

Определяемая величина	Схема включения испарителя						
	I	Ia	II	IIa	III	IV	V
Удельный расход тепла в испарителе $q_{и}$, ккал/кг	600 (320)	600 (320)	600 (320)	600 (320)	600 (320)	690 —	690 —
Энтальпия пара в точке отбора $i_{отб}$, ккал/кг	794	794	685,5	685,5	637	685,5	637
Удельный расход греющего пара в испарителе $d_{и} = \frac{q_{и}}{i_{отб} - i_c}$, кг/кг	0,865 (0,462)	0,865 (0,462)	1,024 (0,547)	1,024 (0,547)	1,111 (0,592)	1,178 —	1,276 —
Количество тепла, возвращенного в цикл, ккал/кг	Δq_k	68	0	68	0	62	68
	Δq_p	0	0	0	0	0	430
	Δq	68	0	68	0	62	498
	$\frac{\Delta q}{\lambda_s}$	0,112	0	0,112	0	0,102	0,823
Коэффициенты связи	a_0	1	1	0	0	0	0
	a_1	0	0	0	0	0	0
	a_2	0	0	1	1	0	1
	a_3	-0,112	0	-0,112	0	0,898	-0,823
Редукционный коэффициент $\varphi = \sum(1 - \psi_n)a_n$	0,963	1	0,504	0,54	0,301	0,264	0,071
Удельный расход пара из котла $d = \varphi d_{и}$, кг/кг	0,832 (0,445)	0,865 (0,462)	0,516 (0,276)	0,552 (0,294)	0,334 (0,178)	0,311 —	0,091 —
Удельный расход тепла в цикле $q = (1 - \varepsilon)(i_0 - i_x) \varphi d_{и}$, ккал/кг	580 (310)	602 (320)	359 (192)	384 (204)	232 (124)	216 —	63 —
Удельный расход топлива $b = \frac{q \cdot 10^8}{\gamma_k Q_p^H}$, г/кг	65,7 (35,1)	68,2 (36,5)	40,7 (21,7)	43,5 (23,1)	26,3 (14,1)	24,4 —	7,15 —
Выход дистиллята на 1 кг топлива $d_{топ} = \frac{1}{b} 1000$, кг/кг	15,2 (28,5)	14,6 (27,4)	24,6 (46)	23 (43,3)	38 (71)	41 —	140 —

а в схемах IV и V

$$\Delta q = \Delta q_k + \Delta q_n,$$

где $\Delta q_k = i_c - i_x$ — тепло, возвращаемое конденсатом греющего пара;

Δq_n — тепло, передаваемое вторичным паром питательной воде.

С учетом потерь в паропроводах и подогревателе до 5%

$$\Delta q_n = 0,95 \frac{r_2}{d_k},$$

где r_2 — скрытая теплота парообразования вторичного пара.

Удельный расход тепла в испарителе q_n в схемах I, II и III принят с учетом того, что тепло пара, расходуемого на эжектор, и часть тепла вторичного пара используются для подогрева забортной воды. В схемах IV и V такой подогрев не осуществляется и поэтому удельный расход тепла в них больше ($q_n = 690$ ккал/кг).

Расход пара на выработку электроэнергии для насосов не учтен ввиду малости. Остальные величины, указанные в таблице, пояснений не требуют. В той же таблице для схем I, II и III приведен расчет и для многоступенчатых испарителей. Относящиеся к нему величины заключены в скобки.

Результаты расчетов, приведенные в таблице, и материалы предыдущего параграфа позволяют сделать следующие выводы:

1. Для паровых судов с расходом пресной воды не более 4% от производительности главных котлов целесообразна схема V, обеспечивающая выход дистиллята до 140 т на 1 т топлива. При двух- или трехступенчатом испарении целесообразна схема III, позволяющая получать также достаточно высокий выход дистиллята, но более удобная в эксплуатации.

2. Для пассажирских и других судов с повышенным расходом пресной воды (более 4% от производительности котлов) целесообразна схема III с многоступенчатым адиабатным испарением.

Глава II

НАКИПЕОБРАЗОВАНИЕ В ИСПАРИТЕЛЯХ МОРСКОЙ ВОДЫ И МЕТОДЫ ЕГО ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ

Повышенная жесткость морской воды (около 140 мг-экв/л), обусловленная значительным содержанием накипеобразующих ионов Ca^{++} , Mg^{++} , SO_4^{--} , CO_3^{--} и HCO_3^- , приводит в процессе ее упаривания к интенсивному выпадению накипи.

О влиянии накипи на работу испарителя можно судить по важнейшей характеристике — производительности, которая при неизменном давлении греющего пара в испарителях избыточного давления понижается в два-три раза за 100—120 ч работы вследствие теплового сопротивления слоя накипи, удаление которого в подобных испарителях производится вручную. В связи с этим на многих старых судах такие испарители практически не использовались по прямому назначению, а служили лишь для получения добавочной котельной воды путем дистилляции пресной береговой воды.

Проблема накипеобразования менее остра для глубоковакуумных опреснителей, но здесь ее решение достигается достаточно дорогой ценой — путем усложнения состава установки и значительного увеличения поверхностей конденсатора и испарителя.

Попыткам уменьшить эти поверхности путем интенсификации теплообмена, предпринятым в последние годы, препятствует все возрастающая интенсивность отложения накипи по мере увеличения тепловых потоков.

Поэтому не будет преувеличением сказать, что и до сих пор накипеобразование — главный тормоз на пути усовершенствования опреснительных установок (уменьшения их размеров и стоимости, увеличения экономичности и упрощения обслуживания). Несмотря на то что в последние годы найдено немало эффективных методов снижения накипеобразования, проблема не может считаться решенной, так как каждый из этих методов имеет свои недостатки и пригоден только для определенных условий. Поэтому основной задачей проектирования и эксплуа-

тации опреснителей в рассматриваемом аспекте остается создание и поддержание таких режимов работы опреснителя, при которых отложение накипи было бы минимальным, а его последствия — наименее неблагоприятными.

§ 5. ИССЛЕДОВАНИЕ НАКИПЕОБРАЗОВАНИЯ В ИСПАРИТЕЛЯХ. СОСТАВ И СВОЙСТВА НАКИПИ

Представление о процессе накипеобразования в основном сложилось на базе предположительной схемы его механизма, развитой Холлом, Партриджем и Отто. Эти авторы объясняли процесс образования накипи безостановочным испарением капельки воды, заключенного между пузырьком и поверхностью нагрева.

Дальнейшее развитие теория Холла получила в СССР в работах М. Я. Полянского, Ю. М. Кострикина, Д. А. Розенеля и др. Согласно этой теории пузырек пара, покидая поверхность нагрева, оставляет на ней след от отложения всех загрязнений, находящихся в перегретой воде, превратившейся в пар.

Пытаясь объяснить механизм выпадения в твердый осадок таких легкорастворимых солей, как NaCl , Na_2SO_4 и даже $\text{Na}(\text{OH})$, Холл утверждал, что при выпаривании воды в кольцевой пленке на границе пар — жидкость — поверхность нагрева концентрация всех солей достигает предела насыщения.

Согласно современным представлениям о механизме процесса ядерного кипения существует ряд положений, противоречащих теории накипеобразования Холла.

В действительности в процессе контактного роста паровая ножка пузырька весьма тонка (доли *мм*), отрывной диаметр его мал (обычно меньше 1 *мм*), а частота генерации составляет ~50 пузырьков в секунду. Примыкающее к паровому пузырьку колечко рассола на границе пар — жидкость — поверхность теплообмена за счет сброса теплоты перегрева жидкости внутрь пузырька при его контактном росте имеет наименьшую (а не наибольшую, как утверждал Холл) температуру в граничном слое.

Маловероятно также предположение Холла о перегреве участка поверхности теплообмена непосредственно под паровой ножкой пузырька из-за малого ее сечения, высокой теплопроводности металла поверхности теплообмена и высокой цикличности генерации паровых пузырьков. Не объясняет теория Холла и накипеобразования на неотапливаемых поверхностях.

После опубликования в 1952 г. работы Хильера [67] представления о механизме процесса накипеобразования в испарителях морской воды несколько расширились.

Хильер предполагает, что накипеобразование обусловливается силами притяжения электронов и когезией и что скорость

образования накипи, вероятно, пропорциональна степени активности ионов на поверхности, где образуется накипь. Количество накипи пропорционально числу ударов, совершаемых накипеобразующими элементами о поверхность, так как в твердом состоянии эти элементы электрически нейтральны, а в виде ионов они несут электрические заряды, которые создают силы притяжения, необходимые для адгезии ионов к поверхности. По Хильеру всякая поверхность постоянно находится в состоянии электрического неравновесия, имея локальные положительные и отрицательные электрические заряды, так что она может поглощать как отрицательные, так и положительные ионы при их контакте с погруженной в жидкость поверхностью.

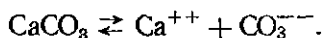
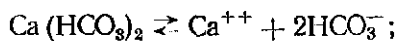
Изменяющуюся интенсивность процесса накипеобразования с изменением тепловых условий работы испарителя Хильер объясняет тем, что при нагреве скорость движения ионов увеличивается, а значит возрастает и число ударов о поверхность за определенный промежуток времени, т. е. увеличивается скорость образования накипи. При испарении, когда образуются пузырьки пара, происходит концентрация накипеобразующих элементов по периметру контакта пузырьков пара с поверхностью нагрева. Это усиливает ионную активность окружающей жидкости и способствует дальнейшему ускорению роста накипи.

Теория смешанных зарядов на поверхности, выдвигаемая Хильером, не согласуется с современными представлениями об адсорбции на поверхности раздела.

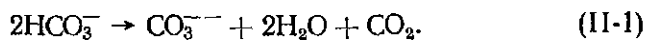
Исследования, проведенные Хильером [67], Пивером [71], Бьянуччи [66], Ланжелле [70], Эллиотом [69] и др., показали, что в зависимости от теплофизических условий работы испарителей морской воды в них может образоваться накипь в основном трех типов: углекислый кальций, гидроксид магния и сульфат кальция.

Углекислый кальций CaCO_3 и гидроксид магния $\text{Mg}(\text{OH})_2$ образуются в результате разложения двууглекислого кальция $\text{Ca}(\text{CO}_3)_2$ с выделением CO_2 .

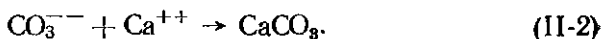
Бикарбонаты и карбонаты кальция в морской воде полностью ионизированы



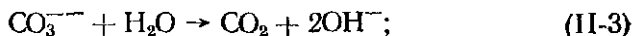
При нагреве и испарении морской воды парциальное давление CO_2 в воде уменьшается; ионы бикарбонатов распадаются на ионы карбонатов, воду и газ CO_2 , выделяющийся из воды при кипении. Происходят следующие ведущие к образованию накипи реакции:



Если рассол кипит при температуре ниже 79° С, то за счет испарения воды повышается концентрация ионов карбонатов, и некоторые ионы карбонатов соединятся с ионами кальция, вследствие чего из раствора выпадает CaCO₃,



Углекислый кальций может оставаться в растворе во взвешенном состоянии в виде суспензии (шлама) и может отлагаться в виде накипи. При более высоких температурах (выше 80° С) начинается распад карбонатных ионов с образованием гидроксильных ионов, которые в соединении с ионами магния образуют гидроксид, выпадающую в виде накипи,



Гидроксид магния при температурах до 82—83° С остается в рассоле в виде суспензии, интенсивно выпадая на всех поверхностях (обогреваемых и необогреваемых) при дальнейшем повышении температуры. Согласно исследованиям авторов накипеобразование в испарителях морской воды рассматривается не как циклический процесс выпадения всего сухого состава из воды при образовании паровых пузырьков (по Холлу) и не как эффект электрического неравновесия поверхности, имеющих локальные положительные и отрицательные электрические заряды (по Хильеру), а как весьма сложный электрохимический процесс кристаллизации, обуславливаемый рядом физико-химических и тепломеханических факторов.

В определенном смысле накипеобразование можно уподобить процессу гальваностегии. Как при гальваностегии количество и структура металла покрытия — функция плотности тока, концентрации электролита и его температуры, так при накипеобразовании количество и структура образующейся накипи — функция величины теплового потока (или температурного напора), концентрации и температуры кипящего рассола. При ядерном кипении в перегретом граничном слое разрушаются сольваты и ионы солей соединяются в кристаллики накипи, которые затем укрупняются и разрастаются. Каждый из этих процессов протекает с определенной скоростью в зависимости от нескольких определяющих факторов. Преобладает тот или другой процесс и соответственно получается та или иная структура накипи (мелко-, средне- или крупнозернистая). Механизм этого процесса еще больше усложняется в связи с изменением химического состава образующейся накипи при изменении концентрации и температуры кипящего рассола морской воды.

По результатам исследования ОВИМУ при неизменной температуре кипения и меняющейся концентрации рассола в испа-

рителе морской воды можно получить рыхлую порошкообразную, пористую твердую, либо, наконец, очень плотную твердую накипь. Соответственно меняются теплофизические и механические свойства накипи, что решающим образом влияет на приращение ее термического сопротивления при работе испарителя, трудоемкость и эффективность ее удаления с поверхностей нагрева.

Известно, что устойчивость работы судовых испарителей морской воды во многом зависит от накипеобразования, происходящего на их греющих поверхностях.

Характер и скорость нарастания накипи на греющих поверхностях определяют условия теплопередачи, изменение (уменьшение) коэффициента теплопередачи K в $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$ и соответственно производительности испарителя W_2 в $\text{кг}/\text{ч}$.

Общее термическое сопротивление накипи R , образующейся в судовых испарителях, зависит от ряда переменных факторов, что не позволяет нормировать его численные значения. Однако можно определить несколько величин, влияющих на R , и по этим величинам найти искомое термическое сопротивление.

Это и послужило основанием для проведения исследований по определению закономерностей изменения коэффициента теплопередачи K в зависимости от времени работы испарителя τ в ч, рабочей концентрации рассола B в %, температурного напора Δt в град и давления вторичного пара p_2 в $\text{кг}/\text{см}^2$.

Такие исследования проводились на пассажирских и транспортных судах Черноморского морского пароходства и китобойной базе «Советская Украина», а также на специальном заводском испытательном стенде.

Таблица 4

Параметры этапов и режимов испытаний испарителя ИВС-3К

Этапы	Ре- жимы	Параметры						
		p_{1r} , $\text{кг}/\text{см}^2$	t_{1r} , $^{\circ}\text{C}$	p_{2r} , $\text{кг}/\text{см}^2$	t_{2r} , $^{\circ}\text{C}$	Δt , град	$t_{\text{п. в.}}$, $^{\circ}\text{C}$	B , %
Первый	а	3,0	133	1,5	111	22	70	5
	б	3,0	133	1,5	111	22	70	7
	в	3,0	133	1,5	111	22	70	9
	г	3,0	133	1,5	111	22	70	11
Второй	д	0,8	93	0,35	72	21	50	5
	е	0,8	93	0,35	72	21	50	7
	ж	0,8	93	0,35	72	21	50	9
Третий	з	1,4	109	0,35	72	37	50	5
	и	1,4	109	0,35	72	37	50	7
	к	1,4	109	0,35	72	37	50	9

В качестве примера ниже приведены результаты испытаний испарителя ИВС-ЗК на стенде. Контрольные исследования накипей, полученных в одинаковых условиях на океанской и черноморской воде, дали удовлетворительно сходящиеся результаты. В связи с этим результаты описываемых исследований можно рассматривать хотя бы в первом приближении как достаточные для формирования некоторых выводов.

Параметры этапов и режимов этих испытаний приведены в табл. 4.

Змеевики батареи по окончании десятисуточных режимов работы оказывались покрытыми равномерным слоем плотной накипи различной толщины в разных режимах (от 0,8 до 1,4 мм). Удельные веса образующейся накипи составляла 2300—2700 мг/см³, а коэффициенты теплопроводности образующейся накипи — 0,47 ÷ 1,26 ккал/(м·ч·град).

Изменения значений коэффициентов теплопередачи во времени десятисуточных режимов (а—к) испытаний приведены на рис. 28.

В зависимости от условий работы испарителей морской воды на их поверхностях нагрева может образовываться различная по химическому составу, структуре и свойствам накипь с различной плотностью и теплопроводностью. По данным испытаний Хильера [67] на греющих поверхностях опытного испарителя образовывалась накипь, в состав которой в различных пропорциях входили CaCO₃, Mg(OH)₂ и CaSO₄, причем при температурах кипения ниже 80°С в накипи было больше CaCO₃, а при температурах кипения выше 80°С основным компонентом в накипи был Mg(OH)₂. Приведенная Хильером зависимость по составу накипи [26] справедлива для конкретных условий: температурных напоров Δt = 16—53 град, температуры кипения t₂ = 71°С и постоянной концентрации рассола B = 6,5%. Данные, характеризующие состав накипи при других возможных в практике эксплуатации концентрациях рассола, отсутствуют.

Необходимость таких данных обуславливается тем, что соотношение компонентов в составе накипи определяет ее

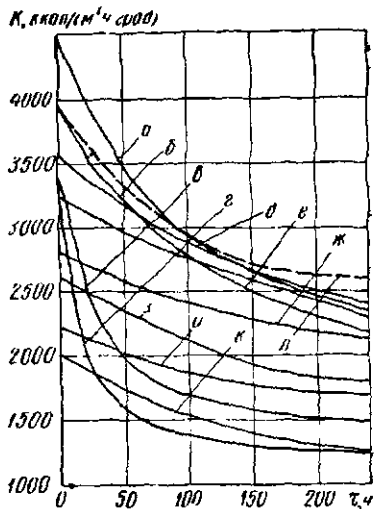


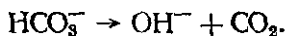
Рис. 28. Изменение значений коэффициентов теплопередачи во времени десятисуточных режимов (а, б, в, г, д, е, ж, з, и, к, л) работы испарителя ИВС-ЗК.

теплофизические свойства; плотность, теплопроводность и термическое сопротивление.

Существующие рекомендации [12, 13] по выбору коэффициента теплопроводности накипи в очень широком диапазоне ее численных значений — $\lambda = 0,1 \div 5$ ккал/(м·ч·град) — нельзя признать удовлетворительными. Расчет теплопередачи для чистой поверхности нагрева с учетом накипеобразования введением поправочных коэффициентов $\beta = 0,75 \div 0,9$ [13, 58] нельзя считать правильным, поскольку тепловое сопротивление слоя накипи и его толщина меняются в очень широких пределах.

Опасность в смысле накипеобразования представляют соли с отрицательным температурным коэффициентом растворимости. Океанская вода находится на пределе насыщения ионами, образующими при своем соединении карбонат кальция, поэтому карбонатная накипь — главная составляющая накипи во всех низкотемпературных испарителях.

При температуре кипения морской воды выше 80°С накипь преимущественно состоит из $Mg(OH)_2$. Выпадению $Mg(OH)_2$ способствует избыток ионов OH^- , которые появляются в растворе при повышенных температурах вследствие разложения (из-за ударов при интенсивном молекулярном движении) бикарбонатных соединений на ионы OH^- и молекулы CO_2 и снижения концентрации ионов CO_3



Соль $CaSO_4$, имеющая отрицательный коэффициент растворимости, образует твердую накипь, обладающую также свойством цементировать рыхлые осадки прочих солей и шлама, удерживая их таким образом в накипи.

Для выяснения солевого состава и тепло-физических свойств накипи, образующейся при различных режимах работы испарительной установки, были проведены натурные испытания испарителя ИВС-3К и лабораторные исследования накипи, образовавшейся на его греющих поверхностях.

Параметры десяти режимов работы испарительной установки продолжительностью по 240 ч приведены в табл. 4.

Определение значений коэффициентов теплопроводности накипи, образовавшейся при различных режимах работы испарителя, проводилось опытным путем на специальных лабораторных установках стационарного и нестационарного теплового режима. В экспериментальной установке для определения теплопроводности накипи при стационарном тепловом режиме моделировались натурные условия: накипь находилась в рассоле морской воды с концентрацией, равной той, при которой происходило ее образование в испарителе, и исследовалась при тех же температурных напорах, что и в соответствующих режимах работы испарителя ИВС-3К.

Результаты исследований теплопроводности накипи испарителя ИВС-ЗК на установке стационарного теплового режима в условиях, близких к натурным, показаны на рис. 29.

Характер изменений теплопроводности накипи, определяемой по методу нестационарного теплового режима [45], качественно сходен с полученным в опытах на установке стационарного теплового режима, но численные ее значения для различных накипей оказываются меньше на 5—30%. Это объясняется невозможностью получения в пресс-форме испытываемого об-

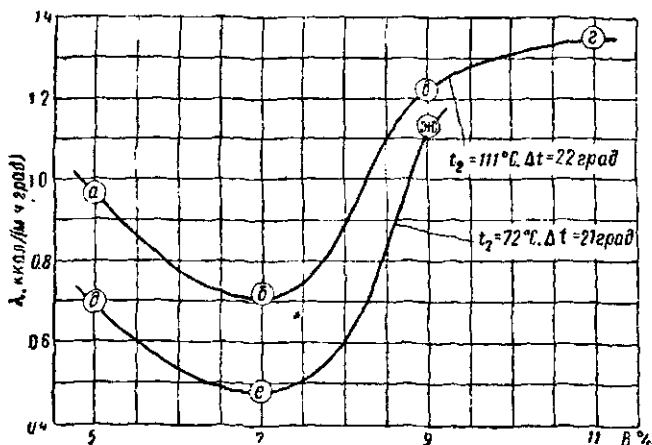


Рис. 29. Зависимость $\lambda = f(B, t_2)$ при стационарном тепловом режиме.

разца, плотность которого совпала бы с той, которую имеет накипь в естественных условиях.

Так, характер изменения λ во времени опытов, когда исследовались образцы влажной накипи трех режимов (з, и, к) третьего этапа испытаний ИВС-ЗК (см. табл. 4) показывает, что наиболее теплопроводной оказалась накипь, образовавшаяся при рабочей концентрации рассола в корпусе испарителя 9%. Наименьшую теплопроводность имеет накипь, образовавшаяся при концентрации рассола 7%. Кривые $t_{\text{сер.обр}} = f(\tau)$ отражают характер изменения температуры середины образца испытываемой накипи во времени опыта.

Контрольные исследования, проведенные на лабораторных установках стационарного и нестационарного тепловых режимов, показали, что теплопроводность сухих накипей в 2,5—3 раза ниже, чем влажных, причем характер изменений численных значений теплопроводности сухих накипей качественно подобен приведенному на рис. 29 характеру изменения для влажных накипей.

На основании расчета теплопередачи каждого из десяти режимов работы ИВС-ЗК (см. табл. 4) найдены расчетные значения теплопроводности образующихся в этих режимах накипей

$$\lambda_{н.р} = \frac{\delta_n}{\Delta R_p},$$

где δ_n — средняя толщина слоя накипи на змеевиках греющей батареи в конце десятисуточного режима, м;

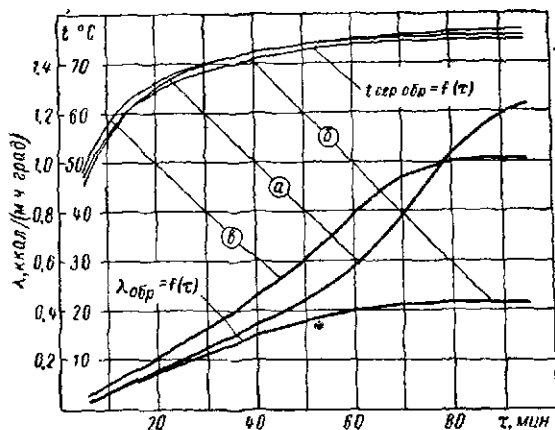


Рис. 30 Зависимость $\lambda = f(B, \tau)$ при нестационарном тепловом режиме

ΔR_p — расчетное приращение термического сопротивления теплопередачи в режиме с накипеобразованием, определяемое по формуле

$$\Delta R_p = \frac{1}{K_k} - \frac{1}{K_n} \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал},$$

где K_k в $\text{ккал} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$ и K_n в $\text{ккал} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$ — расчетные коэффициенты теплопередачи конечных и начальных шести часов работы испарителя.

Значения K_k и K_n определяются на основании уравнения теплового баланса

$$K = \frac{G_1 (i_1 - i_n)}{F (t_1 - t_2)},$$

где G_1 — расход греющего пара, кг/ч;
 i_1 и i_2 — теплосодержание греющего пара и его конденсата, ккал/кг;
 t_1 и t_2 — температуры греющего и вторичного пара, °С;
 F — площадь греющей поверхности батареи, м².

Расчетные значения теплопроводности накипи сходны со значениями, полученными на экспериментальной установке стационарного режима.

Для определения состава исследуемых накипей проводили их рентгеновский анализ на установке УРС-70 в хромовом излучении. Качественный фазовый анализ показал присутствие в накипях $Mg(OH)_2$, $CaSO_4$, $CaCO_3$ и $Ca(OH)_2$. Результаты количественного анализа представлены на рис. 31.

Из графиков (рис. 31) видно, что при высоких температурах кипения ($111^\circ C$) в режимах первого этапа испытаний (*а, б, в, г*)

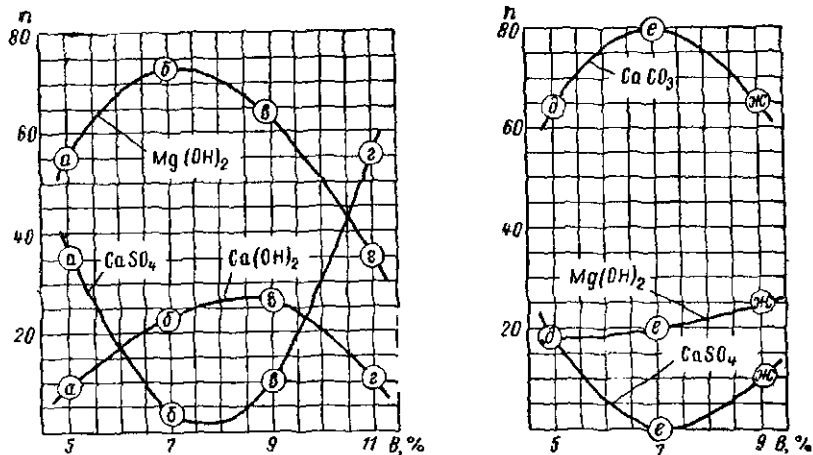


Рис. 31. Изменение состава накипи в зависимости от концентрации рассола морской воды и температуры его кипения.

образуется в основном магниевая накипь, а при пониженных температурах кипения ($72^\circ C$) в режимах второго этапа испытаний (*д, е, ж*) образуется накипь с преимущественным содержанием карбоната Ca и гидроксиды Mg . Изменение концентрации приводит к заметному изменению количественного соотношения компонентов в накипях. Выпадение $CaSO_4$ при высокой температуре кипения (в первом режиме первого этапа испытаний) — следствие его отрицательного коэффициента растворимости. При повышении концентрации рассола до 7 и 9% (во втором и третьем режимах первого этапа испытаний) в кипящем рассоле возрастает количество ионов Na^+ и Cl^- , что повышает растворимость ангидрита. Интенсивное выпадение его в накипь при концентрации рассола 11% объясняется переходом предела насыщения для $CaSO_4$ при соответствующих теплофизических условиях работы испарителя.

Высокая температура кипения рассола в режимах первого этапа (*а, б, в, г*) способствует интенсивному разложению нако-

дющихся в морской воде карбонатов CaCO_3 и бикарбонатов $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ с образованием избытка гидроксила OH' , что приводит к выпадению в накипь не только $\text{Mg}(\text{OH})_2$, но и $\text{Ca}(\text{OH})_2$. При пониженной температуре кипения в режимах второго этапа (*д, е, ж*) $\text{Ca}(\text{OH})_2$ в накипях не обнаруживается. При изменении рабочей концентрации рассола характер изменения содержания CaCO_3 и CaSO_4 в накипях второго этапа испытаний (*д, е, ж*), отличаясь количественно, оказывается качественно сходным с соответствующими изменениями в режимах первого этапа (*а, б, в, г*).

Таким образом, можно сделать вывод, что температура кипения рассола определяет качественный состав образующейся накипи, а изменение концентрации кипящего рассола приводит к изменению количественных соотношений солей, входящих в накипь, при данной температуре кипения¹.

§ 6. МЕХАНИЗМ ПРОЦЕССА НАКИПЕОБРАЗОВАНИЯ В ИСПАРИТЕЛЯХ МОРСКОЙ ВОДЫ

Данные, полученные при испытаниях ряда испарителей, показывают, что с увеличением концентрации кипящего рассола численное значение коэффициента теплопередачи K для чистой поверхности теплообмена снижается, а накипь становится более плотной, теплопроводной и хрупкой. При повышении концентрации от 5,5÷6 до 9—11% скорость накипобразования (имеется в виду толщина образующейся накипи) уменьшается [26].

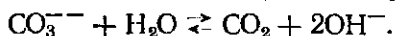
Теплопроводность накипи, состоящей из CaCO_3 , меньше, чем теплопроводность накипи, состоящей из $\text{Mg}(\text{OH})_2$. Наибольшую теплопроводность имеет накипь, состоящая из $\text{CaSO}_4 \cdot m\text{H}_2\text{O}$.

Интенсивность образования и химический состав накипи определяются скоростью образования гидроксильных и карбонатных ионов. Эти две реакции происходят в испарителе одновременно. При температуре ниже 80°С скорость образования карбонатных ионов из бикарбонатных солей больше, чем скорость образования гидроксильных ионов. Вследствие этого концентрация карбонатных ионов повышается настолько, что образуется накипь из карбоната кальция.

При температуре выше 80°С скорость образования гидроксильных ионов высокая, что снижает концентрацию карбонатных ионов в рассоле. Концентрация гидроксильных ионов ограничивается произведением растворимости водной окиси магния и может возрастать лишь до начала образования твердой водной окиси магния.

¹ Эти данные автора показывают характер образования накипи в условиях стенда, где солевой состав воды несколько отличается от солевого состава воды мирового океана, и потому они носят приближенный характер. (Прим. редактора).

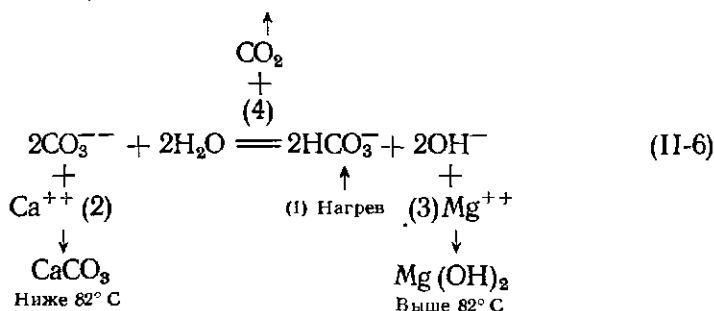
Важная проблема накипеобразования в испарителях морской воды — исследование причин, вызывающих при известных условиях переход от накипи CaCO_3 к накипи из $\text{Mg}(\text{OH})_2$ и накипи из $\text{CaSO}_4 \cdot m\text{H}_2\text{O}$, где $m=0,5$ или 2. Для объяснения этой проблемы [67] выдвигается предположение о том, что ход химических реакций в испарителе протекает в такой последовательности, развивающейся из исходной реакции [уравнение (II-3)]:



Эту реакцию можно рассматривать как гидролиз карбонатных ионов



Исходя из уравнения (II-5), можно объединить все химические реакции, относящиеся к образованию накипи из CaCO_3 и $\text{Mg}(\text{OH})_2$, в одно уравнение



В это сложное уравнение объединены четыре самостоятельные реакции, тесно связанные одна с другой. Реакция (1) представляет собой термический распад ионов бикарбоната и ею определяется образование накипи. До осаждения кристалла накипи CaCO_3 или $\text{Mg}(\text{OH})_2$ должен произойти термический распад двух ионов бикарбоната. В условиях работы испарителя морской воды — это необратимая реакция, так как освобождающийся CO_2 уходит вместе с паром. Скорость термического распада возрастает с повышением температуры. Протекание реакции (2) зависит от произведения растворимости CaCO_3 и для его осаждения в накипь эта величина должна быть превышена, т. е. $[\text{Ca}^{++}] \times [\text{CO}_3^{--}]$ должно быть больше произведения растворимости. Точно так же протекание реакции (3) зависит от произведения растворимости $\text{Mg}(\text{OH})_2$, а произведение $[\text{Mg}^{++}] \times [\text{OH}^-]^2$ должно быть больше произведения растворимости $\text{Mg}(\text{OH})_2$ в концентрированном рассоле до начала осаждения.

Реакция (4) показывает, что термический распад ионов в условиях работы испарительной установки необратим. С превышением произведения растворимости CaCO_3 ионы карбоната

начинают непрерывно выделяться из раствора, в результате чего ограничивается их концентрация.

Таким образом, силы, действующие при гидролизе карбонатных ионов в ионы гидроксила, очень малы. Применяя закон действия масс к реакциям гидролиза карбонатных ионов, получим

$$\frac{[\text{HCO}_3^-] \times [\text{OH}^-]}{[\text{CO}_3^{2-}]} = K_h, \quad (\text{II-7})$$

где K_h — постоянная гидролиза ($K_h = K_w/K_2$; здесь K_w — постоянная диссоциации воды; K_2 — постоянная вторичной диссоциации угольной кислоты).

С повышением температуры изменение значений K_w и K_2 определяет значительное увеличение постоянной K_h . В этом случае концентрация карбонатных ионов уменьшается, а требование произведения растворимости карбоната кальция больше не удовлетворяется; следовательно, образование CaCO_3 прекращается. В то же время количество ионов бикарбоната и гидроксила увеличивается, и как только произведение растворимости $\text{Mg}(\text{OH})_2$ достигает соответствующего значения, начинает образовываться накипь из $\text{Mg}(\text{OH})_2$.

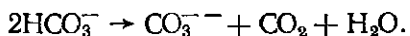
Образование сульфатной накипи CaSO_4 вначале при малых, а затем только при весьма высоких концентрациях раствора предположительно может быть объяснено тем, что растворимость сульфата кальция (а возможно и водной окиси магния и даже карбоната кальция) значительно повышается в концентрированных растворах хлористого натрия.

Можно предположить, что с увеличением концентрации раствора в испарителе морской воды (и прежде всего при повышении концентрации NaCl) возникают комплексные образования солей и уменьшается концентрация свободных ионов накипеобразователей за счет создания растворимых сульфатных, а возможно и гидроксильных и даже карбонатных комплексов. При наличии таких комплексов концентрация свободных ионов накипеобразователей поддерживается на таком уровне, что постоянная их растворимости не превышает, и они остаются в растворе.

Вероятно, ионы Na образуют с ионами SO_4 комплекс (существование которого возможно только в растворе), достаточно прочный, чтобы увеличить растворимость CaSO_4 в присутствии NaCl по сравнению с его растворимостью в чистой воде. Повышенная растворимость солей жесткости в присутствии NaCl предположительно может быть объяснена еще и тем, что если, допустим, ион Na^+ гидратируется четырьмя молекулами воды, располагающимися в углах тетраэдра, то, очевидно, все четыре молекулы воды, образующие гидратную оболочку Na^+ , ориен-

тированы его полем таким образом, что их «пустые места» обращены к иону Na^+ . Такое расположение молекул воды должно, конечно, нарушать в прилегающих слоях ту взаимную ориентацию, которая характерна для структуры воды. Это должно сказаться и на повышении растворимости в воде иных солей, в частности солей жесткости, уменьшая их осаждение в накипь. Таким «дезорганизующим» действием должен, по-видимому, обладать всякий постоянно гидратированный ион независимо от того, какое количество молекул воды он вокруг себя удерживает. Переход ионов накипсобразователей из раствора в накипь объясняется тем, что число связанных молекул воды, входящих в гидратную оболочку сольватов, с увеличением концентрации рассола все более увеличивается. В граничном слое пределы насыщения возникают и вновь исчезают при образовании на поверхности нагрева паровых пузырьков. Периодически возникающий локальный дефицит свободных молекул воды приводит к разрушению близрасположенных сольватов. Гидратная оболочка разрушаемых сольватов идет на пополнение поверхностной пленки дистиллята (расходящейся в процессе интенсивного испарения при контактном росте парового пузырька), а освобождающиеся от гидратной оболочки ионы солей соединяются в кристаллы, частично вновь растворяющиеся, а частично образующие накипь и шлам.

Механизм процесса кристаллизации, например CaCO_3 , можно представить по такой схеме: так как на поверхности теплообмена температура наибольшая, поэтому именно вблизи этой поверхности начинается реакция разложения HCO_3^-



При разрушении части сольватов в граничном слое ионы Ca^{++} и CO_3^{--} освобождаются от своих гидратных оболочек и соединяются в кристаллики CaCO_3 .

В зависимости от места кристаллизации образуется или накипь на поверхности нагрева, или шлам.

Таким образом, интенсивность накипобразования определяется скоростью передвижения $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ к поверхности нагрева и интенсивностью образования кристаллов. Скорость кристаллизации характеризуется скоростью возникновения центров кристаллизации (т. е. зрелых зародышей) и линейной скоростью кристаллизации.

Существует некоторый критический размер зародыша при данной степени пересыщения раствора. Условием устойчивости образовавшегося кристаллического зародыша служит максимум свободной энергии

$$\delta F = -(\mu_1 - \mu_2) \frac{V}{V_2} + \sigma S, \quad (\text{II-8})$$

где μ_1 и μ_2 — химические потенциалы исходной и конечной фаз, рассчитанные на 1 моль;
 V_2 — молярный объем вновь образующейся фазы;
 σ — удельная поверхностная энергия грани раздела;
 V и S — объем и поверхность вновь образующейся фазы.
 Максимум свободной энергии связан с поверхностью критического зародыша S следующим соотношением:

$$(\delta F)_{\max} = \frac{1}{3} \sigma S_k,$$

где S_k — критическая поверхность зародыша.
 Критический размер сферического зародыша

$$r_k = \frac{2\sigma V_2}{\mu_1 - \mu_2},$$

тогда

$$(\delta F)_{\max} = \frac{16\pi}{3} \cdot \frac{\sigma^3 V_2^2}{(\mu_1 - \mu_2)^2}. \quad (\text{II-9})$$

Возникновение зародышей новой фазы следует рассматривать как процесс постоянного дорастания зародышей до критических размеров. Кристаллики (накипеобразователи) должны непрерывно поступать к зародышу. Следовательно, этот процесс характеризуется некоторой вероятностью.

Самопроизвольное возникновение центров кристаллизации в толще пересыщенного рассола граничного слоя возможно благодаря присутствию в жидкости гетерофазных флуктуаций — небольших участков, имеющих такое же расположение молекул, как и в кристалле. При возникновении кристаллика в перенасыщенном рассоле граничного слоя затрачивается энергия на образование поверхности раздела. Если кристаллик меньше некоторого критического размера, эта поверхностная энергия превысит выигрыш в энергии, связанный с переходом в более устойчивое состояние, и энергетически более выгодным будет разрушение кристаллика.

Если размер кристаллика больше критического, то он будет расти. Чем больше перенасыщение, тем меньше работа образования критического зародыша, тем меньше может быть размер критического зародыша и больше вероятность его возникновения. При образовании кристаллика обедненная гидратная оболочка ионов накипеобразователей «выталкивается» на поверхность зародыша. Если работа образования центра кристаллизации на частице нерастворимой примеси меньше, чем работа его самопроизвольного образования, то кристаллизация будет происходить на примесях при меньшем пересыщении рассола, чем в случае самопроизвольной кристаллизации. Существование частиц примесей размером $r < r_k$ снижает работу образования

зародыша. При $r > r_k$ частицы такой примеси могут служить уже готовыми зародышами.

Механизм кристаллизации солей обратен механизму их растворения. При высокой концентрации ионов в рассоле плотность гидратной оболочки молекул воды снижается, уменьшается их «разрывное» действие и при насыщении рассола ионы солей соединяются в кристалл. Попадание вновь образованного кристалла соли (кирпичика накипи) в «кладку» образующейся накипи или в состав частицы шлама предопределяется его состоянием (а следовательно, силой притяжения) в момент образования до ближайшего из этих двух возможных центров кристаллизации. Таким образом, образуется либо твердая накипь на поверхностях нагрева, либо шлам в граничном слое, выносимый затем в объем всего кипящего рассола.

На поверхностях нагрева сначала отлагаются первичные зародышевые кристаллы размером $0,2 \div 0,3$ мм, которые затем укрупняются и разрастаются, изменяя свою первоначальную форму. Та или другая структура накипи возникает в зависимости от температуры перегретого граничного слоя, величины тепловой нагрузки поверхности нагрева и концентрации кипящего рассола.

При интенсивном парообразовании и невысокой концентрации кипящего рассола раствор в граничном слое будет быстро беднеть ионами накипеобразователей за счет осаждения их на поверхностях нагрева. В этом случае образование новых центров кристаллизации будет происходить быстрее, чем рост ранее образованных кристаллов. Это и приводит к образованию мелкозернистой накипи.

При повышении концентрации из раствора выделяются новые центры кристаллизации и одновременно с этим часть первоначальных зародышевых кристаллов продолжает расти. В этом случае образуется среднзернистая кристаллическая накипь, включающая иногда пустоты (пузырьки пара) и имеющая повышенное термическое сопротивление.

Плотность и теплопроводность образующейся накипи изменяются. Чем больше кристаллов с нормальной формой и чем более упорядоченную структуру они организуют, тем плотнее и теплопроводнее становится накипь, тем легче она удаляется с поверхности нагрева методом тепловой деформации.

При высоких концентрациях рассола (более 15—20%) коэффициент теплоотдачи α_2 , а следовательно, тепловая нагрузка q и производительность испарителя значительно уменьшаются. Одновременно резко возрастает концентрация рассола в граничном слое, и на теплообменной поверхности начинают интенсивно отлагаться кристаллы хлористого натрия.

По достижении в граничном слое концентрации насыщения почти все первичные зародыши кристаллов NaCl продолжают

расти, образуя крупнозернистую кристаллическую накипь. В накипь отлагаются и иные соли, но их роль в процессе накипобразования пренебрежимо мала. Преобладает вторая стадия процесса кристаллизации — бурный рост ранее образованных кристаллов. Поверхности змеевиков испарителя буквально зарастают при этом кристаллами NaCl, образуя сплошной солевой монолит [23].

Таким образом, на структуру образующейся накипи, а следовательно, на ее плотность и теплопроводность решающее влияние оказывают температура кипения, температурный напор и рабочая концентрация кипящего рассола.

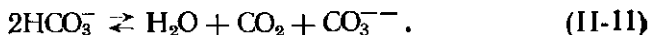
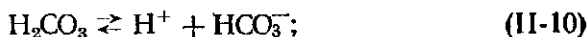
§ 7. КОЛИЧЕСТВО НАКИПИ В РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ИСПАРЕНИЯ МОРСКОЙ ВОДЫ

Потенциальное 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; иногда в очень малых количествах встречается двуокись кремния.

Карбонатная накипь. Преобладающее содержание CaCO_3 характерно для вакуумных испарителей, где температура испарения не превышает $75\text{--}78^\circ\text{C}$. При более высоких температурах эта накипь практически не обнаруживается. Из известных кристаллических модификаций карбоната кальция в испарителях образуется лишь кальцит, решетка которого наиболее проста. Карбонатная накипь характеризуется относительно малой плотностью, рыхлой структурой и низкой прочностью. Она легко растворяется почти всеми кислотами, кроме щавелевой. Все эти качества являются следствием одного свойства карбоната кальция — способности образовывать кристаллы в толще воды. CaCO_3 — продукт диссоциации бикарбонатных ионов при нагревании и упаривании и последующего оседания с ионами кальция по реакциям, приведенным в § 5. Чтобы правильно представлять возможность протекания этих реакций, напомним основные сведения о поведении соединений угольной кислоты в воде.

В природных водах лишь около одного процента углекислоты находится в виде недиссоциированных молекул. Большая ее часть диссоциирована. Будучи двухосновной, 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 преобладающее, и связанная в виде карбонатных ионов CO_3^{--} .

С соотношением между этими видами углекислоты связана и концентрация водородных ионов (pH). С изменением соотношения, какими бы причинами оно ни вызывалось, изменяется pH . Для температуры 25°C это соотношение можно видеть на рис. 32. При $pH=4,3$ вся угольная кислота представлена только одним соединением — CO_2 . По мере повышения pH доля CO_2 уменьшается с одновременным увеличением доли HCO_3^- , которая достигает максимума (98%) при $pH=8,3 \div 8,4$, когда на долю $\text{CO}_2 + \text{CO}_3^{--}$ приходится 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. В соответствии с законом действия масс

$$\frac{[\text{H}^+] \cdot [\text{HCO}_3^-]}{[\text{H}_2\text{CO}_3]} = K_1,$$

откуда

$$\text{H}^+ = \frac{[\text{H}_2\text{CO}_3] \cdot K_1}{[\text{HCO}_3^-]}.$$

Таким образом, концентрация водородных ионов обратно пропорциональна $[\text{HCO}_3^-]$, а pH — прямо пропорциональна концентрации бикарбонатных ионов. По О. А. Алёкину [1] в океанах ионы HCO_3^- образуются преимущественно не за счет диссоциации H_2CO_3 , содержащейся которой пренебрежимо мало, а в результате диссоциации бикарбонатов $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ и $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$, вымываемых из состава земной коры глубинными океанскими водами и речными стоками.

Бикарбонаты, увеличивая концентрацию HCO_3^- , ведут к уменьшению содержания H^+ и соответствующему увеличению

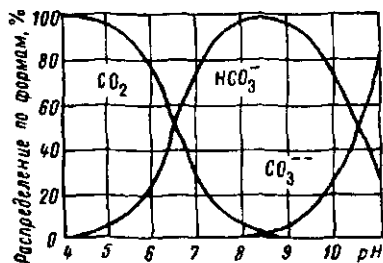
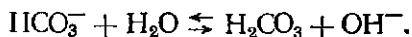


Рис. *32. Распределение углекислоты в воде по формам при $t_{\text{в}}=25^\circ\text{C}$.

pH в сторону слабощелочной реакции, т. е. к появлению ионов OH^- в результате гидролиза



В различных районах мирового оксана значения pH воды изменяются от 7,9 до 8,3. Верхние значения pH относятся к тропическим районам, где концентрация CO_2 снижена ввиду активного поглощения свободной углекислоты морскими растительными организмами.

Суммарное содержание карбонатных и бикарбонатных ионов в поверхностных водах мирового оксана более или менее одинаково (в Атлантическом — 145, в Тихом — 147, в Индийском — 145 mg/l). Соотношения между этими ионами вследствие различных атмосферных и гидробиологических условий в разных районах существенно различаются. Определяющим фактором здесь служит содержание двуокиси углерода — как в атмосфере, так и в значительно большей мере в воде. Последнее во многом зависит от деятельности растительных организмов (фитопланктона).

Наиболее активный процесс, ведущий к уменьшению содержания CO_2 и HCO_3^- в воде и, следовательно, к повышению содержания CO_3^{--} , — фотосинтез, происходящий по схеме $6CO_2 + 6H_2O = C_6H_{12}O_6 + 6O_2$. Его интенсивность периодически меняется в течение года и суток в зависимости от освещения, в соответствии с чем меняется и значение pH . Наиболее интенсивно фотосинтез протекает в тропических водах, где и наблюдается 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 ее содержание в воде (по закону Генри) прямо пропорционально парциальному давлению p_{CO_2} в атмосфере. По данным Буха при температуре $20^\circ C$ и нормальном содержании углекислоты в воздухе (0,033%) ее растворимость в воде средних широт составляет 680 ml/l . В северном полярном бассейне $p_{CO_2} = 0,308 \cdot 10^{-3}$ ат, над Тихим океаном $0,354 \cdot 10^{-3}$ ат, над Индийским $0,326 \cdot 10^{-3}$ ат. В соответствии с этим при прочих равных условиях различается и содержание CO_2 в воде.

В среднем для оксанской воды можно приближенно считать, что 96% ионов угольной кислоты составляют бикарбонатные ионы, в соответствии с чем принимается содержание $HCO_3^- \approx 140$ mg/l и $CO_3^{--} \approx 6$ mg/l .

В литературе встречаются и иные значения содержания бикарбонатных ионов, часто около 100 mg/l . С учетом указанной

зависимости их содержания от скорости выделения или поглощения углекислоты эти различия в данных анализа воды представляются вполне объяснимыми. В океанологических материалах [1] отмечается также, что в открытом океане величина общей щелочности воды колеблется в пределах $2 \div 2,5$ мг-экв/л, которая на 94—95% определяется содержанием бикарбонатов и карбонатов и лишь на 5% — содержанием анионов борной кислоты. Так, в центральной части Атлантики и в арктических водах щелочность колеблется в пределах $2,37 \div 2,55$ мг-экв/л. В средней части Атлантического океана она составляет $2,07 \div 2,42$ мг-экв/л.

Нужно, 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 меньшее общее солесодержание. Для примера можно привести Черное море, где при общем солесодержании около 1800 мг/л содержание бикарбонатных 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 же диссоциации бикарбонатных ионов определяется главным образом температурой воды и условиями выделения свободной углекислоты из воды. Поэтому и интенсивность образования карбонатной накипи в испарителях также связана главным образом с температурой и условиями выделения свободной углекислоты. Так, в кипящих испарителях углекислота практически полностью выделяется из воды со вторичным паром, и вследствие этого диссоциация бикарбонатов ничем не лимитируется. Поэтому и количество накипи в кипящих испарителях оказывается при прочих равных условиях значительно большим, чем в некипящих (адиабатных). Более того, если в воде создать избыток растворенной углекислоты, то при нагревании ее в закрытых подогревателях удастся избежать отложений карбонатной накипи даже при температурах выше $70-80^{\circ}\text{C}$ *.

В стационарных опреснительных установках с многоступенчатыми адиабатными испарителями используется иной способ снижения накипобразования, основанный на предварительном

* Одно из практических приложений этого свойства — использование дымовых газов для насыщения воды углекислотой в системах оборотного охлаждения на электростанциях. Применительно к испарителям морской воды предложено видоизменение этого метода. Суть его в том, что в питательную воду перед конденсатором последней ступени адиабатного испарителя компрессором нагнетают углекислоту, а по выходе воды из подогревателя ее улавливают и снова подают в компрессор. Таким образом, во всех конденсаторах и подогревателях проходит вода, насыщенная углекислотой и не образующая накипи.

осаждении карбоната кальция в отстойниках деаэратора, где он образуется по вышеприведенным реакциям вследствие энергичного удаления CO_2 при деаэрации. Одновременно благодаря удалению CO_2 из воды уменьшается ее агрессивность по отношению к металлам и становится возможным применять в качестве конструкционного материала углеродистую сталь. Однако на судах такой метод не нашел применения ввиду больших габаритов отстойника.

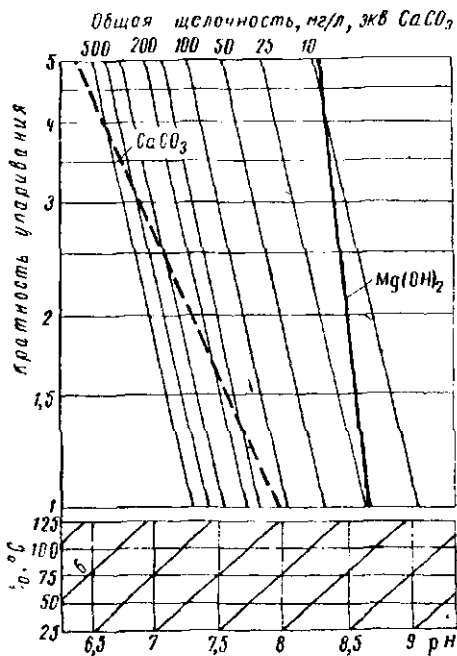


Рис. 33. Диаграмма растворимости карбоната кальция и гидроокиси магния в морской воде и ее концентратах.

ности упаривания в предположении, что в процессе упаривания содержание CaCO_3 не изменяется.

Влияние температуры испарения на растворимость учитывается наклоном линий pH на вспомогательной сетке вдоль оси абсцисс. Наклон выбран на основании экспериментально установленной разницы между pH насыщения при температурах 100 и 25°С, которая оказалась равной 0,4.

Для воды с заданным исходным значением pH диаграмма позволяет определить степень упаривания, допустимую без риска образования накипи при той или иной температуре испарения. Так, если в распоряжении имеется морская вода с исходным значением $\text{pH}=7$, то при температуре на поверхности на-

грева (и воды в непосредственной близости) 65°C накипь выпадать не будет, если кратность упаривания не превышает 1,5. К сожалению, ни в одной точке океана столь низкие значения pH не наблюдаются, так что для обеспечения безнакипной работы испарителя при этих условиях пришлось бы прибегнуть к искусственному снижению pH , например путем добавки кислоты, как это практикуется в бергговых опреснителях. При значениях pH , которые встречаются наиболее часто ($7,9 \div 8,2$), морская вода оказывается насыщенной уже при температуре $25-30^{\circ}\text{C}$.

Диаграмма позволяет определить и количество избыточного CaCO_3 , если при данной температуре и кратности упаривания предел насыщения превзойден. Так, для воды с исходным значением $pH=7,8$ при температуре 70°C и кратности упаривания 2 по диаграмме находим, что растворимость CaCO_3 или равновесное его содержание составляет всего 80 мг/л . Внесенное же в испаритель с водой потенциальное количество CaCO_3 , как видно в точке пересечения линии насыщения и линии двукратного упаривания, составляет 240 мг/л . Следовательно, 210 мг карбоната кальция на каждый литр рассола или $87,5\%$ внесенного количества CaCO_3 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 составляет 36 мг/л , внесенное в испаритель — 180 мг/л рассола. Тогда избыток составит 144 мг/л . В пересчете на 1 л дистиллята получим потенциальное (максимально возможное) количество накипи в первом случае 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 3—4 (см. § 21). Приведенные цифры являются чисто теоретическими и возможны лишь при такой продолжительности пребывания рассола в испарителе, которая была бы достаточной для полного распада бикарбонатов и осаждения избыточных накипобразователей.

В действительности рассол находится в испарителе не более $15-30 \text{ мин}$, что совершенно недостаточно для полной кристаллизации. Поэтому не все избыточные накипобразователи выпадают из раствора и рассол, удаляемый из испарителя, остается пересыщенным (в нем находится до $1/3$ избыточных солей жесткости в виде ионов, не успевших образовать кристаллы). Значительная часть кристаллов, возникших в толще воды (до $1/3$ от избытка CaCO_3), также не успевает осесть на поверхности нагрева и удаляется с рассолом во взвешенном состоянии. Диссоциация бикарбонатных ионов, занимающая определенное время, также оказывается неполной. По данным Пивера [71]

в испарителях успеваеt диссоциировать не более 63% ионов HCO_3 . Остальные не диссоциируют при всех условиях. Лишь 30—40% избытка CaCO_3 оседает в виде накипи на всех поверхностях, преимущественно теплопередающих.

По данным Хильера потенциальные накипсобразователи (карбонатная щелочность) питательной воды в опытном испарителе с температурой 71°С распределяются, как показано в табл. 5.

Таблица 5

Распределение щелочности морской воды в испарителе

Форма существования карбонатов	Щелочность, эквивалентная CaCO_3 , мг на 1 л питательной воды				
	кратность упаривания				
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,3
CaCO_3 в суспензии	—	—	—	6	11
CaCO_3 в растворе	52	46	42	36	32
$\text{Mg}(\text{OH})_2$ в суспензии	24	24	22	21	20
CaCO_3 (накипь на змеевиках и корпусе)	39	45	51	52	52
Сумма, эквивалентная CaCO_3	115	115	115	115	115

О существовании недиссоциированных бикарбонатных ионов Хильер не упоминает, но отмечает присутствие 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 упаривания, то отмеченная закономерность наглядно подтверждается натурными опытами Хильера [67], результаты которых приведены на рис. 34. Верхняя кривая на этом рисунке как раз соответствует рассмотренным выше условиям. Вес накипи на змеевиках составляет ориентировочно 40% от потенциального веса накипи и также уменьшается по мере увеличения кратности упаривания. То обстоятельство, что в судовых испарителях при этих условиях кратность упаривания большинством фирм рекомендуется 1,5, а не 2, несмотря на большой вес образующейся накипи, объясняется многими соображениями, подробно рассмотренными в § 16.

Здесь отметим, что для стабильности теплопередачи в испарителе и сохранения его производительности имеет значение не вес накипи, а приращение теплового сопротивления $\delta_{\text{н}}/\lambda_{\text{н}}$, которое должно быть возможно малым ($\delta_{\text{н}}$ — толщина слоя накипи на теплопередающих поверхностях; $\lambda_{\text{н}}$ — коэффициент теплопроводности). Пренебрегая изменением удельного веса на-

кипи, полученной при различных концентрациях, можем считать δ пропорциональной весу и оценивать по данным Хильсера.

Теплопроводность накипи, как показано в § 5, весьма заметно изменяется с изменением соледержания рассола, в котором она образовалась, в частности, при $B=7\%$ (кратность упаривания 2) теплопроводность оказывается наименьшей. Принимая, что при этом за время τ толщина слоя накипи достигает $\delta_{\text{н}}=1$ мм и $\lambda_{\text{н}}=0,5$ ккал/(м·ч·град), получим для двукратного упаривания приращение теплового сопротивления $\delta_{\text{н}}/\lambda_{\text{н}}$ за период работы τ $0,002$ (м²·ч·град)/ккал. За то же время при полуторакратном упаривании $\delta_{\text{н}}'=1,25$ мм, а $\lambda_{\text{н}}'=0,7$ ккал/(м·ч·град), так что тепловое сопротивление увеличивается на $\delta_{\text{н}}'/\lambda_{\text{н}}'=0,00125/0,7=0,0018$ м²·ч·град/ккал. Таким образом, в последнем случае приращение теплового сопротивления оказывается на 10% меньше, несмотря на более интенсивное образование накипи. Это обстоятельство и следует считать решающим при назначении кратности упаривания и коэффициента подачи питательной воды.

Гидроокись магния $\text{Mg}(\text{OH})_2$ — основной компонент накипи в испарителях, работающих при давлении, близком к атмосферному, если кратность упаривания не превышает 2 — 2,5. Магнезиальная накиль отличается от карбонатной большей плотностью и теплопроводностью. Для магнезиальной накипи при $B=7\%$ λ на 10—15% больше, чем для карбонатной (см. рис. 29). Кристаллическая гидроокись магния известна под названием бруцит. Существует и гидратная аморфная гидроокись, отлагающаяся при высокой форсировке. Со временем она также превращается в бруцит. Гидроокись магния значительно хуже растворяется кислотами, чем карбонатная накиль. Меньше и ее растворимость в воде. На диаграмме Ланжелье (рис. 33) предел насыщения для $\text{Mg}(\text{OH})_2$ показан жирной наклонной линией.

Образование гидроокиси магния в испарителях обусловлено гидролизом карбонатных ионов, который интенсивно протекает при температурах более 75°С, и весьма малой растворимостью гидроокиси магния (вчетверо меньшей, чем для карбоната кальция). Произведение растворимости $\text{Mg}(\text{OH})_2$ составляет лишь $6 \cdot 10^{-10}$ при 18°С, что на порядок ниже, чем для

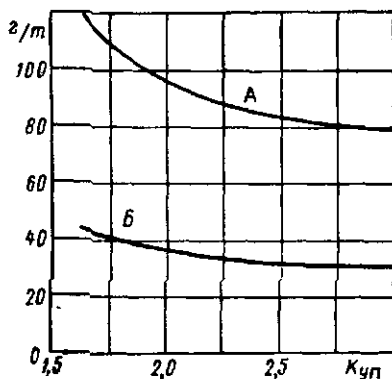
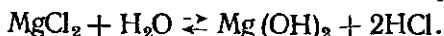


Рис. 34. Вес накипи в испарителе на 1 т дистиллята в зависимости от кратности упаривания.

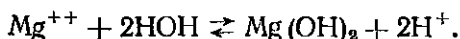
A — при $t_2=71^\circ\text{C}$ $\Delta t=32,8$ град (накипь CaCO_3); B — при $t_2=93,5^\circ\text{C}$ $\Delta t=22,2$ град (накипь $\text{Mg}(\text{HO})_2$).

CaCO₃. Поскольку и здесь исходным является карбонатный ион, то интенсивность отложения магниальной накипи в зависимости от биохимических и атмосферных процессов и от условий выделения CO₂ из воды оказывается такой же, как и для карбонатной накипи кальция. Хильер на основании своих натуральных испытаний и опреснителей отмечает, что гидроокись магния образуется в небольших количествах и при температурах меньше 75°С. Однако она при этом остается в суспензии. И лишь с началом интенсивного распада CO₃⁻ переходит в накипь при соответственном уменьшении доли CaCO₃.

Другой механизм образования гидроокиси дается Ридом. Он считает, что гидроокись магния образуется при температурах в пограничном слое более 110°С в результате гидролиза MgCl₂, содержание которого в воде весьма велико, по реакции



В ионной форме

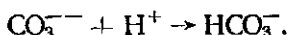


Образующиеся при этом ионы водорода отчасти уменьшают щелочность раствора, способствуя тем самым увеличению растворимости CaCO₃. Иначе это можно представить как результат взаимодействия HCl с ранее образовавшейся карбонатной накипью



где CaCl₂ — хорошо растворимая соль, как все хлориды.

В ионной форме



Этим и объясняется резкое уменьшение доли CaCO₃ в составе накипи при повышенных температурах испарения. При низких температурах гидролиз протекает крайне медленно. Таким образом, очевидно, что чем выше температура в пограничном слое, тем раньше начинается отложение Mg(OH)₂ на трубках. Поэтому в испарителях с большей тепловой напряженностью, где температура трубок выше, гидроокись магния образуется при меньшей температуре испарения, чем в слабонапряженных испарителях.

Сравнительно малое значение рН рассола (8,4–8,6), соответствующее содержанию гидроксила в нем не более 0,017 ÷ 0,1 мг/л, указывает на то, что гидроокись магния практически нерастворима в воде, а сколько-нибудь значительного пересыщения гидроокисью раствор не выдерживает.

Важно, однако, отметить, что потенциальное количество магниальной накипи меньше, чем карбонатной, несмотря на мень-

шую растворимость гидроокиси магния. Объясняется это тем, что при гидролизе карбонатного иона теряется молекула углекислоты. В результате один карбонатный ион вместо молекулы 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 магниальной накипи, образующейся в этом случае вместо карбонатной, должен составлять при прочих равных условиях лишь 58% от веса карбонатной. Разумеется, однако, что одинаковых условий образования этих двух видов накипи быть не может. Тем не менее, если сравнить потенциальные веса карбонатной накипи при температуре испарения, например, 70°C и магниальной накипи при температуре 80°C , то последний все же окажется меньше. Для кратности упаривания 2 по диаграмме Ланжелье растворимость $\text{Mg}(\text{OH})_2$ составляет 17 мг/л. Однако

следует учитывать, что на диаграмме указаны эквивалентные веса для CaCO_3 . Поэтому, пользуясь диаграммой Ланжелье для определения содержания гидроокиси 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 $\text{Mg}(\text{OH})_2$ составит $119,8 \cdot 2 \cdot 0,58 = 139$ мг/л. Отсюда потенциальное количество магниальной накипи $139 - 10 = 129$ мг/л. Потенциальное количество карбонатной накипи при 70°C составляет 210 мг/л. Этот пример в какой-то степени объясняет существование минимума при $82-85^\circ\text{C}$ на линии количества накипи в зависимости от температуры в серии лабораторных опытов Хильера.

Натурные испытания, результаты которых можно видеть на рис. 35, также обнаруживают локальный минимум при этих

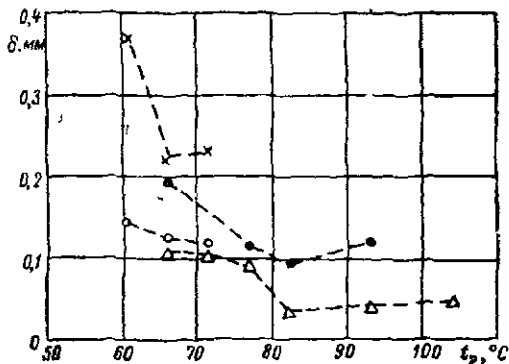


Рис. 35. Толщина слоя накипи за 100 ч работы испарителя в зависимости от коэффициента упаривания и температуры вторичного пара.

- × — × — $K_{\text{уп}} = 1,5, \Delta t = 44,5$ град;
- — · — $K_{\text{уп}} = 2, \Delta t = 44,5$ град;
- — ○ — $K_{\text{уп}} = 1,5, \Delta t = 12,2$ град;
- △ — △ — $K_{\text{уп}} = 2, \Delta t = 12,2$ град

¹ Здесь и далее термин «молекула» применительно к кристаллическим накипеобразователям используется не в строгом смысле этого слова, а лишь для удобства изложения и использования стехиометрических соотношений.

температурах и убедительно свидетельствуют об уменьшении количества накипи по мере перехода от CaCO_3 к $\text{Mg}(\text{OH})_2$ с повышением температуры до $82\text{--}85^\circ\text{C}$.

Если бы на том же рисунке был представлен вес, а не толщина накипи, то очевидно, что наклон кривых, особенно при пониженных температурах, был бы значительно меньшим.

Сульфатная накипь составляет основную помеху в работе испарителей при температуре выше $100\text{--}120^\circ\text{C}$. Ее осаждение — прямое следствие понижения растворимости сульфата кальция с увеличением температуры. Сульфат кальция зачастую отлагается в испарителях с давлением вторичного пара, близким к атмосферному, и свидетельствует о том, что эти испарители эксплуатировались с кратностью упаривания более $3 \div 3,5$. Чем выше температура испарения или напряженность поверхности нагрева, тем меньше кратность упаривания, при которой начинается отложение сульфатной накипи. Сульфатная накипь наиболее труднорастворима, а ее предотвращение наиболее сложно. Если отложения карбонатной и магниевой накипи удается предотвратить более или менее доступными средствами, то для сульфатной накипи существующие в настоящее время методы требуют усложнения установок и удорожания их эксплуатации.

Известны три модификации сульфата: ангидрит CaSO_4 , полугидрат $\text{CaSO}_4 \cdot \frac{1}{2}\text{H}_2\text{O}$ и дигидрат (или гипс) $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$. Две последние модификации при нагревании постепенно теряют кристаллическую воду и превращаются в ангидрит. Известны еще три кристаллические формы, но в контакте с растворами они существовать не могут. Наименее растворимая из этих модификаций — ангидрит, но скорость ее кристаллизации столь мала, что в испарителях она встречается редко. Значительно лучше растворяется гипс, причем растворимость его практически не зависит от температуры. В испарителях, где температура стенки не превышает 85°C , гипс встречается лишь при кратностях упаривания более 4,25. В испарителях сульфатная накипь наиболее часто представлена полугидратом, который появляется при температурах более 85°C .

Кратность упаривания, при которой наступает предел растворимости каждого из этих сульфатов, показана в зависимости от температуры по данным Стэндифорда и Сайнска [78] на рис. 36. Поддержание концентраций ниже предела растворимости для $\text{CaSO}_4 \cdot \frac{1}{2}\text{H}_2\text{O}$, указанного на этом графике, является пока единственной гарантией отсутствия сульфатной накипи на греющих поверхностях.

Пользуясь диаграммами растворимости CaCO_3 , $\text{Mg}(\text{OH})_2$ и $\text{CaSO}_4 \cdot \frac{1}{2}\text{H}_2\text{O}$, можно определить потенциальное количество накипи при различных температурах испарения в широком диапазоне кратности упаривания, как это представлено по резуль-

татам наших расчетов на рис. 37. По этому графику можно судить о кратности упаривания для испарителей с различной температурой, когда достигается минимум потенциального количества накипи. Так, для температуры 100°С оптимальной можно признать кратность 2,5. При меньшей кратности вес накипи увеличивается вследствие большого поступления карбонатов, а при большей — вследствие осаждения сульфата кальция. Чем ниже температура испарения, тем выше оптимальная кратность упаривания. Однако оценивая эту величину, нужно учитывать ранее сказанное о теплопроводности накипи, а также последствия

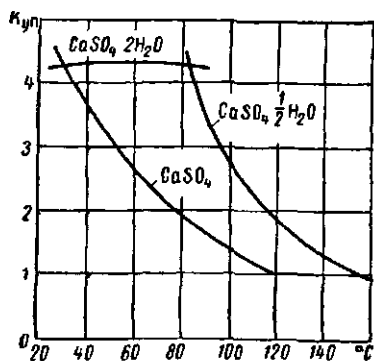


Рис. 36. Диаграмма растворимости сульфата кальция в морской воде и ее концентратах.

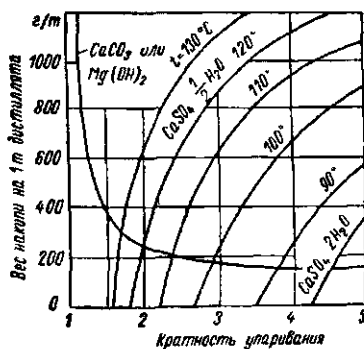


Рис. 37. Потенциальное количество накипи в зависимости от температуры испарения и кратности упаривания

вероятного повышения кратности упаривания при случайных нарушениях питания испарителя и циркуляции в нем. Как видно из рис. 37, риск усиления накипобразования значительно меньше при уменьшении упаривания, чем при его увеличении. Поэтому кратность упаривания более 2 не допускается.

Реальное количество накипи в зависимости от основных конструктивных и эксплуатационных факторов

Из вышеизложенного ясно, сколь велико многообразие факторов, определяющих интенсивность накипобразования, т. е. количество накипи, образующейся на поверхности нагрева за определенный промежуток времени работы испарителя. В числе этих факторов особого внимания заслуживают те, которые можно назначить по выбору в процессе проектирования или в ходе эксплуатации испарителя.

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 существование застойных зон в водяном объеме испарителя;
- степень погружения батареи в испаряемую воду.

Многие из этих факторов взаимно обусловлены, и проследить роль каждого из них порознь затруднительно.

В число перечисленных факторов намеренно не включены те, которые используются в качестве основы для борьбы с накипью: противонакипные присадки, затравочные кристаллы, упругие нагревательные элементы и другие.

Рассмотрим в первую очередь кипящие испарители, где проблема накипеобразования наиболее сложна.

Основными факторами бесспорно признаются температура испаряемой воды, а также температура теплопередающей поверхности. До работ Хильера и ряда других исследователей температуру испаряемой воды считали единственным заслуживающим внимания

Рис. 38. Общий характер накипеобразования в кипящих испарителях в зависимости от температуры.

----- средние величины.

I — зона образования карбоната кальция; II — переходная зона; III — зона образования гидроксида магния. Вес накипи на 1 т дистиллята (по данным эксплуатации испарителей).

1 — ИВС-3; 2 — «Максим»; 3 — натурные испытания Хильера; 4 — ИКВ-39; 5 — «Эврика»; 6 — «Атлас» АФГУ-7

фактором, а характер ее влияния упрощенно принимали совершенно однозначным: чем ниже температура испарения, тем меньше интенсивность накипеобразования, и наоборот.

С учетом ранее изложенного влияние температуры испарения в широком интервале в общем виде может быть представлено ломаной линией с тремя характерными участками (рис. 38):

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 $Mg(OH)_2$ и $CaSO_4 \cdot \frac{1}{2}H_2O$ — 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 возрастающее количество сульфатов кальция.

Особо следует оговорить, что и в начальной части зоны I в области температур испарения около $35^\circ C$ количество накипи отнюдь 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 $20^\circ C$ (как в большинстве судовых испарителей), то температура пристенного слоя рассола будет примерно на 10 град больше температуры рассола, и поэтому степень его пересыщения оказывается значительной. Кроме того, для сохранения тепловых потоков при низких температурах рассола необходимо ввиду повышенной его 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 в этих испарителях достигает 20 г при удельном паросъеме $100-120 \text{ кг/м}^2$. Лишь в утилизационных опреснителях с удельным паросъемом $40-50 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)}$ вес накипи не превышает 20 г на 1 т дистиллята, но при этом и температура греющей поверхности оказывается не более $45^\circ C$.

Вообще при сравнении количества накипи в различных условиях за определяющий фактор более правильно принимать температуру стенки, а не рассола.

Исходя из диаграммы Ланжелье, не приходится ожидать существенного уменьшения количества накипи по мере снижения температуры. Так, для воды, имеющей $pH=7,8$, потенциальное количество накипи в случае двукратного упаривания при температуре $100^\circ C$ составляет в соответствии с диаграммой 222 мг/л (в пересчете на $CaCO_3$). При понижении температуры до $50^\circ C$ потенциальное количество $CaCO_3$ уменьшается лишь до 190 мг/л , т. е. всего на 15%.

В действительности в вакуумных испарителях вес накипи, образующейся на 1 т дистиллята, в несколько раз меньше, чем в испарителях избыточного давления. Объясняется это многими факторами, рассмотренными подробнее ниже. Здесь же отметим еще одно обстоятельство, прямо связанное с температурой испарения: скорость распада бикарбонатов. Будучи соизмерима со временем задержки рассола в испарителе, она оказывает весьма заметное влияние на действительное количество выпадающей накипи.

Судить о скорости распада бикарбонатов можно по рис. 39, где представлены данные лабораторных измерений, проведен-

ных авторами. Как видно из графика, распад бикарбонатов и соответственно рост концентрации карбонатов при кипячении морской воды происходит сравнительно медленно, так что имеется возможность воздействовать на накипеобразование, уменьшая время задержки рассола в испарителе любыми средствами (уменьшением водосодержания, повышением тепловой напряженности и т. д.). Важно, однако, отметить, что за время задержки рассола ($\sim 10-15$ мин) при температуре около 100°C распадается около $2/3$ бикарбонатов, т. е. большая часть потенциальной накипи может оказаться на теплопередающих поверхностях. Но по мере понижения температуры скорость распада бикарбонатов заметно уменьшается и, таким образом, меньшей оказывается и степень пересыщения рассола. По-видимому, этим и объясняется отмеченное в практике эксплуатации вакуумных испарителей более существенное уменьшение количества накипи по сравнению с атмосферным, чем можно ожидать исходя из диаграммы растворимости.

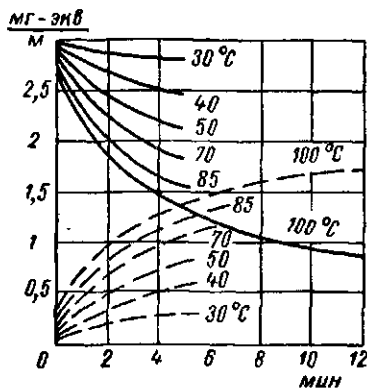


Рис. 39. Изменение щелочности морской воды в зависимости от продолжительности кипячения при различных температурах.

— бикарбонатная щелочность;
 - - - карбонатная.

Для этого к потенциальному количеству накипи, определяемому из диаграммы Ланжелье, следует ввести поправку на степень распада бикарбонатов

$$x = k_c k_t,$$

где $k_c = 0,25 \sqrt{\tau + 0,6}$ — коэффициент, учитывающий время задержки рассола (при $\tau > 15$ мин $k_c = 1$);

$k_t = (t_2 - 20) / 80$ — поправка на температуру рассола.

При этом учитывается, что степень распада бикарбонатов прямо пропорциональна разности между температурой кипения и комнатной температурой, при которой содержание карбонатов близко к нулю.

Напряженность теплового потока q — второй по значению фактор, характер влияния которого аналогичен влиянию температуры, так как тепловым потоком определяются и температуры стенки и прилегающего к ней слоя рассола. То, что с увеличением теплового потока количество накипи на теплопередающих поверхностях возрастает, доказательств не требует.

Гораздо сложнее ответить на вопрос: увеличивается ли при этом количество накипи, отнесенное к количеству передающего тепла или к количеству вторичного пара, приходящегося на единицу площади теплопередающей поверхности (относительное количество накипи). Существующие на этот счет опытные данные противоречивы и не позволяют пока дать количественную оценку для наиболее типичных случаев. Для качественной оценки картина накипобразования под влиянием различных потоков авторам представляется в следующем виде.

В общем случае пузырькового кипения наблюдается два существенно различных процесса отложения накипи на теплопередающих поверхностях:

1. Отложение колец или кружков накипи в основании паровых пузырьков на границе тройного раздела фаз в условиях повышенной местной концентрации и интенсивных местных тепловых потоков (см. § 5). При этом образуется плотная накипь.

2. Кристаллизация из пересыщенного раствора, омывающего всю остальную теплопередающую поверхность, и прилипание выпавших в толще рассола частиц накипи и шлама. При этом образуется более рыхлая накипь с меньшей теплопроводностью, чем в первом случае.

Для оценки роли второго процесса напомним, что растущими паровыми пузырьками занята не вся поверхность нагрева, особенно при умеренных тепловых нагрузках. Поэтому сводить весь механизм накипобразования в испарителях к первому процессу было бы глубоко ошибочно. Более того, даже непосредственно под паровым пузырьком после его отрыва в так называемый период ожидания¹ может происходить процесс кристаллизации. Его интенсивность, однако, пренебрежимо мала ввиду энергичной турбулизации раствора, обусловленной ростом и отрывом пузырьков. Лишь при тепловых потоках, близких к критическим, образование накипи за счет возникновения колец или кружков становится доминирующим процессом.

Количество накипи, образующееся при первом процессе, можно считать прямо пропорциональным количеству генерированных паровых пузырьков, т. е. в конечном счете — прямо пропорциональным количеству переданного тепла. При втором процессе количество накипи от тепловой нагрузки зависит очень слабо: лишь постольку, поскольку при этом растет пересыщение пристенного слоя вследствие повышения температуры стенки. Последняя с увеличением теплового потока изменяется сравнительно мало, о чем можно судить по формуле Г. Н. Кружилина. Поэтому в случае малых тепловых потоков, когда число дей-

¹ Период ожидания, или время между отрывом очередного пузырька и зарождением нового, ориентировочно в три раза превышает период роста пузырька [60].

ствующим центром парообразования невелико и на большей части поверхности идет кристаллизация и оседание взвешенных частиц, относительное количество накипи значительно и при тепловых потоках, близких к нулю, становится равным потенциальному. Наоборот, 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

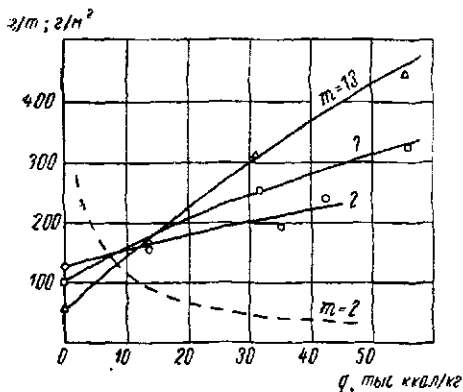


Рис. 40. Вес накипи в зависимости от удельного теплового потока в опытном испарителе за 100 ч (сплошные линии) и на 1 т дистиллята (пунктирная линия). $\rho_2 = 1,03 \text{ кг/см}^2$.

косвенным данным (15—20 г на 1 т дистиллята, т. е. не более 10% от потенциального количества накипи). С этой трактовкой хорошо согласуются результаты лабораторных 100-часовых испытаний модели испарителя, проведенных авторами, где 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. 40. Сплошными линиями показан вес накипи за 100 ч, отнесенный к 1 м^2 поверхности

змеевиков, пунктирной — отнесенный к 1 т дистиллята. При $q=0$ указан вес накипи, отложившейся на необогреваемом змеевике, расположенном между двумя обогреваемыми.

Та же тенденция подтверждается опытом эксплуатации ряда испарителей избыточного давления на судах промыслового флота, характеристики которых приведены в табл. 6. Как видно из таблицы, в слабонапряженных испарителях относительный вес накипи в полтора раза больше, чем в высоконапряженных. Тем не менее при ручной очистке от накипи эксплуатация слабонапряженных испарителей более удобна благодаря большому периоду работы между чистками.

Приведенные данные достаточно наглядно иллюстрируют влияние напряженности поверхности нагрева. Поэтому при сравнении накипобразования в различных условиях этот фактор следует учитывать как один из важнейших. Влиянием роста q в значительной мере объясняется то уменьшение веса накипи, которое отмечено при увеличении температуры испаре-

Характеристики испарителей избыточного давления на судах промышленного флота

Марка испарителя	WY-6	ИВС-3	ИЕР-7
Тип судна	«Пионерск»	ВМРТ	БМРТ
Производительность, <i>т/сутки</i>	45—50	10—11	7—8
Поверхность нагрева, <i>м²</i>	8,7	2,72	4,2
Тепловой поток, <i>ккал/(м²·ч)</i>	165÷10 ³	120÷10 ³	48·10 ³
Удельный паросъем, <i>кг/(м²·ч)</i>	220	155	68
Слой накипи за 100 ч, <i>мм</i>	1÷1,1	1÷1,2	0,45÷0,5
Вес накипи на 1 <i>т</i> дистиллята, <i>г</i>	70—80	120—130	140—150
Период работы между чистками, <i>ч</i>	180—140	250—300	500—600

ния в опытах Хильера. Особенно большое значение это имеет в последнее время в связи с разработкой новых конструкций испарителей с повышенной интенсивностью теплопередачи, в частности тонкопленочных.

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 оказывается повышенной (например, при использовании пара высокого давления). Вместе с тем увеличение тепловой напряженности за счет повышения давления греющего пара не может быть оправдано достигаемым снижением относительного веса накипи, поскольку при этом резко ухудшаются экономические характеристики испарителя (см. § 4).

Суждения о роли концентрации рассола — одного из важнейших определяющих факторов — весьма противоречивы. Одни 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. Анатолиева и других авторов, основывающаяся на диаграмме растворимости CaSO_4 .

Выше указывалось, что из всех сульфатов кальция ангидрит — наиболее медленно кристаллизующая форма и что в испарителях она практически никогда не образуется в процессе испарения. То, что при кристаллографическом анализе накипи ангидрит иногда обнаруживают, объясняется постепенным его образованием из полугидрата, который и выпадает в процессе испарения морской воды. Наиболее же распространенный в составе накипи полугидрат сульфата кальция откладывается лишь при тройной концентрации.

Другие экспериментальные данные, в том числе и авторов (рис. 40), подтверждают, что снижение концентрации рассола за счет подачи большого избытка питательной воды только увеличивает количество накипи вследствие поступления в испаритель с морской водой накипеобразователей.

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 ориентироваться в практике эксплуатации и проектирования на более умеренную кратность упаривания (от 2 до 1,5). Первая практикуется в испарителях избыточного давления, где нежелательны большие тепловые потери с продуваемым рассолом. Вторая — в вакуумных испарителях, где пониженная концентрация солей упрощает проблему сепарации вторичного пара, значение которой увеличивается по мере углубления вакуума. Кроме того, как уже говорилось, при концентрации солей менее 5% теплопроводность накипи больше, чем при концентрации 7%, соответствующей двукратному упариванию. Потери тепла с рассолом в вакуумных испарителях значительно меньше, так что некоторое увеличение количества продуваемого рассола не сказывается заметно на экономичности.

При повышенных значениях коэффициентов подачи воды достигается более благоприятное соотношение между количеством фактически отложившейся и потенциальной накипи. Так, если при $m=2$ в опытах Хильера откладывалось на трубках около 40—44% от 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 вакуума эта разница возрастает. Объясняется это большей скоростью движения рассола, затрудняющей кристаллизацию, меньшим временем распада бикарбонатных ионов в испарителе и меньшей скоростью распада бикарбонатов при пониженных температурах.

Не случайно поэтому в развитии современных вакуумных опреснителей отмечается тенденция к уменьшению водосодержания и соответствующему сокращению времени прохождения опреснителя рассолом (времени задержки). Особенно заметное уменьшение времени задержки (до 1 мин) достигается в вертикально-трубных испарителях. Сокращению времени задержки способствуют также увеличение коэффициента подачи и скорости воды в трубках, а также отказ от циркуляции в последних конструкциях вертикально-трубных испарителей.

Проведенные авторами лабораторные опыты показали, что распад большей части бикарбонатов (80—90%) происходит

в первые 15—20 мин, причем количество распавшихся бикарбонатов можно считать линейной функцией времени. Между тем для большинства наиболее распространенных конструкций горизонтальных прямотрубных и змеевиковых батарей время задержки составляет 10—15 мин при коэффициенте подачи $m=2-3$.

С увеличением m до 4—5 обратно пропорционально уменьшается время задержки и, следовательно, уменьшается возможное выпадение накипи из каждой тонны питательной воды. В результате совместного действия этих двух факторов количество накипи, выпадающей в таких испарителях, не изменяется, но в то же время улучшаются теплоотдача и условия сепарации вторичного пара.

В заключение заметим, что с точки зрения образования накипи концентрация солей в морской воде имеет значение лишь как показатель степени упаривания. Во многих морях и прибрежных водах концентрация солей ниже, чем в океане, но количество накипи от этого в испарителе не меньше, а зачастую больше, чем при работе в океане, вследствие большого содержания бикарбонатов.

Паросодержание смеси испаряемой воды и пара в испарителе оказывает заметное влияние на условия образования накипи главным образом в водотрубных испарителях, особенно при большой напряженности поверхности нагрева или глубоком вакууме. В частности, такая проблема возникает в утилизационных глубоковакуумных вертикально-трубных опреснителях «Атлас» и в сходных с ними конструкциях отечественных опреснителей серии Д, а также в опреснителях ФЭБ Хемнанлагенбау (ГДР), устанавливаемых на новых промысловых судах.

В трубках этих опреснителей 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. Во всяком случае степень упаривания здесь значительно более высокая, чем в тех конструкциях, где рассол находится снаружи трубок. Во избежание этого греющие трубки выполняют короткими (высотой не более 600 мм) и их диаметр (внутренний) принимается не менее 16 мм.

Радикальное средство предотвращения такого режима — повышение скорости в трубках за счет увеличенной подачи питательной воды, как в опреснителях «Атлас», или за счет искусственной циркуляции, как в пластинчатых опреснителях «Нирекс» и «Лаваль». В этих конструкциях испаряемая вода проходит последовательно через ряд узких целевых каналов между пластинами, причем суммарная длина этих каналов

достигает 20 м. Очевидно, если в каналах будет допущено кипение, то ввиду большого объема пара водосодержание смеси будет слишком малым для надежного смачивания пластин. Не случайно фирма Нирекс была вынуждена с 1961 г. в своих пластинчатых опреснителях организовать адиабатное испарение с принудительной циркуляцией, а в малых моделях ради упрощения вместо этого увеличить коэффициент подачи до 5—6. Естественная циркуляция, как в вертикально-трубных опреснителях серии Д, также в некоторой степени уменьшает паросодержание смеси, но приводит к некоторому усложнению конструкции батареи. 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 пузырьков насыщены накипеобразователями.

Влиянию паросодержания смеси в наименьшей степени подвержены испарители с горизонтальными греющими трубками, которые омываются рассолом снаружи, в частности испарители «Эврика» (см. § 17). С этой же целью все фирмы рекомендуют 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, если только не происходит усиленного упаривания внутри трубок. Как правило, она достаточна для создания равномерной концентрации рассола во всем водяном объеме испарителя и исключает возникновение застойных зон, где может быть усиленное отложение накипи вследствие задержки рассола. При искусственной циркуляции могут быть организованы 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. Другая причина, исключая применение таких скоростей, — 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 спо-

способствует уменьшению весового паросодержания смеси и, следовательно, уменьшению количества отлагающейся накипи. Экспериментальное исследование влияния скорости циркуляции на отложение накипи внутри трубок проведено Бутчером [79].

Влияние многократной искусственной циркуляции на отложение накипи на трубках, омываемых рассолом снаружи, исследовалось И. Э. Апельцинным и Халлиевым. Было отмечено значительное снижение количества накипи благодаря тому, что степень пересыщения воды на входе и выходе изменялась не столь резко, как без циркуляции. Действительно, если в последнем случае степень пересыщения испаряемой воды (количество избыточных накипеобразователей) составляет A , то при циркуляции с кратностью m степень пересыщения $A' = A : m$. Благодаря меньшему избытку солей отложение накипи идет медленнее, хотя в конечном счете время контакта рассола с поверхностями нагрева при этом не уменьшается. По-видимому, влияние времени значительно меньше, чем степени пересыщения.

В опытах авторов с искусственной циркуляцией при $m = 10 \div 12$ достигалось уменьшение веса накипи в четыре-пять 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 отсутствие возможности его размещения на судне не позволяют рассчитывать на сколько-нибудь широкое распространение искусственной циркуляции рассола как метода борьбы с накипью на судах.

Приведенные выше данные могут быть использованы для приближенного расчета скорости образования накипи и роста теплового сопротивления для кипящих испарителей с наружным омыванием трубок рассолом. Пример расчета приведен в § 9.

Нагревание без кипения, как в адиабатных испарителях, существенно замедляет образование накипи вплоть до температур примерно $76-78^\circ\text{C}$. Основной фактор, обуславливающий это замедление, — невозможность выделения свободной углекислоты в процессе нагрева, благодаря чему замедляется распад бикарбонатов. Отсутствие паровых пузырьков на поверхности нагрева затрудняет также образование накипи, так что весь процесс ее отложения сводится лишь к кристаллизации из пересыщенного пограничного диффузионного слоя. Есть, однако, и неблагоприятный фактор (недостаток больший, чем в кипящих испарителях) — перегрев пограничного слоя, что вызывает и большее его пересыщение. В проточных испарителях, кроме того, отрицательно сказывается и большой коэффициент подачи питательной воды.

Законченными исследованиями по сравнению накипеобразования в адиабатных и кипящих испарителях пока нет, да и выбор базы для сравнения затруднителен. В самом деле, трудно решить, с каким кипящим испарителем можно сравнивать адиабатный, где температура воды повышается от 28—30° до 75—78° С. Какую температуру принять для сравнения в кипящем испарителе? Если 75—78° С, то условия получаются несопоставимыми, так как конденсаторы всех ступеней охлаждаются более холодной водой, а данная температура достигается лишь в подогревателе. По-видимому, правомерно сопоставление их лишь с многоступенчатыми кипящими испарителями в том же диапазоне температур (либо одноступенчатого адиабатного с одноступенчатым кипящим испарителем).

Единственным достоверным подтверждением меньшего накипеобразования в подогревателях адиабатных испарителей даже с проточной схемой является опыт их эксплуатации на РТМ типа «Тропик» и «Атлантик», где при конечной температуре 55—60° С срок работы подогревателя между чистками доведен до 4—5 тыс. ч, т. е. до года эксплуатации. Любой кипящий испаритель, работающий при этой температуре без противонакипных присадок, требует чистки гораздо раньше.

Перечисленные конструктивные и эксплуатационные факторы (за исключением паросодержания, которое в рассматриваемых подогревателях равно нулю) оказывают влияние на образование накипи в адиабатных испарителях в той же мере, что и в кипящих. Однако накопленные материалы еще недостаточны для расчета скорости накипеобразования.

§ 8. СНИЖЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НАКИПИ В ИСПАРИТЕЛЯХ МОРСКОЙ ВОДЫ

В последние годы проводятся исследования [23, 26] в направлении создания таких режимов работы испарителя, при которых отложения накипи были бы с возможно более высоким коэффициентом теплопроводности. Теплопроводная накипь заметно повышает устойчивость работы испарителя во времени и обеспечивает эффективную очистку его греющих батарей методом теплового удара.

Максимальная эффективность испарителей морской воды, работающих в условиях накипеобразования, достигается при оптимальной рабочей концентрации кипящего рассола, обеспечивающей наибольшую суммарную производительность испарителя за выбранный промежуток времени τ его работы без очистки.

Процесс частичного удаления накипи с элементов греющих батарей методом «холодного душа» сложен и сравнительно

малозффективен. Сейчас все более широкое применение получает новый метод частичной очистки греющих батарей от накипи, названный «холодным продуванием» и основанный также на явлении тепловых деформаций [24].

«Холодное продувание» производится без осушения корпуса испарителя от рассола и практически без вывода установки из действия. Покрытые накипью элементы греющей батареи находятся в кипящем рассоле. Греющий пар на батарею перекрывают и в ее внутреннюю полость (паровую) открывают доступ пресной воды с низкой температурой (например, от гидрофора мытьевой воды). В судовых условиях слив воды можно осуществлять непосредственно в танк пресной (мытьевой) воды, поэтому ее потери исключаются. Прокачка воды через батарею испарителя обычно производится в течение двух-трех минут — до тех пор, пока ее температура на выходе из батареи не будет неизменной.

В результате однократного «холодного продувания» прямо-трубной батареи при осушенном корпусе испарителя эффект ее очистки от накипи в три раза превышает эффект очистки способом «холодного душа» при одинаковых расходах охлаждающей морской воды.

Экспериментальное сравнение трехкратного «холодного душа» и трехкратного «холодного продувания» при заполненном горячим рассолом корпусе прямотрубного испарителя показало, что «холодное продувание» по сравнению с «холодным душем» дает в пять раз больший эффект очистки от накипи.

Интересные результаты дало многократное «холодное продувание», проводившееся через четыре часа в течение десяти суток работы испарителя ИВС-3К на режиме с постоянными рабочими параметрами и концентрацией рассола в корпусе 70 тыс. мг/л. Было проведено 50 трехминутных «продуваний» батареи испарителя пресной водой с температурой 12° С и расходе 90 л/мин при заполненном горячим рассолом корпусе. Время, затраченное на отсечку пара, прокачку пресной воды и последующий вывод установки на режим, составляло 8—9 мин. Таким образом, за десять суток работы установка выводилась из действия всего на шесть-семь часов.

Сравнение среднечасовой производительности испарителя при многократном «холодном продувании» через каждые четыре часа в течение 10 суток работы со среднечасовой производительностью проводившегося ранее идентичного режима работы без многократного «холодного продувания» показало увеличение производительности на 16%.

Изменение $K=f(\tau)$ в данном режиме можно видеть на рис. 28, л. Освидетельствование батареи после режима с многократным «холодным продуванием» показало, что змеевики покрыты накипью только частично, причем накипь многослойная,

хрупкая, небольшой толщины (не более 0,5÷0,6 мм), легко удаляемая при обстукивании змеевиков.

Взвешивание накипи, отпавшей в результате многократного «холодного продувания» и оставшейся на змеевиках, показало, что эффект очистки батареи, считая по просушенной накипи, составляет 38,8%. Таким образом, частичная очистка элементов греющей батареи от накипи методом «холодного продувания» даст в несколько раз больший эффект по сравнению с «холодным душем», не требует вывода опреснительной установки из действия на длительное время, занимает меньше времени и труда.

Применение данного метода позволяет продлить время безостановочной работы судовой опреснительной установки с погруженными поверхностями нагрева, работающей в режиме накипобразования.

Осуществление «холодного продувания» требует минимальных затрат на модернизацию испарителей. При соответствующей доработке этот метод может быть использован для различных типов иных теплообменных трубчатых аппаратов (например, судовых масляных холодильников), поверхность которых покрывается накипью.

В настоящее время наука и техника располагают определенными средствами для борьбы с вредным влиянием накипобразования. Применительно к судовым испарителям морской воды этими средствами являются: правильный выбор теплотехнических условий работы испарителя, обусловливающих количество, состав и структуру образующейся накипи, время пребывания рассола в испарителе и т. д.

И. Э. Апельцин и В. А. Клячко [2] предлагают следующую классификацию методов борьбы с накипобразованием в испарителях:

- подкисление воды и применение антинакипинов;
- добавление зернистых присадок (затравок);
- контактная стабилизация;
- гидрофобное покрытие поверхности теплообмена;
- применение специальных конструкций испарителей с подвижными и самоочищающимися поверхностями теплообмена;
- магнитная, ультразвуковая и радиационная обработка питательной воды.

Отсылая читателей для подробного ознакомления с химическими методами борьбы с накипобразованием к специальной литературе [2, 4, 77, 28, 32, 62], рассмотрим кратко основы других методов.

Зернистые присадки. При введении в испаряемый рассол зернистых присадок (тонкодисперсных порошков) их частицы становятся центрами кристаллизации, в связи с чем удается отвлечь процесс накипобразования от поверхности нагрева

на взвешенные в растворе частицы (суммарная поверхность которых оказывается значительно больше всей поверхности нагрета), т. е. заменить процесс накипеобразования интенсивным шламовыделением. Необходимо, чтобы кристаллическая структура присадки была идентична с тем веществом, которое по данным теплофизическим условиям работы является основной накипеобразующей компонентой в испарителе. При многоступенчатой испарительной установке следует [2] для каждой ступени иметь свой изолированный контур рециркуляции присадки, по кристаллическому строению аналогичный выделяющейся накипи. Первоначальный химический состав присадки не имеет существенного значения. Ее частицы быстро покрываются накипью данного кристаллического строения, и далее этот центр кристаллизации действует как идентичная частица данной накипи.

Необходимая концентрация присадки 8—10 г/л. Интенсивное шламообразование требует повышенной продувки испарителей, так как в противном случае возможно явление вторичного накипеобразования, т. е. явление налипания на теплообменных поверхностях комочков шлама, ранее образованного в слое кипящего рассола. Таким образом, условия шламообразования и интенсивности вторичного накипеобразования тесно связаны с характером циркуляции рассола в испарителе, локальным распределением его температуры и концентрации, а также неравномерностью распределения частиц присадки в различных зонах кипящего рассола в испарителе.

Контактная стабилизация. Метод контактной стабилизации [2] заключается в том, что испаряемый рассол непрерывно циркулирует между испарителем и фильтром, загруженным зернами известняка или другого аналогичного материала. Необходимо, чтобы время контакта рассола с массой, загруженной в фильтр, соответствовало скорости кристаллизации накипеобразующих веществ при данных теплофизических условиях работы испарительной установки. Циркуляционный расход рассола через контактный фильтр должен в шесть-десять раз превышать расход питательной воды.

Применение контактной стабилизации позволяет на 85—90% снизить количество накипи, образующейся в испарителе морской воды при трехкратном ее упаривании, но оно возможно лишь при наличии достаточного пространства для размещения фильтра, габариты которого сопоставимы с габаритами испарителя.

Гидрофобное покрытие теплообменной поверхности. При нанесении гидрофобной пленки на теплообменную поверхность адгезия гидратированных ионов и микрокристаллов накипеобразующих соединений к теплообменной поверхности происходит замедленно вследствие отсутствия сил сцепления с ней.

Сглаживая бугорки шероховатости, являющиеся центрами кристаллизации накипи из рассола, гидрофобное покрытие не только способствует замедлению процесса накипеобразования, но и вызывает явление самоочищения теплообменной поверхности от накипи. Последнее можно объяснить тем, что образующаяся накипь слабо связана с теплообменной поверхностью, в связи с чем проникающая в поры и трещины накипи вода вблизи теплообменной поверхности вскипает, образующийся пар раскалывает накипь и отрывает ее от теплообменной поверхности.

В качестве гидрофобного покрытия используются различные кремнийорганические, эпоксифенольные и фторопластиковые лаки. Наиболее стойки в условиях работы морских испарителей покрытия из бакелитового лака, обеспечивающие замедление процесса накипеобразования в несколько раз. При этом собственное термическое сопротивление бакелитового покрытия (толщиной 0,1 мм) весьма незначительно (примерно 10% от общего его значения при чистых теплообменниках). Способствуя переходу от пленочной к капельной конденсации, гидрофобное покрытие заметно интенсифицирует теплоотдачу в конденсаторах судовых испарительных установок. При существующей технологии слой лака в испарителях более тысячи часов не удерживается.

Применение специальных конструкций испарителей для уменьшения накипеобразования. В последние годы в судовых испарителях начали применять эластичные самоочищающиеся греющие элементы, накипь с которых скалывается при их деформации. Обычно эти элементы выполняют из монель-металла и применяют при небольших давлениях греющего пара, что обуславливает вакуумный режим работы испарителей, оборудованных подобными батареями.

Из эластичных батарей наиболее широко используются элементы «термофлекс», «вафлекс» и «максим». В этих элементах благодаря их эластичности, а в некоторых (например, «вафлекс») и благодаря большой скорости движения циклично вскипающего рассола накипеобразование уменьшается. Однако ожидаемый эффект полного самоочищения от накипи практикой не подтвердился. Опыт эксплуатации судов Черноморского морского пароходства показывает, что накипеобразование в испарителе «Максим» (танкер «Мир») оказывается даже больше, чем в обычных прямотрубных испарителях «Скам» (танкер «Джузеппе Гарибальди») или «Вир» (танкер «Дружба»).

К другим недостаткам эластичных элементов относится затрудненность механической очистки и ремонта и необходимость их замены при местном повреждении.

Выполнены конструкции испарителей с кипением во вращающемся потоке. Рабочий процесс в этих испарителях характеризуется образованием между греющей поверхностью и кипящим

рассолом тонкой вращающейся пленки. Повышение скорости движения рассола относительно поверхности теплообмена значительно повышает теплоотдачу и уменьшает накипеобразование.

Магнитная, ультразвуковая и радиационная обработка питьевой воды. Существо рассматриваемых методов безреагентной предварительной обработки опресняемой воды сводится к созданию в обрабатываемой морской воде искусственных центров кристаллизации (зародышей) и отвлечению, таким образом, процесса накипеобразования от поверхности нагрева на искусственные центры кристаллизации.

Магнитная обработка морской воды заключается в том, что ее перед поступлением в испаритель пропускают через аппарат, где при помощи постоянных магнитов или электромагнитов создается магнитное поле. Механизм магнитной обработки воды изучен еще недостаточно. Одни исследователи считают, что при прохождении морской воды через магнитное поле молекулы перегруппировываются. В результате ослабления электростатических сил взаимодействия между частицами и изменения структуры воды раствора происходит выпадение солей в виде шлама. Другие полагают, что внешнее магнитное поле оказывает влияние на внутренние электромагнитные поля, действующие в молекулах и атомах веществ, находящихся в растворе, и вызывает изменение физических свойств обрабатываемых жидкостей.

Вероятно, изменения в основном сводятся к нарушению структуры молекул самой воды и гидратных оболочек ионов. Эти нарушения структуры сольватов создают условия для образования ионных ассоциаций, образующих дополнительные центры кристаллизации. Если без магнитной обработки карбонат кальция образует накипь из кристаллов кальцита с удельным весом $2,6 \div 2,8$, то после магнитной обработки образуются модифицированные кристаллы арагонита с удельным весом $2,9 \div 3$. В дальнейшем происходит перекристаллизация арагонита в кальцит и вследствие увеличения объема кристаллов разрыхление накипи, благодаря чему она легче отделяется от поверхности нагрева. Необходимое условие применения магнитной обработки — удаление образующегося шлама.

Сейчас магнитная обработка опресняемой воды применяется на некоторых судах. Однако эксплуатационные данные о результатах применения этого метода противоречивы. В целом метод требует дальнейших серьезных исследований.

Ультразвуковая обработка морской воды, по-видимому, способствует интенсивному образованию новых центров кристаллизации вследствие возрастания флуктуаций плотности испаряемой воды. Возможно, имеет место и диспергирующее действие ультразвука из-за явления кавитации, в результате чего происходит раздробление содержащейся в воде взвеси и извле-

чение из ее пор микрорекристаллов накипеобразователей. Благодаря увеличению количества образующихся центров кристаллизации накипеобразующие соединения отвлекаются от поверхности нагрева и образование шлама происходит в массе воды. Установлено, что ультразвук слабо влияет на линейную скорость кристаллизации и положительно на образование новых центров кристаллизации.

Ультразвук успешно применяется для предотвращения накипеобразования в огнетрубных котлах. Применительно к испарителям морской воды окончательные рекомендации еще не выработаны.

Радиационная обработка морской воды. Облучение, создаваемое препаратом бромистого радия, приводит к резкому возрастанию числа центров кристаллизации. Установлено, что число центров кристаллизации в облученных образцах по сравнению с необлученными увеличивается в зависимости от продолжительности облучения в четыре-восемь раз.

В условиях работы испарителей морской воды эффективность этого метода еще не проверена.

§ 9. РАСЧЕТ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ НАКИПЕОБРАЗОВАНИИ В ИСПАРИТЕЛЯХ МОРСКОЙ ВОДЫ

Данные о закономерностях накипеобразования (см. § 6 и 7) позволяют создать методику учета изменяющихся в связи с накипеобразованием условий теплопередачи в испарителях.

Изменение общего термического сопротивления теплообменной поверхности со слоем накипи ($R = R_0 + R_H$) во времени τ запишем в виде

$$\frac{dR}{d\tau} = \frac{C}{R}, \quad (11-12)$$

где $C = AF\Delta t$ — величина, постоянная при заданных условиях теплообмена в испарителе;

A — характеристика интенсивности теплообмена;

F — поверхность нагрева;

Δt — температурный напор.

В первом приближении можно считать, что при постоянной концентрации рассола B количество образующейся накипи прямо пропорционально количеству переданного тепла (тепловому потоку) q за время τ . Поэтому

$$\frac{dR_H}{d\tau} = Aq.$$

Применительно к условиям работы испарителей морской воды

$$\frac{dR_H}{d\tau} = \frac{dR}{d\tau} \quad \text{и} \quad q = \frac{F\Delta t}{R}.$$

Интегрируя (II-12), получим

$$R^2 = R_0^2 + 2C\tau. \quad (\text{II-13})$$

Сложность определения характеристики интенсивности теплообмена A , изменяющейся во времени, ограничивает возможности использования уравнения (II-13) при подсчетах оптимальных условий работы испарительных установок.

Условия теплообмена в испарителях морской воды, работающих при накипобразовании на греющих поверхностях, постоянно изменяются. При стабильных параметрах греющего пара (p_1, t_1), постоянном давлении в корпусе испарителя (p_2) и неизменной разности температур Δt происходит снижение коэффициента теплопередачи K во времени τ работы установки, что приводит к уменьшению производительности W . Возникает необходимость создать методику учета в тепловых расчетах указанных изменений.

Основные величины, характеризующие тепловую работу испарителя морской воды,— температурный напор Δt , производительность испарительной установки W и термическое сопротивление теплопередаче R , определяемое условиями теплообмена и накипобразовании.

Расчетные уравнения для каждой из указанных величин выводятся на основании уравнения теплового баланса испарительной установки

$$dQ = KF\Delta t d\tau = r dG, \quad (\text{II-14})$$

где Q — количество тепла, переданного за период τ работы испарителя, ккал;

K — коэффициент теплопередачи, ккал/(м² · ч · град);

F — площадь греющей поверхности, м²;

Δt — разность температур (температурный напор), град;

τ — продолжительность времени работы испарительной установки, ч;

r — теплота парообразования, ккал/кг;

G — количество дистиллята, выработанного за период работы τ , кг.

Разность температур выражается уравнением

$$\Delta t = \frac{rdG}{KFdt} = \frac{rRW}{F}, \quad (\text{II-15})$$

где R — общее термическое сопротивление теплопередаче, м² · ч · град/ккал

$$R = \frac{1}{K} = R_0 + R_{\text{н}},$$

где R_0 — термическое сопротивление теплопередаче при чистых поверхностях нагрева, $м^2 \cdot ч \cdot град/ккал$

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{l_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2};$$

R_n — переменное термическое сопротивление, создаваемое образующейся при работе испарителя накипью, $м^2 \cdot ч \cdot град/ккал$.

Переменная часовая производительность испарительной установки (в кг)

$$W = \frac{dG}{dt}.$$

Для выяснения характера изменения термического сопротивления, создаваемого накипью, приняты следующие допущения:

1. Весовое количество образующейся накипи G_n пропорционально количеству выработанного испарителем дистиллята G (в кг)

$$G_n = aG = aW\tau \text{ кг},$$

где a — коэффициент пропорциональности.

2. Накипь располагается равномерно по всей поверхности нагрева слоем толщиной δ_n

$$\delta_n = \frac{V_n}{F} = \frac{G_n}{\gamma_n F} \text{ м},$$

где V_n — объем образовавшейся накипи, $м^3$;

γ_n — удельный вес накипи, $кг/м^3$.

При этих допущениях термическое сопротивление R_n можно выразить уравнением

$$R_n = \frac{\delta_n}{\lambda} = \frac{G_n}{\gamma_n F \lambda} = \frac{aG}{\gamma_n \lambda F} = \frac{aW\tau}{\gamma_n \lambda F}, \quad (II-16)$$

где

λ — теплопроводность образующейся накипи, $ккал/(м \cdot ч \cdot град)$.

Обозначив

$$\epsilon = \frac{a}{\gamma_n \lambda} = \frac{G_n}{G \gamma_n \lambda} = \frac{V_n}{G \lambda}, \quad (II-17)$$

назовем эту величину коэффициентом накипеобразования.

При принятых допущениях ϵ определяется составом испаряемого рассола, теплофизическими условиями работы испарителя и не зависит от производительности установки W и времени ее работы τ .

Заменив в уравнении (II-16) количество выработанного дистиллята G за период работы τ через часовую производительность

$$G = W\tau,$$

получим уравнение, выражающее перемешное термическое сопротивление накипи,

$$R_{\text{н}} = \int_0^{\tau} \varepsilon \frac{W}{G} d\tau. \quad (\text{II-18})$$

Общее термическое сопротивление теплопередаче работающего испарителя морской воды выразится уравнением

$$R = R_0 + \varepsilon \int_0^{\tau} \frac{W}{F} d\tau. \quad (\text{II-19})$$

На основании этого уравнения можно установить значение коэффициента теплопередачи испарителя в любой момент времени его работы

$$K \parallel \frac{1}{R_0 + \varepsilon \int_0^{\tau} \frac{W}{F} d\tau}. \quad (\text{II-20})$$

Из уравнения (II-20) следует, что интенсивность снижения k зависит от численных значений коэффициента накипеобразования ε , переменной производительности испарителя W , продолжительности его работы τ , а также условий теплообмена при чистых поверхностях нагрева, определяемых термическим сопротивлением R_0 . Коэффициент накипобразования ε определяет приращение термического сопротивления теплопередаче за счет влияния накипеобразования и характеризует физико-химические и термические свойства накипи

$$\varepsilon \cdot 10^8 = B - 2,8. \quad (\text{II-21})$$

На основании большого числа экспериментальных исследований можно ставить вопрос об использовании в тепловых расчетах испарителей некоторых обобщенных средних значений (II-21) коэффициентов накипеобразования, выраженных как функция концентрации рассола B (в %) в корпусе испарителя.

Если задать для конкретного режима работы испарителя морской воды усредненное в течение времени τ значение часовой производительности, то уравнение (II-20) запишется

$$K = \frac{1}{R_0 + \varepsilon_{\text{в}} \frac{G}{F}}, \quad (\text{II-22})$$

где ϵ_B — коэффициент накипеобразования при принятой концентрации рассола в корпусе испарителя B , %;
 $G = W_{\text{эф}} \tau$ — количество дистиллята, которое выработает испарительная установка за период работы τ .

Задавая значениями допустимого коэффициента теплопередачи $K_{\text{доп}}$ в конкретных условиях работы испарителя, можно определить количество дистиллята, которое должна выработать установка до момента очистки греющих батарей от накипи,

$$G = \frac{F}{\epsilon} \left(\frac{1}{K_{\text{доп}}} - R_0 \right). \quad (\text{II-23})$$

Рассмотренный метод расчета термического сопротивления накипи¹ позволяет проводить уточненные проектные и поверочные тепловые расчеты испарителей морской воды, работающих в условиях интенсивного накипеобразования, а также нормировать периоды очистки греющих батарей испарительных установок механическим путем, либо методами «холодного душа» или «холодного продувания».

Приведенный выше метод расчета теплового сопротивления накипи, будучи основан на опытных данных, позволяет определить конечный результат совместного действия всех факторов, влияющих на темп образования накипи и ее структуру, т. е. в конечном счете — на ее тепловое сопротивление.

Между тем во многих практических случаях возникает необходимость учесть влияние основных определяющих факторов порознь, особенно при условиях, отличных от тех, в которых были получены приведенные выше опытные данные. Для этого предлагается метод определения фактического количества накипи в различных условиях, исходя из потенциального ее количества, который позволяет учесть все основные факторы, определяющие скорость образования накипи в наиболее распространенных кипящих испарителях.

Метод состоит в следующем. Зная растворимость карбоната кальция, или при температуре трубок более 80°С гидроокиси магния, можно приблизительно определить потенциальное количество накипи при любой кратности упаривания и любой температуре испарения. Установив на основе опытных и теоретических данных, какая часть потенциального количества накипи

¹ Предлагаемый метод определения теплопередачи по коэффициенту накипеобразования не учитывает всех реальных условий эксплуатации, при которых в разное время года и при плавании в различных районах мирового океана образование накипи неодинаково. Предлагаемый метод определения теплопередачи можно применять с учетом принятых допущений. (Замечание редактора).

оседает на трубках, а также зная удельный вес накипи, можно найти и толщину слоя накипи δ_n . Зная коэффициент теплопроводности накипи λ_n , можно установить величину теплового сопротивления накипи $R_n = \delta_n / \lambda_n$ и определить искомый коэффициент теплопередачи для трубок, покрытых накипью, из общего выражения

$$\frac{1}{K_n} = \frac{1}{K} + \frac{\delta_n}{\lambda_n}.$$

Потенциальное количество накипи можно определить по диаграмме Ланжелье (см. § 7). Результаты должны быть скорректированы по наиболее вероятной щелочности морской воды в заданном районе работы судна.

Напомним, что диаграмма Ланжелье справедлива для средней щелочности 2,45 мг-экв/л или 119,8 мг CaCO₃/л. В наиболее влажных районах щелочность можно оценить по океанографическим данным. Для некоторых районов Хильер приводит следующие данные (по CaCO₃):

Северное море — 119 мг/л, рН=7,7;

Северо-западная Атлантика — 122 мг/л, рН=8;

Экваториальная Атлантика — 129—130 мг/л, рН=8,2;

Южная Атлантика — 115 мг/л, рН=7,6.

Вероятность образования сульфатной накипи диаграммой Ланжелье не учитывается. Предполагается, что во всех случаях может быть обеспечена такая степень упаривания, которая позволит избежать отложения сульфатов. В случае необходимости потенциальное количество сульфатной накипи может быть определено по рис. 37.

Наиболее сложный вопрос рассматриваемой методики — определение степени осаждения потенциальной накипи v_0 , представляющей собой отношение веса накипи, действительно отложившейся на поверхностях нагрева и стенках корпуса, к весу потенциальной накипи. Проще всего величина v_0 определяется, когда $q \rightarrow 0$. Очевидно, в этом случае она должна быть равна единице при любой концентрации в интересующем нас диапазоне, поскольку время упаривания неопределенно длительно, а поверхность нагрева, на которой существуют центры кристаллизации, достаточно велика.

В действительности минимальный тепловой поток, при котором происходит пузырьковое кипение, составляет 5000 ккал/(м²·ч), а максимальное значение v_0 , соответствующее наибольшей степени распада бикарбонатов (по данным Пивера и Хильера), не превышает 0,7.

Наименьшее значение v_0 достигается при тепловых потоках, близких к критическим, когда из общего механизма образования накипи полностью исключается кристаллизация погранич-

ного слоя между центрами парообразования. При этом основная часть накипобразователей остается в рассоле в виде суспензии, а также в форме нераспавшихся бикарбонатов.

В этих условиях $v_0 \approx 0,1 \div 0,15$. Промежуточные значения могут быть установлены по данным эксплуатации и натурных испытаний, в частности, по данным Хильера, которые для одной из серий опытов при $q = 120 - 150$ тыс. ккал/(м²·ч) приведены в табл. 5.

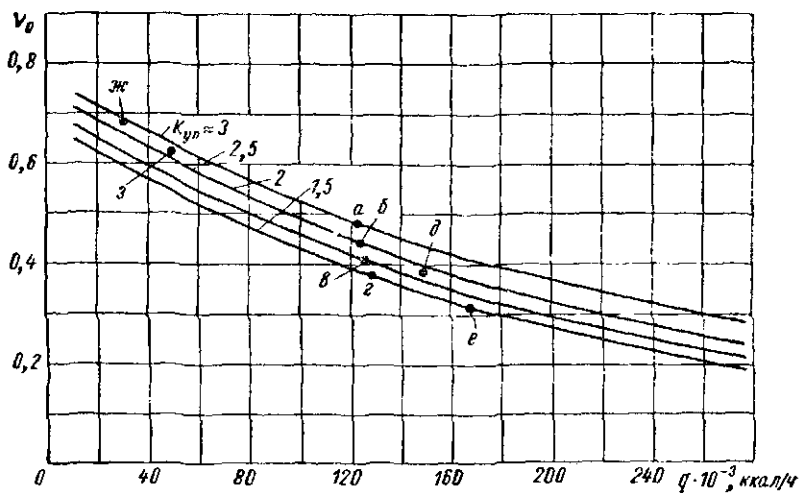


Рис. 41. Степень осаждения накипи в зависимости от теплового потока при различных кратностях упаривания: а, б, в, г — натурные испытания Хильера; д, е, ж — испытания испарителей ИВС-3, WY-6 и компрессорного; з — испытание испарителя ИЕР-7. $p_2 = 1,1 \div 1,3$ кг/см².

В соответствии с этим построены график приближенных значений в зависимости от q для различных кратностей упаривания (рис. 41). Все экспериментальные точки на этом графике получены в результате испытаний испарителей со змеевиковыми батареями, в которых время задержки рассола τ составляет 12—20 мин. При меньших значениях τ , характерных для прямотрубных батарей, степень распада бикарбонатов значительно меньше. В соответствии с этим уменьшается степень отложения накипи, так что ее приведенное значение получает вид

$$v = xv_0,$$

где x — поправка на степень распада бикарбонатов. Исходя из лабораторных определений скорости бикарбонатов (см. рис. 39), можно рекомендовать приближенную формулу

$$x = 0,25 \sqrt{\tau + 0,6} \frac{t_2 - 20}{80},$$

справедливую для $1 < \tau < 15$ мин

$$\tau = V_{\text{в}} : mW_2,$$

где $V_{\text{в}}$ — объем водяного пространства испарителя, л;
 m — коэффициент подачи питательной воды;
 W_2 — производительность опреснителя, л/мин.

Вытеснение части воды паром в процессе испарения этой методикой не учитывается.

Менее точно, чем все предыдущие факторы, удастся учесть то обстоятельство, что под действием вибрации и тепловых деформаций часть накипи отваливается с трубок. Величина коэффициента самоочистки μ может быть принята равной $0,75 \div 0,85$ для змеевиковых и $0,65 \div 0,75$ для прямотрубных горизонтальных батарей при температуре испарения более 45°C . Верхние значения рекомендуемого диапазона справедливы при $K_{\text{уп}} = 1,5$, нижние — при $K_{\text{уп}} = 2$ и использовании холодного заполнения испарителя или холодного продувания трубок. Для глубоковакуумных испарителей ($t_2 < 45^\circ\text{C}$), где карбонатная накипь отличается малой прочностью, $\mu = 0,55 \div 0,6$. Для водотрубных испарителей, где накипь образуется на внутренней поверхности трубок, $\mu \approx 0,95 \div 0,4$.

По мере накопления опытных данных методика может быть уточнена. Однако и сейчас эти ориентировочные данные позволяют рассчитывать теплопередачу в различных условиях более обоснованно, чем при принятой до сих пор практике назначения полутора-двукратных запасов к величине поверхности, рассчитанной по коэффициенту теплопередачи для чистых трубок с неопределенным периодом работы между чистками. Что касается удельного веса накипи, то в обычных условиях он составляет $1,6 \div 1,8 \text{ Г/см}^3$ при $q = 50\text{--}80$ тыс. $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ и $2,3 \div 2,5 \text{ Г/см}^3$ при $q = 100\text{--}150$ тыс. $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Для иллюстрации предлагаемой методики приведем в качестве примера определение теплового сопротивления слоя накипи, образующегося в испарителе за 1000 ч работы с температурой вторичного пара 50°C при кратности упаривания $K_{\text{уп}} = 1,5$ и постоянной величине теплового потока $q = 40$ тыс. $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Постоянство теплового потока в испарителях с паровым обогревом достигается простейшим образом путем поддержания постоянного расхода греющего пара через дроссельную шайбу, перед которой неизменное давление p_0 поддерживается магистральной автоматикой. При этом необходимо, чтобы $p_1 < 0,547 p_0$. Расчет произведем для Северной Атлантики, где щелочность можно принять равной $A_{\text{м}} = 120 \text{ мг СаСО}_3/\text{л}$, а $p\text{H} = 7,7$.

При удельном расходе тепла 640 ккал/кг заданной величине теплового потока соответствует удельный паросъем $62,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Отсюда количество пара, приходящееся на 1 м^2 поверхности нагрева за 1000 ч,

$$D = 62,5 \cdot 1000 = 62\,500 \text{ кг} = 62,5 \text{ т.}$$

По диаграмме Ланжелье растворимость CaCO_3 в рассоле полуторной концентрации при $pH=7,7$ и $t_2=50^\circ\text{C}$ составляет $A_p=65 \text{ мг/л}$. Отсюда количество потенциальной накипи на 1 кг дистиллята

$$g_n = mA_m - (m - 1) A_p = 3 \cdot 120 - (3 - 2) 65 = 230 \text{ мг/л.}$$

Соответственно на 1 т дистиллята $G_n=230 \text{ г}$, а за период 1000 ч на 1 м^2

$$\sum G_n = DG_n = 62,5 \cdot 230 = 14\,400 \text{ г/м}^2 = 14,4 \text{ кг/м}^2.$$

Степень отложения накипи, соответствующая заданному тепловому потоку (рис. 41), составляет 0,57. Приняв для рассматриваемого опреснителя прямотрубную батарею, находим по прототипу объем ее водяного пространства и по нему — время задержки рассола τ . Не приводя здесь расчета, укажем, что $\tau=4 \text{ мин.}$ Поправка на степень распада бикарбонатов $x=0,25 \sqrt{4+0,6} [(50-20):80]=0,2$. Приведенная степень отложения накипи $v=xv_0=0,114$. Отсюда количество накипи, отлагающейся на трубках и на необогреваемых поверхностях,

$$\sum G' = 0,114 \cdot 14,4 = 1,64 \text{ кг/м}^2.$$

Вес накипи на трубках с учетом самоочищения и отложения на стенках

$$G_{\text{тр}} = 0,7 \cdot 1,64 = 1,15 \text{ кг/м}^2.$$

Удельный вес накипи $\gamma_n=1,65 \text{ Г/см}^3$.

Объем накипи на 1 м^2 поверхности трубок

$$V_n = G_{\text{тр}} : \gamma_n = 1150 : 1,65 \approx 700 \text{ см}^3.$$

Толщина слоя накипи

$$\delta_n = V_n \cdot 10^{-4} = 0,07 \text{ см} = 0,7 \text{ мм.}$$

Коэффициент теплопроводности в соответствии с рис. 29 примем $\lambda_n=0,85 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}$. Тепловое сопротивление

$$R_n = \frac{\delta_n}{\lambda_n} = \frac{0,0007}{0,85} = 0,00082 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал.}$$

Результаты расчета удовлетворительно совпадают с данными эксплуатации вакуумных испарителей с горизонтальными греющими трубками, что позволяет применять эту методику по крайней мере для сравнительных расчетов однотипных испарителей в различных условиях эксплуатации (при различных температурах, нагрузках и кратностях упаривания).

Глава III

ТЕПЛООБМЕН В ИСПАРИТЕЛЯХ МОРСКОЙ ВОДЫ**§ 10. ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КИПЕНИИ МОРСКОЙ ВОДЫ**

В судовых испарителях морской воды в качестве греющей среды используются: конденсирующийся пар из промежуточных отборов главной турбинной установки или отработавший пар вспомогательных механизмов; пресная охлаждающая вода главных и вспомогательных двигателей внутреннего сгорания, газо-турбокомпрессоров, масляных холодильников, отработавшие газы главных и вспомогательных двигателей внутреннего сгорания. При этом условия теплообмена и его интенсивность различны. Механизм процесса кипения (внешняя задача) и теория этого вопроса достаточно полно разработаны в трудах М. А. Стыриковича, С. С. Кутателадзе [34], В. И. Толубинского [55], Г. Н. Кружилина [33], А. А. Гухмана [11], М. А. Кичигина, Н. Ю. Тобилевича и других. Из этих работ следует, что значительная интенсификация теплообменного процесса при ядерном кипении определяется не только турбулизацией граничного слоя, но и большим тепловым потоком от кипящей жидкости внутрь паровых пузырьков. Всплывающие паровые пузырьки, увлекая за собой перегретые частицы жидкости из граничного слоя, значительно увеличивают массообмен в объеме кипящей жидкости, что в свою очередь также способствует интенсификации теплоотдачи при кипении.

Менее изученным до настоящего времени остается механизм кипения для условий внутренней задачи (кипение в трубках, каналах, насадках и т. д.).

Особый интерес представляет механизм кипения в трубках. Большое значение имеет положение трубки (вертикальное, наклонное или горизонтальное). Основное влияние на режим течения пароводяной смеси в вертикальных трубках оказывает ее средняя скорость и доля пара в смеси. Значительно влияет также давление, с ростом которого увеличивается плотность пара, уменьшается поверхностное натяжение и диаметр пузырьков [32]. При малой скорости пароводяной смеси и малом

паросодержания паровые пузырьки сравнительно малы и более равномерно распределены по всему сечению вертикальной трубки. Такой режим течения пароводяной смеси называют эмульсионным. При увеличении паросодержания потока мелкие пузырьки соединяются и образуют более крупные, занимающие



Рис 42. Цикличность вскипания рассола морской воды в трубках греющей батареи вертикально трубной опорной установки

всю среднюю часть сечения трубки. Такой режим течения пароводяной смеси называют снарядным. Если паросодержание увеличивается настолько, что отдельные «снаряды» сливаются, образуя сплошной столб пара (стержень), окруженный водяным кольцом, то такой режим называют стержневым.

Исследования процесса кипения в вертикальных трубках диаметром 16×1 и длиной 600 мм проведены на тепловой модели глубоковакуумного вертикально-трубного испарителя. Визуальные наблюдения и скоростная киносъемка (400 кадров

в секунду), проводившиеся через иллюминаторы экспериментальной установки (рис. 42), показали цикличность процесса кипения в трубках греющей батареи, пульсирующий (колебательный) характер движения в них пароводяной смеси и распределение зон кипения в зависимости от рабочего вакуума и высоты кажущегося уровня. При высоте кажущегося уровня (по водоуказательному стеклу) 400 мм и вакууме 91% в нижней части трубки, примерно на расстоянии $\frac{1}{3}$ ее высоты, четко обозначается граница экономайзерного участка. В верхней части



Рис 43. Вскипание рассола морской воды на поверхности струй и капель, выносимых при всплеске в камеру испарения глубоковакуумной опреснительной установки

этого участка начинается зарождение паровых пузырьков, причем значительная их часть, выходя из перегретого граничного слоя в поток, конденсируется. Выше экономайзерного участка вдоль трубки наблюдается зона устойчивого кипения с ярко выраженным колебательным движением потока, периодическими пульсациями уровня и выбросами пароводяной смеси в паровую камеру.

Установлено, что частота и интенсивность происходящих в трубках периодических вскипаний увеличиваются с повышением рабочего вакуума.

Колебательное движение потока, как и циклический характер вскипаний в трубках греющей батареи, вызывается крупными скоплениями паровых пузырьков, раскачивающих поток и частично проходящих через него. Поток непрерывно разрушается, восстанавливается и вновь разрушается на отдельных

своих участках. При накоплении в каком-то участке потока достаточно большого «парового заряда» последний преодолевает гравитационные силы жидкости и выносит ее в паровое пространство камеры испарения. Перегрев жидкости при ее колебательных движениях вдоль поверхности теплообмена в период между очередными всплесками приводит к испарению жидкости в трубке и на поверхности струй и капель, выносимых в камеру испарения при очередном всплеске (рис. 43). Об этом свидетельствует интенсивное уменьшение в камере испарения некоторых капель и струй, зафиксированное при скоростной киносъемке. На рис. 44 и 45 с интервалом в 0,05 сек показана капля перегретой жидкости, вынесенная всплеском в камеру испарения и разрушаемая образующимся внутри паром.

В крутонаклонных трубках пузырьки пара частично скапливаются у верхней образующей трубки. В слабонаклонных или горизонтальных трубках это скопление пузырьков пара у верхней образующей трубки увеличивается, особенно при малых скоростях циркуляции.

Характерная особенность течения пароводяной смеси в горизонтальных трубках — неравномерное распределение пара и жидкости по сечению трубки. При малых скоростях потока такое распределение воды и пара приводит к разделению обеих фаз и вызывает так называемое расслоение или лотковое движение. При кипении жидкости внутри и на поверхности трубок исходные дифференциальные уравнения, описывающие теплоотдачу, могут быть представлены следующей системой:

1. Уравнение распределения тепла в жидкости

$$a \nabla^2 t = \frac{\partial t}{\partial \tau} + (\vec{w}, \text{grad } t). \quad (\text{III-1})$$

2. Уравнения движения и сплошности жидкости и ее паровой фазы

$$\vec{g} \rho - \text{grad } p + \mu \nabla^2 \vec{w} = \rho \left[\frac{\partial \vec{w}}{\partial \tau} + (\vec{w}, \text{grad } \vec{w}) \right] \quad (\text{III-2})$$

$$\text{div } \vec{w} = 0;$$

$$\vec{g} \rho'' - \text{grad } p'' + \mu'' \nabla^2 \vec{w}'' = \rho'' \left[\frac{\partial \vec{w}''}{\partial \tau} + (\vec{w}'', \text{grad } \vec{w}'') \right] \quad (\text{III-3})$$

$$\text{div } \vec{w}'' = 0.$$

3. Уравнение механического взаимодействия фаз:

а) условие равенства нормального давления с обеих сторон поверхности раздела фаз с учетом влияния поверхностного натяжения

$$p_{\text{гп}}^r = p_{\text{гп}} + \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right), \quad (\text{III-4})$$



Рис. 44. Капля перегретой морской воды в камере испарения.



Рис. 45. Капля перегретой морской воды в камере испарения через 0,05 сек.

где r_1 и r_2 — главные радиусы кривизны поверхности раздела фаз в данной точке;

б) условие касательных напряжений и пульсаций скорости на границе раздела фаз

$$\left(\mu \frac{\partial w''}{\partial y} - \rho \bar{v}_i v_k'' \right) = \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} - \rho \bar{v}_i v_k \right)_{\text{гр}}. \quad (\text{III-5})$$

4. Уравнение температурных полей на границе взаимодействующих фаз

$$-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{\text{гр}} = r \gamma'' \omega_{\text{п}}''. \quad (\text{III-6})$$

5. Уравнение изменения температуры насыщения в связи с кривизной поверхности, ограничивающей паровую фазу,

$$t_{\text{гр}}'' = t'' + \frac{AT(\gamma - \gamma'')}{r\gamma''} \left[\frac{2\sigma}{r \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right)} - \frac{\lambda}{\xi r} \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{\text{гр}} \sqrt{\frac{2\pi BT''}{gM}} \right]. \quad (\text{III-7})$$

6. Условие равновесности распределения центров парообразования (в случае равномерно обработанной поверхности)

$$\left(\frac{\delta_1}{l}; \frac{\delta_2}{l}; \frac{\delta_3}{l}; \dots; n_1; n_2; n_3; \dots \right), \quad (\text{III-8})$$

где δ_i — определяющий размер элемента шероховатости на поверхности;

n_i — относительное количество бугорков данного размера на поверхности нагрева.

7. Уравнение степени дисперсности паровой фазы (в сходственных пространственно-временных точках процесса)

$$R_0 \sqrt{\frac{\gamma - \gamma''}{\sigma}} = \psi \left[\theta; \frac{\sigma}{(\gamma - \gamma'') l^2}; \frac{w^2}{gl} \right], \quad (\text{III-9})$$

где $R_0 = D_0/2$ — отрывной радиус парового пузырька.

8. Уравнение вероятности образования парового пузырька на бугорке данного размера

$$\omega_{\delta t} \sim e^{-\left(\frac{\delta_i \gamma'' r \Delta t}{\sigma A T \sigma} \right) \frac{\pi \delta_i^2 \sigma}{K T''}}, \quad (\text{III-10})$$

где K — постоянная Больцмана.

Хотя аналитических методов решения рассмотренной системы дифференциальных уравнений в настоящее время еще не разработано, из этой системы при помощи известной методики по-

лучения критериев можно выделить следующие безразмерные комплексы:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{wl}{a}; \frac{a\tau}{l^2}; \frac{w^2}{gl}; \frac{wl}{v}; \frac{w\tau}{l}; \frac{w^2}{gl}; \\ & \frac{w''l}{v''}; \frac{w''\tau}{l}; \frac{\Delta pl}{\sigma}; \frac{\mu''w''}{\rho l w^2}; \frac{\rho''w''^2}{\rho w^2}; \frac{w''}{w}; \\ & \frac{r\gamma w''l}{\lambda \Delta t}; \theta; \frac{r\gamma'' \Delta t l}{AT''\sigma}; \frac{\gamma''}{\gamma}; \xi; \end{aligned} \right\} \text{(III-11)}$$

$$\frac{AT''\lambda(\gamma - \gamma'')}{r^2\gamma''l} \sqrt{\frac{BT''}{gM}} \dots \frac{\delta_l}{l} \dots n_l \dots \frac{\gamma r \Delta t l}{AT''\sigma}; \frac{cl^2}{KT''}.$$

При задании скорости вынужденного движения, исходя только из условий однозначности, в общем случае можно получить такую систему определяющих критериев:

$$\begin{aligned} & \frac{v}{a}; \frac{q}{\sqrt{\sigma}} \left(\frac{\sigma}{\gamma} \right)^{3/2}; \frac{r\gamma''w}{q}; \frac{q}{r\gamma v} \left(\frac{\sigma}{\gamma} \right)^{1/2}; \\ & \frac{\sigma}{\gamma l^2}; \frac{\gamma''}{\gamma}; \frac{v''}{v}; \theta; \frac{(r\gamma'')^2}{ACT''\gamma^{3/2}\sigma^{1/2}}; \\ & \frac{a}{\xi\sigma} \left(\frac{\rho\gamma''}{g} \right)^{1/2}; \frac{\sigma^2}{K\gamma T''} \dots \delta_l \left(\frac{\gamma}{\sigma} \right)^{1/2}. \end{aligned} \quad \text{(III-12)}$$

Если в условиях однозначности вместо теплового потока задаться температурным напором Δt , можно получить несколько измененную систему определяющих критериев

$$\begin{aligned} & \frac{v}{a}; \frac{a}{\sqrt{\sigma}} \left(\frac{\sigma}{\gamma} \right)^{3/2}; \frac{r\gamma''}{C\Delta t\gamma}; \frac{w}{v} \left(\frac{\sigma}{\gamma} \right)^{1/2}; \\ & \frac{\sigma}{\gamma l^2}; \frac{\gamma''}{\gamma}; \frac{v''}{v}; \theta; \frac{(r\gamma'')^2}{ACT''\gamma^{3/2}\sigma^{1/2}}; \\ & \frac{a}{\xi\sigma} \left(\frac{\rho\gamma''}{g} \right)^{1/2}; \frac{\sigma^2}{K\gamma T''} \dots \delta_l \left(\frac{\gamma}{\sigma} \right)^{1/2}. \end{aligned} \quad \text{(III-13)}$$

Таким образом, из системы исходных дифференциальных уравнений, описывающих теплоотдачу при кипении, можно выделить ряд наиболее общих критериев.

В общем виде зависимость между этими критериями подобия может быть представлена уравнением

$$K_0 = \varphi(K_1; K_2; K_3 \dots), \quad \text{(III-14)}$$

где K_0 — определяемый критерий;
 K_1, K_2, K_3 — определяющие критерии.

Для всех случаев конвективного теплообмена определяемым является критерий Нуссельта, а одним из определяющих принято считать критерий Прандтля.

Остальные критерии отбираются из системы (III-12) или (III-13) в соответствии со спецификой рассматриваемого вида конвективного теплообмена.

Имеющиеся расчетные формулы В. И. Толубинского [55], Г. Н. Кружилина [33], М. А. Кичигина и Н. Ю. Тобилевича, С. С. Кутателадзе [36], И. Т. Аладьева [2] и других исходят из различных физических схем процесса, соответственно приводящих к системе критериев, частично общих, частично различных для каждой формулы.

Так, для воды и некоторых ее растворов М. А. Кичигиным и Н. Ю. Тобилевичем получено расчетное выражение $K_0 = \varphi (K_1; K_2; K_3; \dots)$ вида

$$\frac{\alpha_2 \delta}{\lambda} = 3,25 \left(\frac{q \delta}{r \gamma'' \lambda} C \gamma \right)^{0,6} \left(\frac{g \delta^3}{\nu^2} \right)^{0,125} \left(\frac{p \delta}{\sigma} \right)^{0,7}, \quad (\text{III-15})$$

где λ , C , γ и ν — соответственно коэффициенты теплопроводности и теплоемкости, удельный вес и коэффициент кинематической вязкости кипящей жидкости;

γ'' , r , q и p — удельный вес, скрытая теплота парообразования, тепловой поток и абсолютное давление образующегося пара;

σ — поверхностное натяжение на границе раздела фаз пар — жидкость;

g — ускорение силы тяжести.

$\delta = \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma - \gamma''}}$ — определяющий размер, пропорциональный диаметру парового пузырька в момент его отрыва.

При кипении жидкости, движущейся внутри вертикальной трубки, характер теплоотдачи изменяется по ее высоте в зависимости от зоны теплообмена. Наблюдаются следующие зоны:

1. Экономайзерная — от начала обогрева до сечения, в котором стенка трубки достигает температуры насыщения подогреваемой жидкости, соответствующей давлению в этом сечении. На этом участке происходит подогрев жидкости, и коэффициент теплоотдачи α может быть рассчитан по формулам конвективного теплообмена, следующим из зависимости

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}$$

Длина этой зоны [31] определяется по формуле

$$\frac{l_t}{d} = \frac{3600 c' \gamma' \omega_0 (t_s - t_s)}{4 q_{cr}} - 10,4 Pr^{0,6} \left(\frac{\omega_0 d}{\nu'} \right)^{0,2}$$

2. Зона от сечения, в котором стенка трубки достигает температуры насыщения, до сечения, где жидкость полностью достигла температуры насыщения, соответствующей давлению в этом сечении. В этой зоне постепенно усиливается парообразование в пограничном слое с частичной конденсацией пара в ядре потока. Длина этой зоны l_2 определяется по формуле [31]

$$\frac{l_2}{d} = \frac{3600c' \gamma \omega_0 (t_s^i - t_s^i)}{4q_{cp}}$$

Здесь d — внутренний диаметр трубки, м;
 W_0 — скорость жидкости во входном сечении трубки, м/сек;
 q_{cp} — средняя по трубке плотность теплового потока, ккал/(м²·ч).

Температуры t_s^i и t_s^i определяются по формулам

$$t_s^i = t_s^i + 21,8 \frac{\varepsilon_{тр} T_s^i c' \omega_0^2 t_i}{r \gamma'' d},$$

где $T_s^i = t_s^i + 273$ — температура кипения при давлении во входном сечении трубки, °К.

3. Зона интенсивного ядерного кипения. При развитом ядерном кипении в вертикальных трубках интенсивность теплоотдачи существенно зависит от выбранного значения кажущегося уровня H (в мм) и рабочего вакуума p_v . Преобразование критериального уравнения (III-15) приводит к расчетной зависимости

$$\alpha_2 = Cq^n, \quad (\text{III-16})$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи, ккал/(м²·ч·град);

$$C = 3,25 \cdot 10^{-4} \frac{\lambda^{0,4} c^{0,6} \gamma^{0,267} g^{0,125} p^{0,7}}{r^{0,6} \gamma^{0,6} \nu^{0,25} \sigma^{0,363}} — \text{расчетный коэффициент,}$$

зависящий от физических свойств кипящей жидкости;

q — тепловой поток, ккал/(м²·ч);

n — показатель степени.

По данным М. А. Кичигина и Н. Ю. Тобиловича для воды, кипящей при тепловых потоках, $q=3000 \div 100\,000$ ккал/(м²·ч).

В уравнении (III-16) численное значение показателя степени $n=0,6$. Большинство исследователей [34, 47] рекомендует $n=0,7$. При кипении воды в вертикальных трубках [56] предлагается принимать значение n в зависимости от интенсивности теплового потока ($n=0,455$ при $q < 7000$ и $n=0,4$ при $q > 7000$).

Сейчас принято считать [34, 65], что на величину показателя степени n влияют состояние поверхности нагрева, физические

свойства жидкости, давление, при котором происходит кипение, и гидродинамический режим.

Исследования процесса теплоотдачи, проведенные при кипении воды в глубоковакуумной вертикально-трубной испарительной установке, позволили установить следующие зависимости (рис. 46):

$$\alpha_2 = f(H, p_b); \quad n = f(H, p_b); \quad C = f(p_b).$$

4. При снижении кажущегося уровня ниже допустимой нормы возможно возникновение четвертой зоны — периодического срыва пленки жидкости с поверхности трубок (периодическое высыхание части поверхности вертикальных трубок грюющей батареи). В четвертой зоне наблюдается резкое уменьшение интенсивности теплоотдачи.

Теплоотдачу первой зоны рассчитывают по формулам конвективного теплообмена без изменения агрегатного состояния.

Теплоотдачу второй и третьей зон можно рассчитывать по одним и тем же формулам, причем наличие организованного движения жидкости в трубе влияет на интенсивность теплоотдачи до тех пор, пока возмущения, вносимые процессом парообразования, не начнут играть решающей роли. Наибольших значений локальные коэффициенты α по высоте кипячительной трубки достигают в тех ее частях, где жидкость лишь сравнительно тонкой пленкой располагается на поверхности трубки. Этим и объясняется стремление снизить кажущийся уровень.

Исходя из того, что теплоотдача при кипении в вертикальных трубках — повышенной интенсивности, М. Якоб [65] рекомендует такую зависимость:

$$\alpha_{\text{верт}} = 1,25\alpha_{\text{гор}},$$

где $\alpha_{\text{верт}}$ и $\alpha_{\text{гор}}$ — коэффициенты теплоотдачи в вертикальной и горизонтальной трубках соответственно.

Такой метод, конечно, следует считать приближенным. При ядерном кипении в большом объеме М. А. Михеевым и С. С. Кутателадзе предложены расчетные формулы для определения коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = 3p^{0,15} q^{0,7}; \quad (\text{III-17})$$

$$\alpha = 2,5p^{0,2} q^{0,7}. \quad (\text{III-18})$$

Для практического использования весьма удобны критерийные уравнения, предложенные:

Г. Н. Кружилиным

$$\text{Nu} = 0,082\text{K}_q^{0,7} \text{Ku}^{0,33} \text{Pr}^{-0,45}. \quad (\text{III-19})$$

С. С. Кутателадзе

$$\text{Nu} = 7 \cdot 10^{-4} \text{Re}_n^{0,7} \text{Pr}^{0,35} \text{K}_p^{0,7}; \quad (\text{III-20})$$

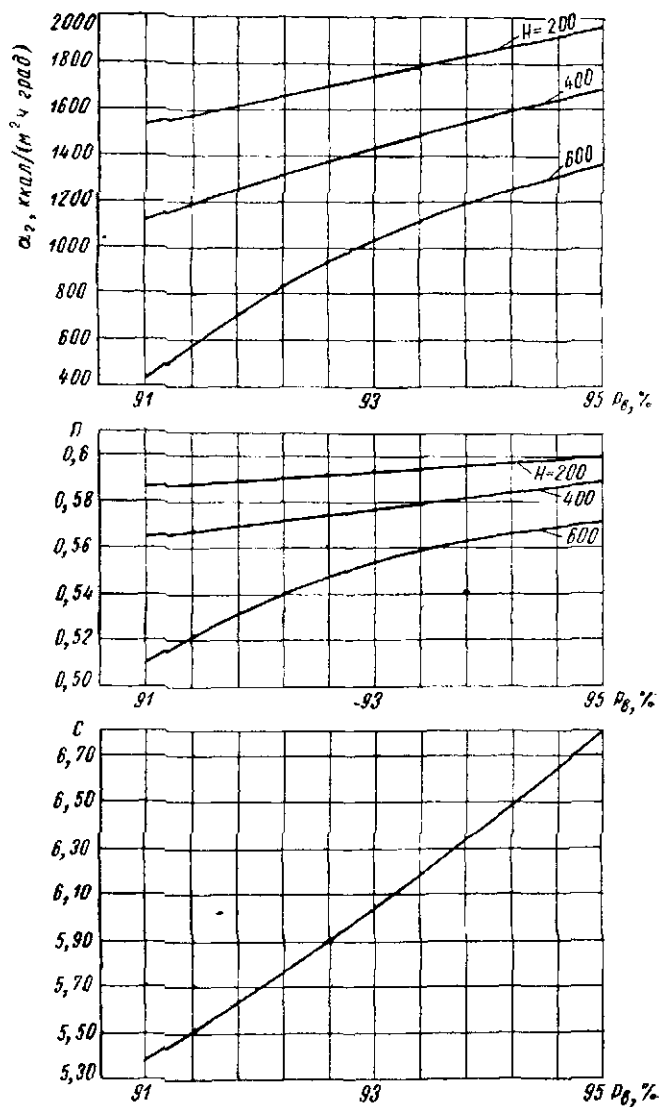


Рис. 46. Зависимости $\alpha_2=f(H, p_0)$; $n=f(H, p_0)$ и $C=f(p_0)$ при кипении воды в глубоковакуумной вертикально-трубной опреснительной установке.

$$Nu = 75K^{0.7}Pr^{-0.2}. \quad (III-21)$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны кипящей воды обычно рассчитывают по вышеприведенным формулам и критериальным уравнениям без учета ее циркуляции.

В вертикально-трубных испарителях за счет значительного паросодержания кипящего рассола интенсивная циркуляция и колебательный характер его движения вдоль теплообменных поверхностей существенно влияют на интенсивность теплоотдачи.

Интенсивность переноса тепла от греющей поверхности определяется вынужденной конвекцией жидкости, где конвекция поддерживается движением пузырьков.

Попытки последних лет теоретически объяснить теплообмен при ядерном кипении направлены на установление связи движения пузырьков с их ростом.

В настоящее время на основании ряда работ [1, 29, 44, 63] создана теория, описывающая свойства пленок на поверхностях, адсорбции, поверхностного натяжения и электрических явлений на границе раздела между жидкостью и паром или газом.

При переходе от дистиллированной воды к какому-либо ее раствору поверхностный слой раствора оказывается обогащенным или обедненным молекулами или ионами растворенного вещества относительно их общей концентрации в массе раствора. При возникновении в морской воде или каком-либо ином солевом растворе пузырька газа или пара в момент его появления состав раствора вблизи него будет таким же, как и «внутри» жидкости. Ионы солей, обладающие более сильными полями, втягиваются «внутри» жидкости быстрее, чем другие молекулы. Таким образом, концентрация молекул с более слабым полем в поверхностном слое повышается. Окончательное равновесие обычно устанавливается через малую долю секунды, и на поверхности пузырька располагается пленка дистиллята.

При возрастании концентрации ионы и молекулы растворенного вещества диффундируют в поверхностный слой дистиллята. Чем выше концентрация раствора солей, тем интенсивнее с ионы диффундируют в поверхностный слой.

Проведенные исследования [29, 37, 44] показали, что пленки на поверхности пузырьков газа или пара оказывают значительное влияние на их движение в жидкости. Действительно, в процессе движения пузырьков скопления веществ на их поверхности будут сноситься с верхней в нижнюю часть, образуя на части поверхности пузырька F' насыщенный монослой этих веществ. На поверхности F' скорость обтекающей пузырек жидкости, как и на поверхности твердого тела, обращается в нуль. В области этой поверхности возникает явление отрыва, сопровождающееся дополнительным сопротивлением формы.

Эксперименты А. В. Городецкой показали, что даже ничтожное количество веществ, сосредоточивающихся в поверхностном слое, может оказать существенное влияние на скорость движения пузырьков. Так, при движении в воде пузырька диаметром $d=0,1$ мм для возникновения квадратичного закона сопротивления его движению [37] достаточно покрытия насыщенным монослоем поверхности, составляющей около 2% всей площади пузырька F' . При этом влияние того или иного вещества в растворе на скорость движения пузырьков определяется его поверхностной активностью. По опытам А. В. Городецкой максимальное замедление скорости пузырьков достигает 250%.

Скорость подъема ω (в см/сек) в чистой воде пузырьков [29] диаметром $0 \div 0,4$ мм ($Re=0 \div 0,30$) определяется по формуле

$$\omega = \frac{2}{9} \frac{r^2 g}{\mu} (\rho - \rho'');$$

для пузырьков диаметром $0,4 \div 0,9$ мм ($Re=30 \div 200$)

$$\omega = 26,4d;$$

для пузырьков диаметром $0,9 \div 2$ мм ($Re=200 \div 300$)

$$\omega = \frac{1}{9} \frac{r^2 g}{\mu} (\rho - \rho'')$$

и для пузырьков диаметром $2 \div 5$ мм

$$\omega = (13 \div 10,5) d.$$

Исследования скорости подъема пузырьков позволили установить следующее:

1. Пузырьки с $d < 1,5$ мм имеют шарообразную форму, поднимаются прямолинейно, а скорость их движения растет с увеличением диаметра.

2. При $d = 1,5 \div 6$ мм у пузырьков начинается некоторая деформация, путь их становится криволинейным, а скорость движения падает с увеличением диаметра.

3. Пузырьки с $d > 6$ мм принимают форму гриба, путь их отклоняется от вертикали, а скорость опять начинает расти с увеличением диаметра, но относительно медленно.

Всесторонние исследования скорости всплывания воздушных пузырьков в водных растворах солей $NaCl$, Na_2SO_4 , $MgCl_2$, $MgSO_4$ различной концентрации проведены И. З. Макинским и П. П. Симоновым.

При кипении воды и различных ее растворов в большом объеме суммарный эффект скорости эвакуации тепла от теплообменной поверхности определяется как числом центров парообразования и частотой образования пузырьков, так и скоростью их всплывания.

При работе испарителей морской воды зависимость интенсивности теплоотдачи от изменяющейся концентрации рассола можно объяснить тормозящим действием поверхностной пленки на скорость всплывания паровых пузырьков. Изменение скорости всплывания замедляет путевой рост пузырьков. Это ухудшает массообмен в жидкости, обусловливаемый движением паровых пузырьков, снижает производительность испарителя и

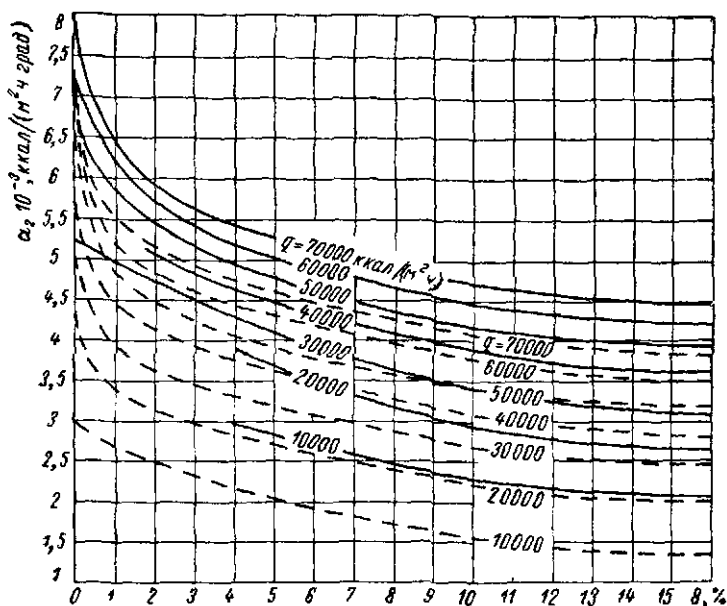


Рис. 47. Зависимость коэффициента теплоотдачи кипящей при атмосферном давлении в большом объеме морской воды (сплошные линии) и водного раствора хлористого натрия (пунктирные линии) от концентрации при постоянных тепловых потоках.

вызывает повышение температуры перегрева кипящей жидкости. Повышение температуры уменьшает полезный температурный напор.

При определенном замедлении скорости всплывания пузырьков пар не будет успевать отводиться от поверхности нагрева. Все это приводит к ухудшению теплоотдачи.

Резкое снижение интенсивности теплоотдачи с увеличением концентрации морской воды (рис. 47) наблюдается в области невысокой концентрации (до $B=3\%$). Снижение темпа дальнейшего уменьшения α_2 при повышении концентрации более 3% можно объяснить постепенным насыщением поверхностного слоя дистиллята ионами растворенной соли, диффундирующими

в этот слой тем активнее, чем выше концентрация раствора. Это отражается на уменьшении тормозящего влияния поверхностной пленки, вследствие чего темп уменьшения коэффициента α_2 снижается.

При значительном повышении концентрации устанавливаются такие условия, когда скорость диффузии ионов соли в пленку дистиллята приближается к скорости отрицательной адсорбции этих ионов из поверхностной пленки (при концентрации морской воды $B > 15\%$).

Эти выводы вполне согласуются с заключением М. Якоба [65], что показатель степени n в уравнении $\alpha_2 = cq^n$ характеризует гидродинамический режим.

Полученные зависимости $n = f(B)$ для морской воды и растворов хлористого натрия, кипящих в большом объеме, можно объяснить тем, что для этих растворов наибольшее тормозящее воздействие поверхностной пленки дистиллята на движение пузырьков пара, а следовательно, и на гидродинамический режим движения кипящей жидкости сильно проявляется в области малых концентраций. Поэтому на участке $B = 0 \div 3\%$ показатель степени n резко уменьшается.

При дальнейшем повышении концентрации начинается все более интенсивная диффузия ионов солей в поверхностный слой чистой воды и тормозящее воздействие последней начинает уменьшаться. Это выражается в постепенном повышении значения показателя степени n .

При кипении в большом объеме численные значения показателя степени n изменяются при переходе от чистой воды к растворам хлористого натрия и морской воды от 0,55 до 0,4 при увеличении концентрации от нуля до 9%.

При переходе от дистиллированной воды к ее солевым растворам (в интервале концентраций от нуля до 2,5 ÷ 3%) сначала наблюдается резкое уменьшение численного значения показателя степени n с последующим (при концентрации выше 3%) постепенным его возрастанием.

По данным М. А. Кичигина и Н. Ю. Тобилевича для воды и 25%-ного раствора хлористого натрия при давлении 0,2 ÷ 1,5 ата и для тепловых потоков от 3 до 100 тыс. ккал/(м²·ч) в уравнении $\alpha = cq^n$ численное значение показателя степени составляет 0,6.

Меркель [56] для случая выпаривания водных растворов в трубках при интенсивной циркуляции предлагает определять коэффициент теплоотдачи к раствору α_p по коэффициенту теплоотдачи для чистой воды α по такой формуле:

$$\alpha_p = \alpha \left(\frac{\lambda_p}{\lambda} \right)^{0,565} \left[\left(\frac{\gamma_p}{\gamma} \right)^2 \frac{c_p}{c} \frac{\mu}{\mu_p} \right]^{0,435} \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}, \quad (\text{III-22})$$

где α_p , λ_p , μ_p , c_p , γ_p — коэффициенты теплоотдачи, теплопроводности и динамической вязкости, а также теплоемкость и удельный вес рассола для данной концентрации;

α , λ , μ , c и γ — для чистой воды соответственно.

Возвращаясь к уравнению (III-16), следует отметить, что если для дистиллированной воды коэффициент C зависит только от температуры ее кипения, то для морской воды и ее рассолов этот коэффициент зависит также и от концентрации. При изменении концентрации морской воды в пределах $B = 2 \div 3 \div 10 \div 15\%$ коэффициент C изменяет соответственно свое значение [50] в пределах $C = 3,46 \div 3,42 \div 2,85 \div 2,52$.

Обобщив многочисленные опытные данные по кипению некоторых жидкостей, В. И. Толубинский [55] рекомендует критериальную зависимость

$$Nu = 75K^{0,7} Pr^{-0,2}, \quad (III-23)$$

Анализируя данные по кипению различных растворов, А. Ф. Сороскин вывел следующее критериальное уравнение:

$$Nu = 6,25 \cdot 10^{-4} Re_{\alpha}^{0,7} Pr^{0,4} K_p^{0,8} \quad (III-24)$$

где

$Nu = \frac{\alpha_2}{\lambda} \delta$ — пузырьковый критерий Нуссельта;

$Re_{\alpha} = \frac{q_1 \delta}{\xi \gamma'' a}$ — пузырьковый критерий Пекле;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ — критерий Прандтля;

$K_p = \frac{p \delta}{\sigma}$ — критерий, учитывающий влияние давления при кипении;

$K = \frac{q}{r \gamma'' d_0 u}$ — критерий, введенный В. И. Толубинским (отношение скорости создания новой фазы к скорости роста пузырьков).

Таким образом, расчет коэффициента теплоотдачи при кипении морской воды в большом объеме можно вести по одному из нижеприведенных уравнений

$$\alpha_2 = \frac{6,25 \cdot 10^{-4} \lambda^{0,7} c_p^{0,7} \gamma^{0,5}}{\sigma^{0,5} r^{0,7} a^{0,4} \gamma''^{0,7}} p^{0,8} q^{0,7}; \quad (III-25)$$

$$\alpha_2 = \frac{75 \nu^{0,2} (\gamma - \gamma'')^{0,5}}{\sigma^{0,5} r^{0,7} a^{0,2} \gamma''^{0,7} (d_0 u)^{0,7}} q^{0,7} \quad (III-26)$$

Концентрация раствора наиболее резко влияет на теплоотдачу в области высококоразвитого ядерного кипения. Сопоставление результатов наших исследований теплоотдачи при кипении для растворов NaCl и для морской воды, А. Ф. Сорокина для растворов NaCl [49], В. Н. Слесаренко для океанской воды [50, 51] и В. И. Бузника для искусственно приготовляемого состава морской воды [7] показывает, что эти данные не дают однозначной зависимости α от q . Расхождение можно объяснить различным составом солей и количеством NaCl в исходной морской воде (черноморская, тихоокеанская, искусственно приготовленная морская вода, раствор химически чистого хлористого натрия).

Установлено, что с ростом концентрации морской воды величина коэффициента α_2 уменьшается. При повышении концентрации кипящей морской воды возможно проявление тепло- и массообмена, вызванного диффузией.

Система уравнений, определяющая распределение полей температур t и концентраций B , запишется так:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dt}{d\tau} &= \alpha \nabla^2 t + K_t \frac{\partial \mu}{\partial B} \cdot \frac{\partial B}{\partial \tau}; \\ \frac{dB}{d\tau} &= K_d \left(\nabla^2 B + \frac{K_t}{t} \nabla^2 t \right). \end{aligned} \right\} \quad (\text{III-27})$$

Применяя к системе (III-27) аппарат теории размерностей с учетом основных теорий подобия, В. Н. Слесаренко предлагает критериальное уравнение, приводящее к расчетной зависимости

$$\text{Nu} = A \text{Pe}^{0,75} \text{Pr}^{0,35}, \quad (\text{III-28})$$

где $A=5,75$ — для дистиллята; $A=5$ — для морской воды.

Используя применительно к системе (III-27) методы теории подобия, для стационарного теплового процесса можно получить систему критериев

$$\frac{K_t \mu}{t}; \quad \frac{wl}{K_d} \quad (\text{III-29})$$

Как отмечают Л. Д. Ландау и Е. М. Лившиц, при малых концентрациях раствора коэффициент K_t весьма незначителен. Применительно к работе судовых испарительных установок концентрация кипящего рассола морской воды не превышает 9—11%. Поэтому критерий $K_t \mu / t$ из рассмотрения можно исключить. Представим второй критерий системы (III-29) в форме двух составляющих

$$\frac{wl}{K_d} = \frac{wl}{\alpha} \cdot \frac{\alpha}{K_d} = \text{Pe} \cdot \text{Le}, \quad (\text{III-30})$$

где K_d — коэффициент диффузии;

$Le = \frac{a}{K_d}$ — критерий Льюиса (характеризует влияние концентрационной диффузии на теплообмен при кипении).

Если принять, что при кипении рассола морской воды концентрации $B=3-9\%$ пузырек пара несет на себе поверхностную пленку, где концентрация может изменяться от нулевой до некоторой отличной от нуля, то из системы (III-27) можно заключить, что пренебрегать влиянием концентрационной диффузии нельзя.

При изменении концентрации кипящего рассола морской воды будет изменяться и концентрация в поверхностных пленках всплывающих паровых пузырьков, что существенным образом скажется на скорости их всплывания, а следовательно, и на интенсивности теплоотдачи. Поэтому при выборе критериев, определяющих условия теплообмена при кипении морской воды, следует принимать во внимание критерий Льюиса Le .

Рассмотрение особенностей теплообмена при кипении морской воды показывает, что с учетом влияния симплекса $\xi=f(Le)$, учитывающего переменную концентрацию рассола, характер процесса определяется заданием тех же величин (теплого потока, свойств жидкости, гидродинамики потока и т. д.), что и при кипении дистиллята. Это позволяет использовать для обобщения экспериментальных данных по кипению морской воды критериальные уравнения В. И. Толубинского, С. С. Кутателадзе, М. А. Кичигина и Н. Ю. Тобилевича, А. Ф. Сорокина и других.

Измерение констант морской воды и гидродинамического режима движения парожидкостной смеси в связи с изменяющейся концентрацией морской воды приводит к усложнению условий теплообмена и описывающих его уравнений.

В общем виде это можно представить зависимостью

$$\alpha_2 = f(q, \lambda, \sigma, \nu, a, c_p, r, \gamma - \gamma'', \xi). \quad (\text{III-31})$$

Решение этого уравнения при помощи методов теории размерностей приводит к критериальным зависимостям вида

$$Nu = C Re^n Pr^m Le^k; \quad Nu = C Re^n Pr^m Le^k; \quad Nu = C Gr^n Pr^m Le^k, \quad (\text{III-32})$$

где величины C, n, m, k определяются после экспериментальных исследований.

В результате проведенных в лабораторных и натуральных условиях исследований по кипению дистиллята, морской воды и ее весьма концентрированных растворов в вертикальных трубках глубоковакуумных испарительных установок не обнаружилось (в отличие от случая кипения в большом объеме) ощутимого влияния изменяющейся концентрации рассола морской воды на

интенсивность теплообмена. Это, вероятно, можно объяснить особенностями гидродинамики процесса кипения, т. е. практической независимостью тепло-массообмена при кипении в вертикальных трубках от влияния поверхностных пленок на скорость всплывания паровых пузырьков.

§ 11. НЕКОТОРЫЕ МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В ИСПАРИТЕЛЯХ МОРСКОЙ ВОДЫ

В настоящее время известны и частично используются следующие способы интенсификации конвективного теплообмена в теплообменниках судовых испарительных установок:

- увеличения поверхности теплообмена со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи;
- механического воздействия на теплообменную поверхность;
- гидродинамического воздействия на поток;
- воздействия электрического и магнитного поля на поток.

Наиболее широко применяются методы механического воздействия на теплообменную поверхность и особенно методы гидродинамического воздействия на поток.

Любая попытка интенсифицировать конвективный теплообмен при кипении в конечном счете сводится к воздействию на пристенный граничный слой (его турбулизацию). Наиболее простой способ — увеличение скорости движения теплоносителя.

Оптимальный термодинамический режим работы испарителя определяется по максимальному значению α_2 ; испарители работают при небольших скоростях циркуляции, обусловленных оптимальным уровнем жидкости (25—35% от длины вертикальных кипяtilьных трубок). Обычно рекомендуется увеличивать скорость циркуляции за счет повышения уровня кипящей жидкости до 120%. Значения скорости циркуляции при этом находятся в пределах 0,2 ÷ 1 м/сек в зависимости от теплового потока, т. е. близки к значениям, обеспечивающим вынос зоны кипения за пределы кипяtilьных трубок.

В некоторых случаях применяют методы интенсификации конвективного теплообмена при кипении на вращающейся поверхности нагрева. Конструктивно вращающиеся поверхности нагрева можно выполнять в виде дисков с вращающимся каналом (образованным полотном диска и экраном) и в виде цилиндров.

Для решения задачи о теплоотдаче с вращающимся каналом В. М. Бузник [7] предложил расчетную формулу для определения локального коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_2 = \frac{0,0592}{2} c_p \omega_0^2 \rho \left(\frac{\omega_0 x}{\nu} \right)^{-0,2}, \quad (\text{III-33})$$

где c_p — удельная теплоемкость теплоносителя;

- ω_0 — относительная скорость ядра потока на поверхности диска;
 ρ — плотность жидкости, омывающей диск;
 x — расстояние от начала обогрева диска до текущего сечения;
 ν — кинематический коэффициент вязкости.

Для решения задачи о теплоотдаче вращающегося цилиндра при свободной конвекции В. М. Бузником [7] предложено критериальное уравнение

$$Nu = 0,416 (Gr Pr)^{0,25} \left(1 + 1,06 \frac{Re^2 Pr}{Gr} \right)^{0,25}, \quad (III-34)$$

позволяющее сделать вывод, что при вращении цилиндра теплообмен значительно интенсифицируется в том случае, если окружная скорость цилиндра больше скорости свободного движения.

Рекомендованные В. М. Бузником расчетные уравнения справедливы только для случая безотрывного обтекания, т. е. при небольших значениях критерия Рейнольдса.

Вопрос о влиянии механической и акустической вибрации теплообменной поверхности на интенсивность теплоотдачи при кипении пока еще не решен. Экспериментами установлено, что действие звука на теплоносители изменяет механизм обтекания теплообменной поверхности и интенсифицирует теплообмен. Интенсификация очень существенна при свободном движении теплоносителя и малых скоростях его вынужденного движения.

По данным исследований авторов при малых тепловых потоках $q < 6000$ ккал/(м²·ч), когда парообразование еще не влияет или мало влияет на гидродинамику в пристенном слое, действует обычный механизм интенсификации процесса теплоотдачи (15—20%), вызываемый вибрацией теплообменной поверхности, а значит и некоторой турбулизацией пристенного слоя. При умеренных тепловых потоках [$q = 10—20$ тыс. ккал/(м²·ч)] вибрация теплообменной поверхности способствует преждевременному срыву пузырьков, уменьшая тем самым их турбулизирующее воздействие на гидродинамику пристенного слоя, что в конечном итоге снижает теплоотдачу на 15—18%.

При больших тепловых потоках [$q > 25$ тыс. ккал/(м²·ч)] интенсивность парообразования, а следовательно, воздействие его на гидродинамику пристенного слоя столь велика, что отрицательное воздействие вибрации на теплоотдачу начинает постепенно утрачиваться.

По данным Американского южного исследовательского института механическая и акустическая вибрация существенно повышает интенсивность теплоотдачи при кипении, причем наибольшее увеличение теплоотдачи (80—100%) наблюдается при пониженном тепловом потоке. Максимальное значение произ-

ведения частоты на амплитуду, необходимое для существенного улучшения теплоотдачи, возрастает с увеличением теплового потока. Исследования, проведенные авторами в диапазоне частоты вибрации от 700 до 3000 в минуту, и изменения амплитуды от 0,15 до 0,35 мм [при значениях теплового потока от 4 до 25 тыс. ккал/(м²·ч)] показали, что изменение частоты и амплитуды вибрации (в указанных пределах) практически не изменило характера влияния вибрации на интенсивность теплоотдачи при кипении.

Перспективным представляется способ воздействия на поток его закручиванием. Для этого с помощью специальных вставок в начале канала создается вращательное движение теплоносителя. Наиболее существенное влияние закручивания потока наблюдается в начальном участке трубы. При установке турбулизирующих вставок различной конструкции по всей длине канала достигается существенное выравнивание и увеличение среднего по длине канала коэффициента теплоотдачи.

Для расчета теплоотдачи закрученных потоков В. М. Бузник [7] рекомендует такую критериальную зависимость

$$\text{Nu} = \frac{\text{Re Pr}}{1 + \frac{700}{\text{Re} C_f} \left(\frac{d}{h}\right) \cdot \left(\frac{d}{d_0}\right) \text{Pr}^{0,731}} \left[\frac{50,9 \frac{d}{h}}{\text{Re} \sqrt{C_f}} + 0,023 \left(\frac{d}{d_0}\right) \text{Re}^{-0,2} \text{Pr}^{-0,13} \left(1 + \frac{0,0219}{\left(\frac{h}{d}\right)^2 C_f}\right)^{0,5} \right], \quad (\text{III-35})$$

где h — ход винтовой линии закручивания, м;

d — внутренний диаметр трубы, м;

d_0 — гидравлический диаметр, определяемый по минимальной площади сечения свободного потока и по общей смоченной поверхности, м;

C_f — суммарный коэффициент трения

$$C_f = \left[0,046 + 2,1 \left(\frac{h}{d} - 0,5\right)^{-1/2} \right] \text{Re}^n,$$

где $n = 0,2$

$$n = 0,2 \left[1 - 1,7 \left(\frac{h}{d}\right)^{-1/2} \right].$$

Это выражение справедливо в диапазоне критерия Рейнольдса от $5 \cdot 10^3$ до $1 \cdot 10^5$. Однако нужно иметь в виду, что применение турбулизирующих вставок значительно увеличивает гидравлическое сопротивление теплообменника.

Основной недостаток трубчатых поверхностей нагрева — ограниченные возможности интенсификации теплообмена. Ввиду сложности изготовления ребристых трубчатых пучков и нередко их полной неприемлемости в специфических условиях работы судовых испарительных установок их заменяют более простой конструкцией пластинчатых пакетов, обеспечивающей уменьшение эквивалентных диаметров проходных сечений. Для создания повышенной турбулентности граничного слоя теплоносителей вблизи пластинчатых теплообменных поверхностей последние выполняют и komponуют так, чтобы осуществить зигзагообразный или волнообразный тип каналов [1]. Теплоотдача этих каналов описывается следующими критериальными уравнениями: в случае зигзагообразных каналов при $Re=900—7000$; $h/t=0,25 \div 0,65$ (характерный размер, представляющий отношение высоты выступов или впадин h к шагу разбивки t)

$$Nu = 0,066 \left(\frac{h}{t} \right)^{0,9} Re^{0,875} \quad (III-36)$$

В случае волнообразных каналов при $Re=800—11\,000$; $h/t=0,25 \div 0,65$; $u/t=0,4 \div 0,73$ (где u — расстояние между пластинами)

$$Nu = 0,138 \left(\frac{h}{t} \right)^{1,1} \left(\frac{u}{h + u} \right)^{0,2} Re^{0,78} \quad (III-37)$$

Дальнейшим развитием интенсификации теплоотдачи при кипении является создание теплообменников с тонкой пленкой кипящей жидкости. Сущность работы испарителей с падающей пленкой состоит в следующем: в верхнюю часть вертикальных трубок греющей батареи вводится рассол, который в виде пленки стекает по трубкам под действием начальной скорости и силы тяжести.

Иногда (по методу Фортье) теплообменные трубки выполняют двойными. Рассол под давлением подается в отверстие во внешней трубке [42] и в виде струек попадает на внешнюю поверхность внутренней трубки, образуя на ней пленку. Интенсивность теплоотдачи при кипении в кольцевом пространстве зависит от ширины последнего S и тепловой нагрузки q . С уменьшением S интенсивность теплоотдачи возрастает, достигая максимума, когда величина S сопоставима с размером пузырьков пара. С увеличением S и q интенсивность теплоотдачи в кольцевом пространстве приближается к интенсивности теплоотдачи в трубках достаточно большого диаметра.

При расчете теплопередачи в трубках греющей батареи пленочного теплообменника испарительной установки основной сложность — определение коэффициента теплоотдачи. Для расчета $\alpha=f(Nu)$ Е. Д. Мальцевым [42] рекомендуется фор-

мула, учитывающая турбулентный перенос в вязком подслое, проверка которой в области чисел $0,6 \approx Pr \leq 3000$ и $7 \cdot 10^{-3} < Re < 2 \cdot 10^6$ подтвердила ее надежность

$$Nu = \frac{0,14 Pe \sqrt{\lambda_i}}{\ln \frac{Re \sqrt{\lambda_i}}{760} + 2 \ln \frac{1 + 5Pr}{1 + 0,2Pr} + 2,4 Pr \varphi(Pr)} \quad (III-38)$$

Применительно к рассматриваемому режиму течения пленки в приведенной формуле вместо диаметра трубки d следует подставлять значение гидравлического радиуса $R = d/4$, более полно определяющее линейную характеристику потока. В этом случае входящие в уравнение (III-38)

критерии принимают вид

$$Nu = \frac{\alpha d}{4\lambda}; \quad Pe = \frac{vd}{4a};$$

$$Re = \frac{vd}{4\nu}; \quad Pr = \frac{Pe}{Re}$$

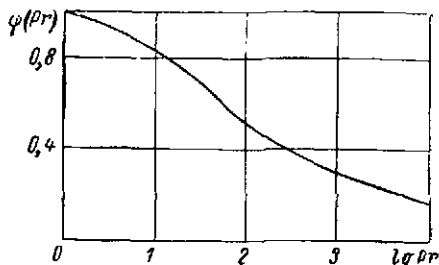


Рис. 48. График $\varphi(Pr) = \lg Pr$.

В уравнении (III-38) $\varphi(Pr)$ — специальная функция от числа Pr (определяется по графику, рис. 48);

λ_i — интегральный коэффициент трения, учитывающий потери энергии как на стенке трубки, так и внутри потока жидкости (при движении пленки по трубке λ_i принимается равным 0,042);

v — скорость движения пленки по поверхности вертикальной трубки, м/сек

$$v = \sqrt{\frac{2gd}{\lambda_i}}$$

Как уже говорилось, усилия, направленные на интенсификацию теплоотдачи, неизбежно приводят к необходимости турбулизировать потоки теплоносителей. Известно, что газовые пузырьки, введенные в жидкость, создают большое количество завихрений, а это способствует улучшению теплоотдачи. Использование барботажа позволило создать в последнее время новое высокоэффективное оборудование (эрлифтные реакторы, аппараты с пенным контактом и др.). Однако в оценке влияния на теплоотдачу приведенных скоростей газа и жидкости, физических свойств жидкой фазы, размеров поверхности теплообмена и т. д. единого мнения нет. Японские исследователи Като и Асакаво считают, что при теплообмене в вертикальном однонаправленном газожидкостном потоке коэффициент теплоотдачи

не зависит от приведенной скорости газа при ее изменении от 0,2 до 3 м/сек. Напротив, английские исследователи Вершур и Стердинг [73] установили в данном интервале значений скоростей значительную зависимость между коэффициентом теплоотдачи и приведенной скоростью газа. Имеются также работы, в которых утверждается, что физические свойства жидкой фазы не влияют на коэффициент теплоотдачи.

В других работах доказывается, что величина коэффициента теплоотдачи в основном определяется физическими свойствами жидкой фазы. Диаметрально противоположные выводы — в ряде работ при определении влияния на коэффициент теплоотдачи приведенной скорости жидкой фазы и размеров теплообменного элемента.



Рис. 49. Приставка воздушного жиклера.

Теоретические основы гидродинамики газожидкостных систем разработаны С. С. Кутателадзе и М. А. Стыриковичем [35]. Исследования теплообмена при движении водовоздушного и водопарового потока проведены Г. К. Гончаренко и В. А. Жуковым [10], Шарком [72], Гротхейсом и Хендалом, Штробе, Джонсоном и Абу-Саби, Вершуром и Стердингем [73], В. И. Толубинским и Н. Г. Ямпольским [54], Л. С. Стерманом. Эти исследователи отмечают интенсификацию теплоотдачи (примерно 10—20%) при введении в нагреваемую жидкость воздушного или парового потока.

Автором предложен способ интенсификации теплоотдачи в вертикально-трубных испарителях морской воды введением в нагреваемый рассол пузырьков воздуха [25]. Подсос воздуха к трубкам греющей батареи испарителя осуществляется через приставку воздушного жиклера (рис. 49), представляющую собой простейшее устройство из двух обойм и набора сменных шайб (жиклеров) с калиброванными отверстиями ($d=0,1 \div 1$ мм), установленное на фланце грязевода испарителя. Обоймы через трехходовой и запорный клапаны соединяются с водяным пространством грязевика греющей батареи испарителя (например, испарителя «Атлас», рис. 50).

Количество подсосываемого в испаритель воздуха (при критическом перепаде давлений между барометрическим давлением и давлением в испарителе) определяется температурой воздуха и диаметрами отверстий в установленных жиклерах.

Сущность, а следовательно, и все качественные закономерности рассматриваемого метода отличаются от всех ранее

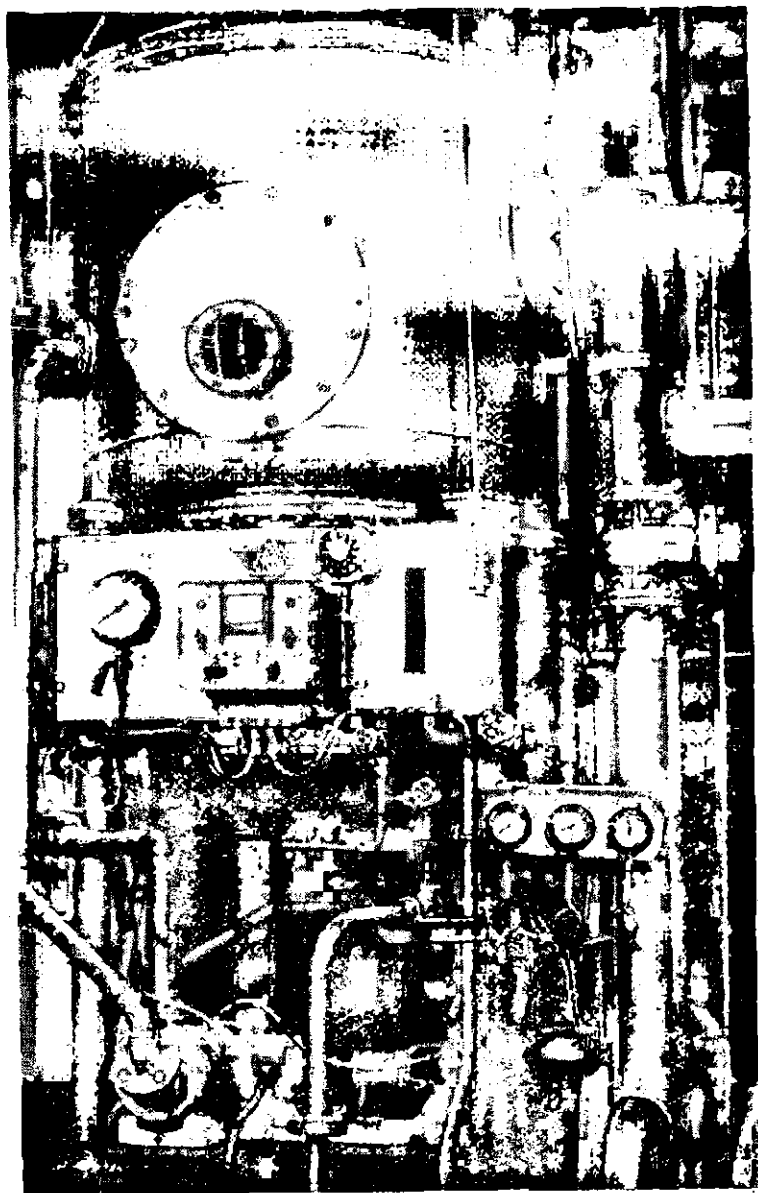


Рис. 50. Общий вид глубоковакуумной опреснительной установки «Атлас».

применявшихся методов тем, что вместо интенсивного воздушного потока (с коэффициентом воздухоподдержания $\sigma = \frac{G_v}{G_n} = 100 = 2 \div 40\%$ и более) в нагреваемый рассол вводится некоторое малое количество центров парообразования — воздушных пузырьков, оказывающих на теплоотдачу интенсифицирующее воздействие. При этом σ изменяется в пределах $0,05 \div 1\%$. Предложенный способ увеличения производительности испарителей введением в нагреваемый рассол воздуха систематически исследовали и проверяли в натуральных и лабораторных условиях.

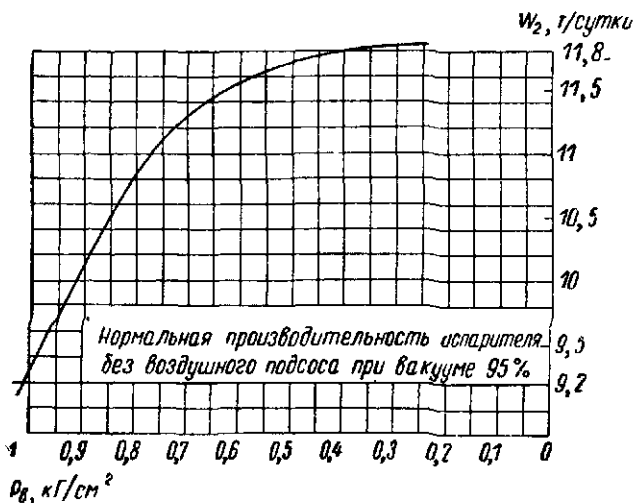


Рис. 51. График изменения производительности испарителя «Атлас» при 95%-ном вакууме в зависимости от разрежения подсосываемого воздуха.

Исследования проводились на судовых испарителях «Атлас», на головном образце отечественной глубоковакуумной опреснительной установки на испытательном стенде морского завода и на тепловой модели этой опреснительной установки в лаборатории теории теплообмена ОБИМУ. Тепловая схема и особенности работы испарителей «Атлас» описаны в гл. V.

В ходе испытаний была выявлена зависимость изменения интенсивности работы испарителей от количества подсосываемого воздуха и кажущегося уровня кипящего рассола в вертикальных трубках греющих батарей.

Существует некоторое оптимальное количество начальных центров парообразования в виде пузырьков, вводимых в нагреваемый рассол. Особенно четко это проявилось при дополнительных испытаниях испарителя «Атлас», проведенных при введении в нагреваемый рассол не воздушных, а паровых пузырь-

ков. Давление вводимого в испаритель пара менялось от 0,88 до 3 ата.

На рис. 51 показан график изменения производительности W_2 испарителя «Атлас» при 95%-ном вакууме в зависимости от разрежения подсасываемого воздуха. В ходе эксперимента коэффициент воздухосодержания σ изменялся от 0,04 до 1%, и достигнуть рабочего вакуума при этом выше 95% не удалось из-за недостаточной мощности штатного эжектора испарительной установки.

На рис. 52 можно видеть график изменения производительности испарителя «Атлас» W_2 при 96%-ном вакууме в зависимости от давления вводимого пара. Максимальное увеличение производительности составляет: при подсосе в рассол воздуха (рабочий вакуум 95%) 25—27%; при введении в рассол пара (рабочий вакуум 96%) 11—12%. При испытаниях была установлена практическая независимость производительности испарителя от рабочей концентрации рассола (увеличиваемой от 3 до 11%). Воздушный подсос на всех режимах работы испарителя (по рабочему вакууму и давлению вводимого воздуха или пара) практически не сказывался на содержании кислорода и солесодержании конденсата вторичного пара.

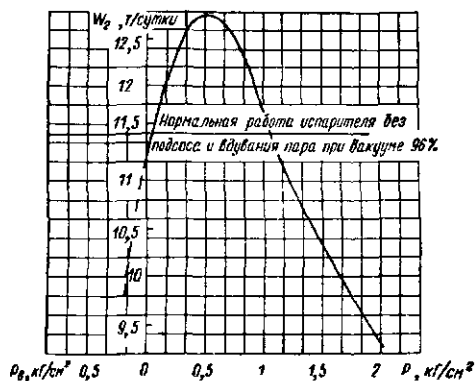


Рис. 52. График изменения производительности испарителя «Атлас» при 96%-ном вакууме в зависимости от давления вводимого пара.

Для повышения эффективности этого метода необходимы некоторые конструктивные изменения циркуляционных и проточных испарителей «Атлас» для равномерного подвода воздушных пузырьков ко всем трубкам греющей батареи.

Одно из таких решений — наращивание на 2—3 мм и равномерная торцовка всех трубок греющей батареи относительно их нижней трубной доски.

Испытание воздушного жиклера, проведенное на опытном образце отечественной глубоковакуумной опреснительной установки (см. рис. 85 и 85), подтверждает все описанные исследования. Однако в связи с тем, что испытываемый образец этой установки и испаритель «Атлас» конструктивно различны, применение воздушного жиклера требует некоторых конструктивных изменений отечественного испарителя для обеспечения

равномерного подвода воздушных пузырьков по всем трубкам греющей батареи.

В дополнение к описанному выше способу наращивания на 2—3 мм трубок относительно их нижней трубной доски в отечественных испарителях серии Д необходимо предусмотреть также дополнительное наращивание на 4—5 мм трубы



Рис. 53 Общий вид экспериментальной опреснительной установки ОВИМУ

опускной шахты во избежание прорыва в нее вводимого воздуха.

Для получения некоторых оптимальных характеристик при интенсификации работы испарителей введением в нагреваемый рассол пузырьков воздуха были проведены систематические исследования эффективности этого метода и переменного кажущегося уровня на тепловой модели отечественного глубоковакуумного испарителя (рис. 53) в лаборатории теории теплообмена ОВИМУ. Исследования показали, что подсос некоторого количества воздуха ($\sigma = 0,2 \div 0,6\%$) значительно увеличивает производительность установки. Так, в пределах изменения рабочего вакуума от 90 до 87,5% при температуре греющей воды 65°С и коэффициенте подачи воздуха $\sigma = 0,6\%$ производительность опреснительной установки увеличивается от 20 до 40%.

Исследования при вакууме $p_v = 91-95\%$, температуре греющей воды 55°С и коэффициенте подачи воздуха $\sigma = 0 \div 1\%$ (контрольные опыты в каждом режиме проводились и при $\sigma = 1 \div 2\%$) показали, что с вводом в рассол воздуха резко повышается производительность установки W'_2 , причем интенсивность ее роста после достижения определенного значения коэффициента подачи воздуха σ снижается.

На рис. 54, а показана зависимость $W'_2 = f(\sigma)$ для постоянного кажущегося уровня $H = 400$ мм и различных значений вакуума (91, 92, 93, 94, 95%). Последующее увеличение σ приводит к замедлению, а при достижении критического значения — прекращению роста производительности. При увеличении σ выше критического эффект форсирования плавно снижается. Этот участок находится при значениях σ более 2% и поэтому на приведенных графиках не показан.

При прохождении экономайзерного участка воздушным пузырьком, имеющим температуру ниже температуры окружающей жидкости, создаются благоприятные условия для испарения нагреваемой жидкости внутрь пузырька, что несколько снижает ее температуру, увеличивая полезный температурный напор. Кроме того, за счет набухания жидкости понижается компонента гидростатического давления в пузырьках, что способствует их росту, а следовательно, и скорости всплывания. Это приводит к турбулизации потока и выравниванию температуры по его живому сечению. Скоростная киносъемка показывает, что в этом случае конденсация оторвавшихся от поверхности на-

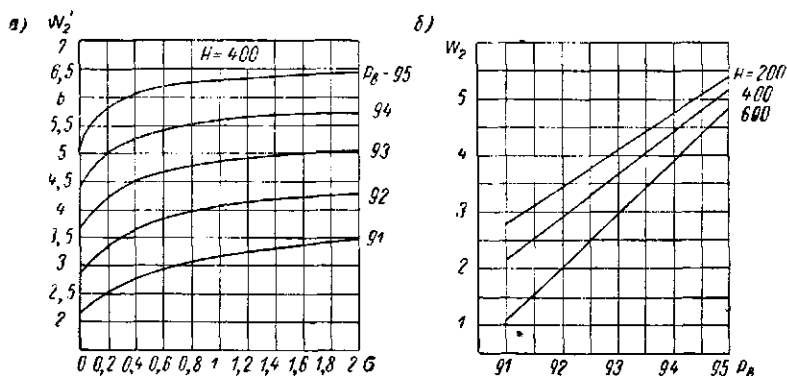


Рис. 54. Зависимость производительности экспериментальной опреснительной установки от условий ее работы.

грева паровых пузырьков прекращается, и высота экономайзерного участка резко снижается.

Перечисленные факторы и обуславливают значительное увеличение интенсивности теплоотдачи.

Последующее увеличение σ приводит к частичному высыханию пленки жидкости в верхней части трубок греющей батареи и, как следствие, снижению производительности.

На интенсивность работы испарителя очень сильно влияет высота кажущегося уровня H . Проведенные исследования показывают (рис. 54, б), что максимальная производительность установки в случае ее работы без подсоса воздуха W_2 достигается при уровне $H=200$ мм, причем эффект влияния уровня увеличивается с понижением вакуума. Результаты исследований зависимости производительности при форсированной работе установки от величины коэффициента подачи воздуха $W_2=f(\sigma)$ при различных рабочих вакуумах ($p_b=95, 93, 91\%$) и разных рабочих уровнях ($H=200, 400, 600$ мм) графически

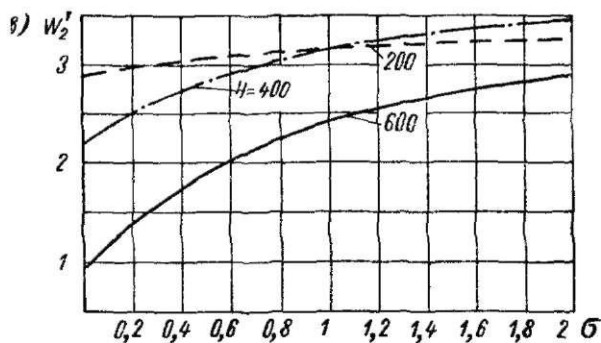
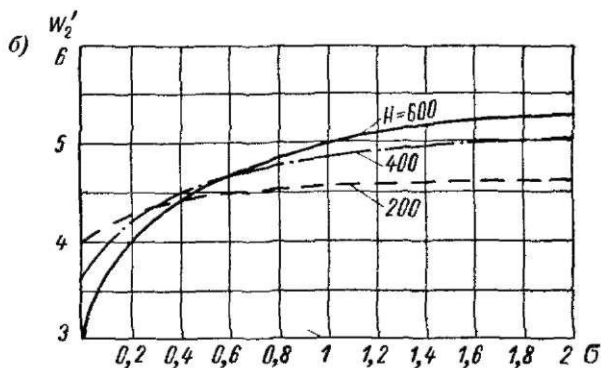
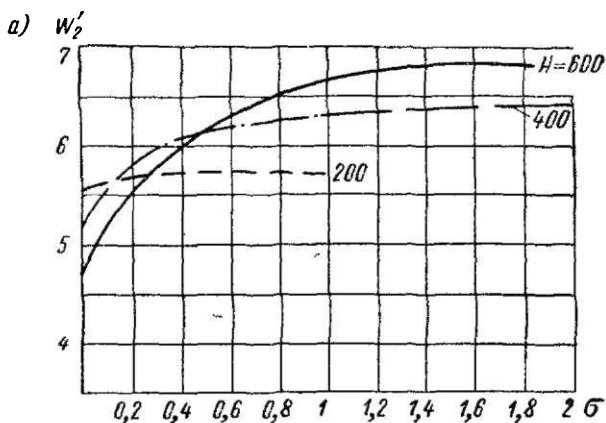


Рис. 55. Зависимость производительности экспериментальной опреснительной установки от величины коэффициента подачи воздуха при различных рабочих вакуумах.

отражены на рис. 55, где *a*, *б* и *в* соответствуют вакууму 95, 93 и 91%.

Из графиков $W'_2=f(\sigma)$ (рис. 55) видно, что при малых значениях σ влияние уровня $H=200$ сказывается больше, чем воздушное форсирование. Так, при вакууме 95% снижение уровня до 200 мм идентично $\sigma=0,12$, для уровня 400 мм и $\sigma=0,24$ для уровня 600 мм; при вакууме 93% снижение уровня до $H=200$ мм оказывает тот же эффект, что и $\sigma=0,2$ для $H=400$ мм и $\sigma=0,44$ для $H=600$ мм.

Дальнейшее снижение вакуума приводит к еще большему эффекту уровня $H=200$ мм. При вакууме 91% влияние воздушного форсирования для уровня 400 мм оказывает идентичное воздействие уже при $\sigma=1$, а для уровня 600 мм при $\sigma \approx 4$.

Повышение номинальной производительности W_2 при снижении кажущегося уровня обуславливается увеличением участка теплоотдачи в тонкой пленке, образующейся при циклическом омывании поверхности трубок пульсирующим потоком парожидкостной смеси со знакопеременным вектором скорости.

На рис. 56 показана графическая зависимость степени повышения производительности $\theta = W'_2/W_2$ от рабочего вакуума (*a*—96%, *б*—93%, *в*—91%) и величины коэффициента подачи воздуха σ .

Как показали проведенные исследования, при всех значениях вакуума в случае работы без воздушного жиклера максимальная производительность достигается при кажущемся уровне рассола, составляющем $1/3$ высоты трубок греющей батареи. С понижением вакуума возрастает интенсивность включения воздушного жиклера и интенсивность роста производительности. При всех значениях вакуума максимально достижимая

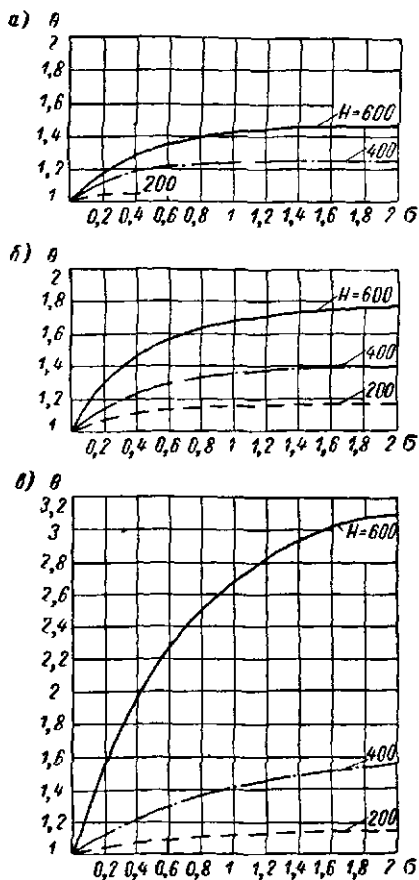


Рис. 56. Зависимость $\theta = f(\sigma, H, p_a)$.

производительность при вводе воздуха увеличивается с повышением уровня. Однако повышать уровень больше значения $\frac{2}{3}$ высоты трубок греющей батареи следует только при вакууме выше 93%, так как при более низких его значениях достижение максимальной производительности возможно только при весьма большом количестве вводимого воздуха, что противоречит смыслу настоящего метода.

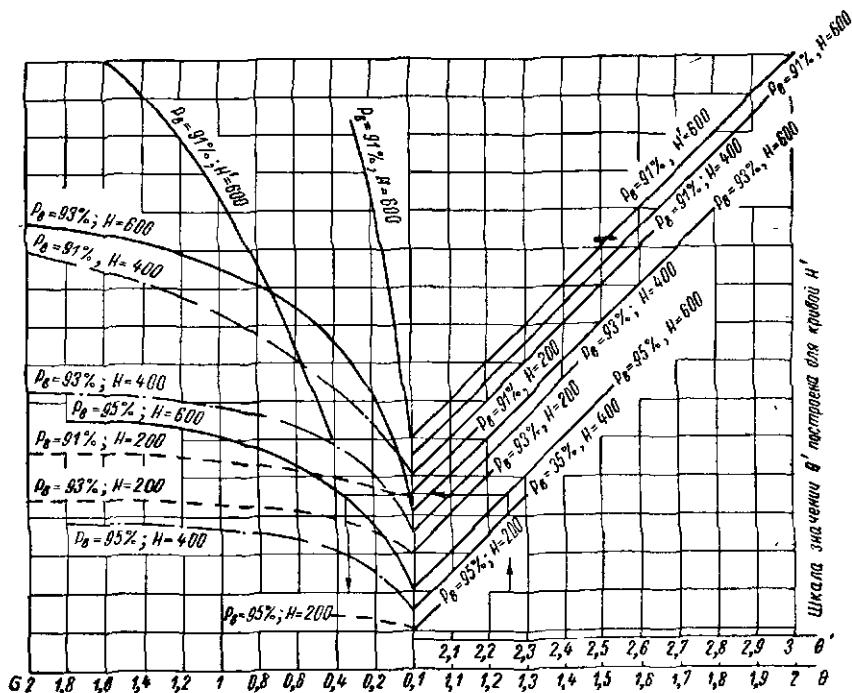


Рис. 57. Номограмма $\sigma_{\text{опт}} = f(\theta, H, p_v)$.

Установленные зависимости $W'_2 = f(\sigma, H, p_v)$ и $\theta = f(\sigma, H, p_v)$ позволяют построить номограмму (рис. 57) $\sigma_{\text{опт}} = f(\theta, H, p_v)$, с помощью которой можно для желаемого значения степени повышения производительности θ , заданных значений рабочего вакуума p_v и кажущегося уровня H определять оптимальную величину коэффициента подачи воздуха.

Воздушное форсирование испарителя не сказывается на содержании кислорода в дистилляте. Солеосодержание же увеличивается пропорционально производительности в испарителях без сепараторов и в меньшей мере — в испарителях с сепараторами.

Целесообразно увеличивать θ до $1,2 \div 1,25$, чему соответствует $\sigma = 0,4 \div 0,6\%$, обычно обеспечиваемый нормальной работающей штатным эжектором испарительной установки. Увеличение θ выше $1 \div 1,25$ требует установки дополнительного эжектора, включаемого в работу одновременно с включением воздушного жиклера.

Оборудование испарительной установки более мощным эжектором обеспечивает поддержание спецификационного вакуума в конденсаторе, а следовательно, и стабилизации теплоотдачи в нем.

Возможное повышение производительности действующих сейчас на флоте испарительных установок, работающих при спецификационной нагрузке, вероятно будет ограничиваться запасом производительности (по пару) их конденсаторов. Для вновь проектируемых установок этот запас при необходимости может быть увеличен в расчете на форсированный режим их работы.

Дополнительные расходы, связанные с эпизодическим включением в работу водовоздушного эжектора, весьма малы, так как последний может быть подключен к одной из судовых систем забортной воды.

§ 12. ВЗАИМОСВЯЗЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК В ТУРБУЛИЗИРОВАННОМ ПОТОКЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ГЛУБОКОВАКУУМНЫХ ВЕРТИКАЛЬНО-ТРУБНЫХ ИСПАРИТЕЛЕЙ МОРСКОЙ ВОДЫ

Интенсивность рабочего процесса в вертикально-трубных испарителях морской воды в значительной степени зависит от некоторых гидродинамических характеристик парожидкостного потока, омывающего теплообменные поверхности.

Обработка данных скоростной кино съемки и осциллограмм, полученных при помощи микровертушки, установленной в опускной трубе тепловой модели глубоковакуумной вертикально-трубной испарительной установки, позволила найти абсолютные значения скоростей нагреваемого и кипящего потоков на различных участках (по высоте) трубок греющей батареи в зависимости от рабочего вакуума p_v , кажущегося уровня H и коэффициента подачи воздуха σ . Установлено, что скорость потока жидкости на экономайзерном участке $v = f(p_v, \sigma, H)$ значительно отличается от скоростей сложного колебательно-поступательного движения парожидкостного потока на участке развитаго ядерного кипения v' и на участке кипения в тонкой пленке v'' . Так, при вакууме $p_v = 91\%$ и кажущемся уровне $H = 400$ мм $v' = 2,02 \div 2,41$ м/сек и $v'' = 1,89 \div 1,75$ м/сек, где первые значения скорости относятся к опускному, а вторые к подъемному режимам колебательно-поступательного движения

потока. Скорость на экономайзерном участке составляет только $v=0,3 \rightarrow 0,4$ м/сек. Соответственно этому действительные локальные значение критериев Рейнольдса и Нуссельта,

определяющих гидродинамику и теплообмен на данных участках теплообменной поверхности, будут значительно отличаться от их значений, определяемых по скорости на экономайзерных участках трубок.

Так как аналитические методы решения для рассматриваемых сложных систем пока отсутствуют, задача была решена путем установления взаимосвязи между тепловыми и гидродинамическими характеристиками исследуемого объекта. Для этого на тепловой модели глубоковакуумной испарительной установки были проведены исследования теплоотдачи и теплопередачи при различных рабочих вакуумах ($a-95\%$, $b-93\%$, $в-91\%$), разных кажущихся уровнях ($H=200, 400, 600$ мм) и различных значениях коэффициента подачи воздуха ($\sigma=0 \div 2\%$). На рис. 58 можно видеть результаты этих исследований, выраженные в графических зависимостях $\alpha_2=f(\sigma, H, p_v)$. Эти зависимости отражают усредненное значение α_2 по всей длине трубок греющей батареи испарительной установки.

Из анализа экспериментальных кривых (рис. 58)

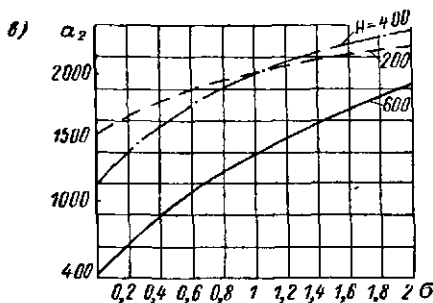
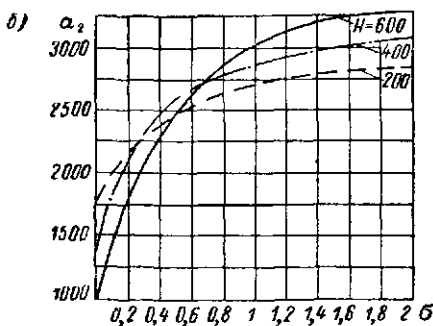
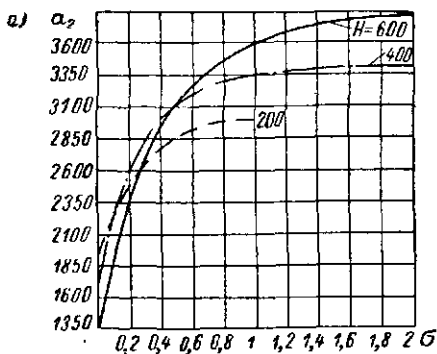


Рис. 58. Зависимость $\alpha_2=f(\sigma, H, p_v)$.

следует, что при одном и том же давлении в испарительной камере среднее значение α_2 по высоте трубок греющей батареи увеличивается с уменьшением высоты кажущегося уровня рас-

сола. Изменение высоты кажущегося уровня оказывает большее влияние на α_2 при понижении вакуума в испарительной камере. С вводом в рассол воздуха повышение среднего α_2 наблюдается более интенсивно при небольшом количестве подсаживаемого воздуха (до $\sigma=1\%$). При дальнейшем увеличении коэффициента подачи воздуха интенсивность увеличения коэффициента теплоотдачи уменьшается и по достижении определенного значения σ (для каждого H и p будет свое) наблюдается экстремум кривых, описывающих зависимость $\alpha_2=f(p, H, \sigma)$.

На экспериментальной установке одна из трубок греющей батареи снабжена щелевым иллюминатором из органического стекла, что позволило наблюдать за процессом кипения по высоте трубки и проводить скоростную киносъемку. В результате наблюдений за процессом кипения в трубке при $p=0,09$ ата и $H=2/3l$ установлены следующие зоны, отсчет которых производился от нижней трубной доски:

Зона	Занимаемый участок
Подогрева жидкости	$0 \div l^{-0,646}$
Кипения в пограничном слое . . .	$l^{-0,646} \div l^{-0,777}$
Ядерного кипения	$l^{-0,777} \div l^{-2,09}$
Кипения в тонкой пленке	$l^{-2,09}$ до верхней трубной доски

Высота зон зависит от многих факторов, например высоты кажущегося уровня, давления в испарительной камере, температурного напора, теплового потока и т. д.

Сравнение экспериментальных данных, полученных автором, с результатами расчетов по формулам С. С. Кутателадзе, М. А. Михеева, Тадеуша, Г. К. Гончаренко свидетельствуют о ненадежности вышеприведенных выражений для расчета теплоотдачи при специфических условиях теплообмена в вертикально-трубных глубоковакуумных испарителях морской воды. Это побудило автора на основании исходных теоретических уравнений, изложенных в § 10, и экспериментальных зависимостей, описанных в § 11, рекомендовать расчетные уравнения для определения коэффициента теплоотдачи с учетом зависимости этой сложной величины от специфических условий работы испарительных установок данного типа (p, H, σ) при обычном и форсированном режимах их работы.

При обычной работе глубоковакуумных опреснителей

$$\alpha_2 = (x_1 + y_1 p + z_1 p^2) + (x_2 + y_2 p + z_2 p^2) q + (x_3 + y_3 p + z_3 p^2) q^2,$$

где q — тепловой поток, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$;

Значения $x_1, x_2, x_3, y_1, y_2, y_3, z_1, z_2, z_3$ следующие.

x_1 — 113 170	y_1 — 3 173 200	z_1 — 212 811 000
x_2 — 15,379	y_2 — 443,66	z_2 — 3040,8
x_3 — 0,00054141	y_3 — 0,016050	z_3 — 0,11063

При интенсификации теплообмена методом воздушного форсирования в опреснителе с уровнем рассола по водоуказательному стеклу H коэффициент теплоотдачи равен

$$\alpha_2 = f(p, H, \sigma) = \frac{p^2 - 0,12p + 0,0035}{0,0008} \left[\frac{H^2 - H - 0,24}{12500} (1,95 + 3,15\sigma - 2,86\sigma^2 + 0,29\sigma^3 + 0,43\sigma^4) + \frac{-H^2 + 0,8H - 0,12}{25000} (1,73 + 5,57\sigma - 8,12\sigma^2 + 6,12\sigma^3 - 2,36\sigma^4 + 0,36\sigma^5) + \frac{H^2 - 0,6H + 0,08}{12500} (1,35 + 5,99\sigma - 6,23\sigma^2 + 2,88\sigma^3 - 0,18\sigma^4 - 0,28\sigma^5 + 0,07\sigma^6) + \frac{-p^2 + 0,14p - 0,0045}{0,0004} \left[\frac{H^2 - H - 0,24}{12500} (1,76 + 2,74\sigma - 4,79\sigma^2 + 6,05\sigma^3 - 4,54\sigma^4 + 1,75\sigma^5 - 0,26\sigma^6) + \frac{-H^2 + 0,8H - 0,12}{25000} (1,4 + 4,48\sigma - 6,28\sigma^2 + 4,95\sigma^3 - 2,15\sigma^4 + 0,47\sigma^5 - 0,04\sigma^6) + \frac{H^2 - 0,6H - 0,08}{12500} (1,04 + 4,09\sigma - 2,96\sigma^2 + 0,72\sigma^3 + 0,38\sigma^4 - 0,3\sigma^5 + 0,06\sigma^6) \right] + \frac{p^2 - 0,16p + 0,0063}{0,0008} \times \left[\frac{H^2 - H - 0,24}{12500} (0,41 + 1,3\sigma - 0,44\sigma^2 + 0,08\sigma^3) + \frac{-H^2 + 0,8H + 0,12}{25000} (1,13 + 1,77\sigma - 3,03\sigma^2 + 5,1\sigma^3 - 4,69\sigma^4 + 2,07\sigma^5 - 0,35\sigma^6) + \frac{H^2 - 0,6H - 0,08}{12500} (1,5 + 0,75\sigma - 0,1\sigma^2 - 0,38\sigma^3 + 0,29\sigma^4 - 0,06\sigma^5) \right].$$

Расчет экспериментальных данных (рис. 55 и 56) и обработка их методом наименьших квадратов позволили получить аппроксимированные прямые, которые описываются уравнением

$$\theta = 10^b \sigma^a, \quad (\text{III-39})$$

где $\theta = W'_2/W_2$ — степень повышения производительности;
 W_2 — производительность испарителя на номинальном режиме, кг/ч;
 W'_2 — производительность испарителя при форсированном режиме работы, кг/ч;
 $\sigma = \frac{G}{W_2} 100$ — коэффициент подачи воздуха, %;
 G — количество воздуха, подаваемого в установку, кг/ч;

Значения a и b вычислены из системы уравнений

$$a \sum_{i=1}^{i=n} (\lg \sigma)_i^2 + \sum_{i=1}^{i=n} \lg \sigma_i = \sum_{i=1}^{i=n} \lg \sigma_i \lg \theta_i;$$

$$a \sum_{i=1}^{i=n} \lg \sigma_i + nb = \sum_{i=1}^{i=n} \lg \theta_i$$

и сведены в табл. 7.

Таблица 7

$p_D, \%$	91		93		95	
	a	b	a	b	a	b
200	0,039	0,035	0,048	0,056	—	—
400	0,162	0,156	0,081	0,126	0,037	0,082
600	0,295	0,420	0,132	0,214	0,258	0,135

Слабое влияние подсосываемого воздуха на повышение производительности при уровне 200 мм и вакууме 95%, а также снижение ее темпа при $\sigma=0,5$ и выше (на остальных режимах снижение эффекта повышения производительности наблюдается при $\sigma > 2\%$ из-за перехода кипения в стержневой режим), происходящее вследствие высыхания части трубки, объясняет отсутствие коэффициентов a и b (табл. 7), для соответствующего значения вакуума.

Полученное расчетное уравнение (III-39) позволяет определить необходимое количество воздуха, обеспечивающее заданное повышение производительности испарителя при выбранном режиме его работы.

Установление зависимости коэффициента теплопередачи от коэффициента подачи воздуха и уровня рассола при различных значениях вакуума можно видеть на рис. 59. Максимальный коэффициент теплопередачи целесообразно устанавливать варьированием высоты уровня и значения коэффициента подачи воздуха. Например, при вакууме 95% максимальное значение K соответствует уровню 600 мм и коэффициенту подачи воздуха, начиная с $\sigma=0,4$ и выше (рис. 59, а).

Таблица 8

$p_D, \%$	91		93		95	
	a'	b'	a'	b'	a'	b'
200	0,054	2,96	0,035	3,01	—	—
400	0,133	2,97	0,074	0,04	0,084	3,07
600	0,284	2,83	0,119	3,05	0,102	3,1

Зависимость $\lg K=f(\lg \sigma)$ в пределах $\sigma=0,4 \div 1,6$ может быть представлена в виде прямых линий, описываемых уравнением

$$K = 10^{b' \sigma^{a'}}. \quad (\text{III-40})$$

Значения a' и b' приведены в табл. 8.

Математическая обработка экспериментальных кривых, полученных при нормальных режимах работы (без воздушного форсирования), позволила получить функциональную зависимость $K=f(p, H)$.

1. Для случая, когда вакуум p выражен в % и уровень H в мм,

$$K = -1038800 + 22132p - 117,75p^2 + (1518,3 - 32,606p + 0,175p^2)H + (8369 + 93,265p - 1,99p^2)H^2. \quad (\text{III-41})$$

2. Когда давление p выражено в ата и уровень H в мм,

$$K = 126,9 + 29750p - 243750p^2 + (7,719 - 239,38p + 1750p^2)H + (-0,012001 + 0,36563p - 2,8125p^2)H^2. \quad (\text{III-42})$$

Формулы (III-41) и (III-42) следует применять для случая постоянного значения высоты кажущегося

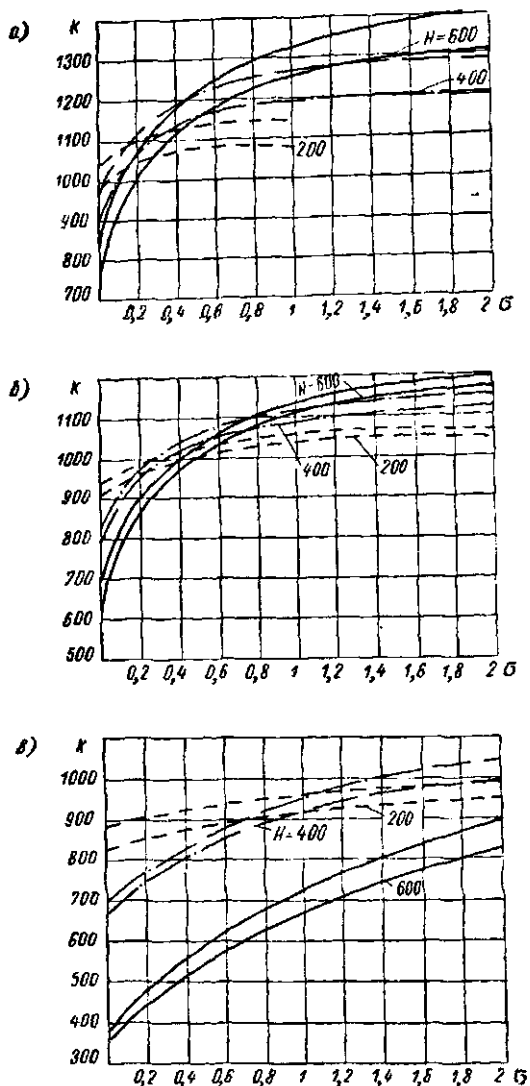


Рис. 59. Зависимость $K=f(\sigma, H, p_{\text{в}})$.

уровня H и переменных значений вакуума (давления) в камере испарения.

Для переменного значения H и постоянного значения p удобнее применять следующие расчетные выражения:

3. Когда вакуум выражен в %,

$$K = -483\,560 + 2623,6H - 3,5365H^2 + (10\,385 - 56,415H + 0,075813H^2)p + (-55,626 + 0,30313H - 0,00040625H^2)p^2. \quad (\text{III-43})$$

4. Когда давление выражено в *ата*,

$$K = -1304,8 + 13,609H - 0,017781H^2 + (74\,000 - 421,25H + 0,54375H^2)p + (-556\,260 + 4031,3H - 4,0625H^2)p^2. \quad (\text{III-44})$$

Удовлетворительное совпадение значений $K=f(\sigma, H, p)$, полученных экспериментально (нижние сплошные кривые), с расчетными его значениями (верхние пунктирные кривые) $K_p=f(a_1, a_2)$, где a_1 и a_2 получены экспериментально при тех же условиях работы установки ($K_p=1,1K$), является своеобразным критерием надежности данных результатов (рис. 59).

В результате исследований, проведенных на вертикально-трубных глубоковакуумных испарителях, установлена практическая независимость гидродинамики и теплообмена от рабочей концентрации рассола, т. е. от его вязкости ν .

Вывод о незначительном влиянии вязкости ν на процесс теплоотдачи позволяет считать, что при кипении в вертикальных трубках в качестве определяющего критерия в общем уравнении (III-14) можно выбирать не только критерий Прандтля $Pr = \frac{\nu}{\lambda} C\gamma$, но иные безразмерные комплексы, не содержащие кинематической вязкости ν . Такими комплексами могут служить критерий Пекле Pe и критерий давления K_p .

В случае кипения критерию Пекле придается следующий вид:

$$Pe = \frac{q \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma - \gamma''}}}{r\gamma'' a}. \quad (\text{III-45})$$

Критерий давления

$$K_p = \frac{p}{V^{\sigma} (\gamma - \gamma'')}. \quad (\text{III-46})$$

В этом случае общее уравнение (III-14) можно представить в виде

$$Nu = C (Pe K_p)^n \quad (\text{III-47})$$

или в развернутом виде

$$\frac{\alpha}{\lambda} \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma - \gamma''}} = C \left[\frac{qp \cdot 10^{-4}}{r\gamma'' (\gamma - \gamma'') a} \right]^n, \quad (\text{III-48})$$

где C и n подлежат определению после экспериментальных исследований.

В систему дифференциальных уравнений, описывающих теплоотдачу при кипении, должны входить уравнения движения паровой фазы, условия на границе раздела фаз, а также условия возникновения и отрыва паровых пузырьков.

В общем случае уравнения движения жидкой фазы, уравнения ее неразрывности и теплопроводности в векторной форме можно представить в следующем виде:

$$\frac{dv}{d\tau} + (v, \text{grad})v = \bar{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu \nabla^2 \bar{v} \quad (\text{III-49})$$

$$\text{div } \bar{v} = 0;$$

$$\alpha \nabla^2 t = \frac{dt}{d\tau} + (\bar{v}, \text{grad}).$$

При наличии в потоке жидкости турбулентных вихрей вектор объемных сил можно положить равным сумме сил тяжести и центробежных сил, возникающих в потоке,

$$\bar{F} = \bar{g} + 2\omega\bar{v},$$

где ω — угловая скорость вихрей. Тогда после обработки системы уравнений (III-37) обычными приемами теории подобия можно получить следующую систему первичных критериев:

$$\frac{vT}{l_0}; \quad \frac{gl_0}{\nu^2}; \quad \frac{\Delta p}{\rho\nu^2}; \quad \frac{vl}{\nu}; \quad \frac{\omega l_0^2}{\nu}; \quad \frac{vl_0}{a}; \quad \frac{a\tau}{l_0^2}. \quad (\text{III-50})$$

При выводе этих критериев было сделано допущение, что в потоке имеется как вращательное, так и осевое движение жидкости.

Представляет интерес критерий $\omega l_0^2/\nu$, характеризующий вращательное движение турбулентных вихрей, и по своей природе схожий с критерием осевого движения.

Турбулентные вихри в потоке кипящей жидкости, естественно, оказывают существенное влияние на характер движения паровых пузырьков. Уравнение движения свободно всплывающего парового пузырька [35]

$$\begin{aligned} g(\rho - \rho'')v - \xi\rho \frac{(v'' - v)^2}{2} F - \xi\rho\nu \frac{dv}{d\tau} = \\ = \rho''v \frac{dv''}{d\tau} + \psi(v'' - v)\rho \frac{dv}{d\tau}, \end{aligned} \quad (\text{III-51})$$

где g — ускорение силы тяжести;

ρ — плотность жидкой фазы;

ρ'' — плотность паровой фазы;

- v — объем пузырька;
 v'' — скорость движения паровой фазы;
 ξ — коэффициент увлеченной массы жидкости;
 ψ — коэффициент реактивности.

Равновесие парового пузырька, находящегося в турбулентном вихре потока жидкости, определяется равенством силы веса пузырька и приложенной к нему центробежной силы, с одной стороны, и силы веса жидкости и центростремительной силы, с другой, т. е.

$$G'' + T'' = G + T, \quad (\text{III-52})$$

- где G'' — сила веса парового пузырька;
 T'' — центробежная сила, действующая на пузырек;
 G — сила веса жидкости;
 T — центростремительная сила.

Откуда

$$G'' - C(\rho - \rho'')\omega^2 Rv = (\rho - \rho'')(g - \omega^2 R)v,$$

где R — расстояние от оси вихря до центра тяжести рассматриваемого элемента потока.

Тогда уравнение (III-52) можно записать

$$\begin{aligned}
 (\rho - \rho'')(g + \omega^2 R)v - \xi\rho \frac{(v-v'')^2}{2} F - \xi\rho v \frac{dv}{d\tau} = \\
 = \rho''v \frac{dv''}{d\tau} + \psi(v'' - v)\rho'' \frac{dv}{d\tau}.
 \end{aligned} \quad (\text{III-53})$$

Это уравнение позволяет сделать вывод о том, что не только на движение жидкости, но и на движение парового пузырька существенное влияние оказывает наличие в потоке турбулентных вихрей. Пользуясь методом анализа размерностей, можно установить влияние физических свойств жидкости и турбулентных вихрей в ее потоке на теплоотдачу при кипении.

Количество переменных находится из анализа критериальных зависимостей, полученных методом теории подобия из дифференциальных уравнений процесса [34], а также из рассмотрения уравнений (III-52) и (III-53). Такой анализ приводит к выводу, что

$$a = f(\lambda, \sigma, \nu, g, \gamma - \gamma'', \tau, c, a, l_0, \omega, R). \quad (\text{III-54})$$

Если предположить, как это делается при анализе размерностей, что между всеми существенными для рассматриваемого процесса физическими величинами имеется степенная связь, а размерность коэффициента теплоотдачи определяется размерностью величин, стоящих в уравнении (III-54) справа, то можно записать

$$a = \lambda^3 \sigma^{\delta} (\gamma - \gamma'')^f \nu^{\delta} q^n r^k a^m l_0^m \omega^l c_p^t. \quad (\text{III-55})$$

Полученное уравнение содержит одиннадцать неизвестных, определить которые можно лишь при наличии некоторых зависимостей, устанавливающих связь α с определяющими величинами в уравнении (III-55). С учетом этих зависимостей, а также пользуясь обычными приемами анализа размерностей, можно получить значения степенных показателей при определяющих физических величинах, найденных относительно двух из них,

$$\beta = 1 - t; \quad k = -n; \quad p = t - n; \quad i = 2t - n; \quad f = \frac{1}{2} + t - n.$$

Величины n и t подлежат определению в процессе эксперимента. Уравнение (III-55) может быть приведено к критериальному виду

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{\sigma}{\gamma - \gamma''} \right)^{1/2} = A \left(\frac{v}{a} \right)^s \left[\frac{(\gamma - \gamma'') c_p \omega R^2}{\lambda} \right]^t \left[\frac{q}{r(\gamma - \gamma'') \omega R} \right]^n, \quad (\text{III-56})$$

где A — безразмерный множитель пропорциональности.

После некоторых преобразований может быть получена следующая критериальная зависимость:

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{\sigma}{\gamma - \gamma''} \right)^{1/2} = A \left(\frac{v}{a} \right)^{s+t} \left(\frac{\omega R^2}{v} \right)^t \left[\frac{q}{r(\gamma - \gamma'') \omega R} \right]^n \left[\frac{\gamma - \gamma''}{\gamma} \right]^t. \quad (\text{III-57})$$

В условиях турбулизированного потока жидкости на ее теплоотдачу влияет критерий $Re_* = \omega R^2 / \nu$, характеризующий особенности вращательного движения жидкой фазы двухфазного потока.

Критерий $K_v = \frac{q}{r(\gamma - \gamma'') \omega R}$ характеризует частоту отрыва паровых пузырьков, обусловленную влиянием турбулентных вихрей. Здесь величина $\frac{q}{r(\gamma - \gamma'')}$ представляет собой скорость испарения жидкости, а член $v = \omega R$ характеризует скорость движения турбулизированной среды относительно поверхности нагрева.

По аналогии критерий K_v может быть преобразован к виду

$$K_v = \frac{v_*}{v},$$

где v_* — скорость испарения;

v — скорость движения турбулизированной среды.

Таким образом, система критериев, описывающая процесс кипения в турбулизированном потоке жидкости, в общем виде может быть представлена зависимостью

$$Nu = f(\text{Pr}, K_v, Re_*, \frac{\gamma''}{\gamma}). \quad (\text{III-58})$$

При обработке зависимости (III-55) не учитывалась осевая скорость движения жидкости, влияние кривизны поверхности раздела фаз на температуру насыщения и соотношения давления насыщения и скачка давления на границе раздела фаз.

Влияние указанных величин учитывается введением в общую систему двух дополнительных критериев K_t и K_p

$$K_t = \frac{(r\gamma'')^2}{Ac_p T'' \sqrt{\sigma(\gamma - \gamma')}}.$$

Критерий давления K_p описан ранее [см. формулу (III-46)]. В приведенных критериях

A — тепловой эквивалент работы;

p — давление;

T'' — температура насыщения.

Окончательно уравнение (III-58) принимает вид

$$Nu = f\left(\text{Pr}, K_v, K_t, K_p, \text{Re}_*, \frac{\gamma''}{\gamma}\right). \quad (\text{III-59})$$

Таким образом, совместное исследование теории турбулентности и теории теплообмена позволяет для расчета конвективного теплообмена более обоснованно отбирать определяющие комплексы и величины.

При работе глубоковакуумной испарительной установки пульсационное движение парожидкостного потока со знакопеременным вектором скорости по вертикальным трубкам греющей батареи значительно многообразнее и сложнее, чем формы конвективного движения жидкости, кипящей в большом объеме. Дискретные элементы парожидкостного потока в процессе движения меняют свою форму и массу в результате слияния или разрывов отдельных паровых пузырьков и струй жидкости.

Существующие критериальные уравнения для определения расчетного значения критерия Нуссельта $Nu_p = f(\text{Re}, \text{Pr})$ не учитывают сложного знакопеременного изменения скорости по высоте трубок греющих батарей глубоковакуумных испарителей морской воды.

Соответственно скоростям изменяются и локальные значения критерия Рейнольдса.

Полученные на испарительной установке ОВИМУ численные значения $\alpha_2 = f(\sigma, H, p_v)$ (рис. 58) и $Nu = f(\sigma, H, p_v)$ резко отличаются от расчетных Nu_p и α_{2p} , полученных по уравнениям вида $Nu_p = f(\text{Re}, \text{Pr})$ при подстановке в них значений критериев Рейнольдса $\text{Re} = f(\sigma, H, p_v)$, определяемых по экспериментально установленным величинам скоростей $v = f(\sigma, H, p_v)$ на экономайзерном участке трубок греющей батареи.

Метод отыскания эквивалентного значения критерия Рейнольдса (постоянного для всей трубки), удовлетворяющего

условию совпадения экспериментального и расчетного критерия Нуссельта путем определения его усредненного значения по локальным величинам истинных значений скоростей (например, полученных при помощи скоростной кино съемки), неприемлем из-за сложности вероятностных зависимостей знакопеременных пульсирующих изменений скоростей по высоте трубок греющей батареи. Достаточно эффективен метод приравнивания значений экспериментально полученных зависимостей $Nu = f(\sigma, H, \rho_B)$ к их расчетным значениям

$$Nu_p = C Re^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^k,$$

которые определяются для тех же условий испарительной установки путем корректировки показателя степени m при соответствующих значениях критерия Рейнольдса, вычисленных по значениям скоростей на экономайзерном участке. Последние определяются по производительности испарителя W_2 и экспериментально установленной для вертикально-трубных испарителей зависимости кратности циркуляции $\psi = G_{цп}/W_2$ от σ , H и ρ_B (рис. 60).

По величине часового расхода рассола, циркулирующего в трубках греющей батареи испарителя, их количеству и внутреннему диаметру определяют скорость, а по ней — критерий Рейнольдса.

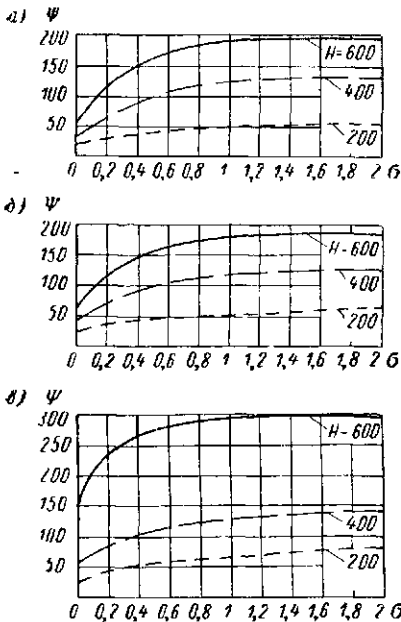


Рис. 60. Зависимость $\psi = f(\sigma, H, \rho_B)$.

Естественно, что такой метод не может претендовать на безупречную строгость, так как в данном случае для расчета теплоотдачи при ядерном кипении применяется критериальное уравнение, установленное для теплоотдачи к однофазной жидкости. Однако, учитывая, что гидродинамика пристенного слоя является главным фактором конвективного теплообмена как при подогреве однофазной жидкости, так и при ядерном кипении, выражение $Nu = C Re^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^k$ при соответствующей

корректировке показателя степени m приближенно описывает теплоотдачу и в случае кипения жидкости в вертикальных трубках. Использование таких приближенных данных при выполнении расчетов и анализе получаемых результатов вся-

кий раз по единой методике позволит получать достаточно объективные выводы. В результате обработки экспериментальных зависимостей $v=f(\sigma, H, p_B)$, $Re=f(\sigma, H, p_B)$, $m=f(\sigma, H, p_B)$ и номограммы $\sigma_{\text{опт}}=f(b, H, p_B)$ построена номограмма $Nu=f(\sigma_{\text{опт}}, v, Re, m, H, p_B)$ (рис. 61), позволяющая рассчитывать коэффициент теплоотдачи $\alpha_2 = Nu \frac{\lambda}{d}$ при заданных условиях форсированной работы испарительной установки.

Обработка методом наименьших квадратов экспериментальных данных о зависимости скорости движения рассола v на экономайзерном участке в трубках греющей батареи испарителя от σ , H и p_B в логарифмах величин позволила получить аппроксимированные прямые, которые могут быть описаны уравнением

$$v = 10^b \sigma^k. \quad (\text{III-60})$$

Это уравнение справедливо в пределах изменения $\sigma = 0,02 \div 2\%$.

Величины углового коэффициента k и постоянной b определяются из системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} k \sum_{i=1}^{i=n} (\lg \sigma)^2 + \sum_{i=1}^{i=n} \lg \sigma &= \sum_{i=1}^{i=n} \lg \sigma \lg v; \\ k \sum_{i=1}^{i=n} \lg \sigma + nb &= \sum_{i=1}^{i=n} \lg v \end{aligned} \right\} \quad (\text{III-61})$$

и приведены в табл. 9.

Таблица 9

$p_B, \%$	91		93		95	
	k	b	k	b	k	b
200	0,271	0,797	0,256	0,832	0,268	0,884
400	0,321	1,058	0,322	1,2	0,364	1,329
600	0,377	1,296	0,321	1,39	0,354	1,545

Из расчетного уравнения (III-60) можно определить скорость движения рассола на экономайзерном участке в трубках греющей батареи в зависимости от количества воздуха, обеспечивающего заданное повышение производительности установки. В результате математической обработки экспериментальных кривых, полученных при нормальных режимах работы (без воздушного форсирования), найдена функциональная зависимость $v=f(p, H)$.

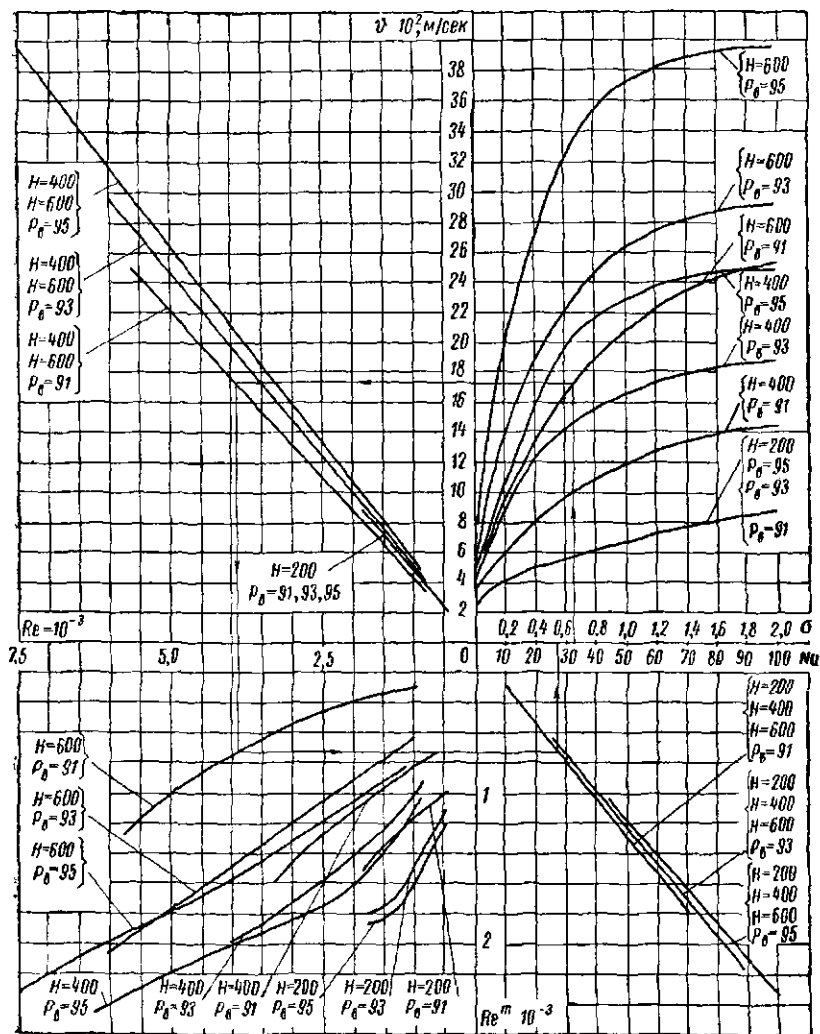


Рис. 61. Номограмма $Nu=f(\sigma_{\text{пр}}, v, Re, m, H, Pr)$.

1. Для случая, когда вакуум p выражен в %, уровень H в мм, скорость v в см/сек,

$$v = -687,5 + 14,95p - 0,08125p^2 + (3,1225 - 0,06831p + \\ + 0,000375p^2)H + (-0,0026811 + 0,00005781p - \\ - 0,0000003125p^2)H^2. \quad (III-62)$$

2. Для случая, когда давление p выражено в кг/см², уровень H в мм и скорость v в см/сек,

$$v = -4,9687 + 130p - 812,5p^2 + (0,041438 - 0,66875p + \\ + 375p^2)H + (-0,000025 + 0,00046875p - \\ - 0,003125p^2)H^2. \quad (III-63)$$

Вышеприведенные формулы (III-62) и (III-63) следует применять для случая постоянного значения высоты кажущегося уровня H и переменных значений вакуума (давления) в камере испарения.

Для случаев переменного значения H и постоянного значения p удобнее пользоваться следующими расчетными выражениями:

3. Когда вакуум выражен в %,

$$v = -521,9 + 2,4326H - 0,0019911H^2 + 11,425 - \\ - 0,053625H + 0,000043125H^2)p + (-0,0625 + 0,00029688H - \\ - 0,00000023438H^2)p^2. \quad (III-64)$$

4. Когда давление выражено в ата,

$$v = -0,431 + 0,3869H - 0,00002225H^2 + (107,5 - 0,575H + \\ + 0,000375H^2)p - (-0,000625 + 2,9688H - \\ - 0,0023438H^2)p^2. \quad (III-65)$$

Экспериментально установленные зависимости критерия Рейнольдса на экономайзерном участке в трубках греющей батареи от коэффициента подачи воздуха и уровня рассола при различных значениях вакуума показывают, что в случае подсоса воздуха при всех значениях кажущегося уровня и вакуума происходит увеличение числа Рейнольдса с ростом коэффициента подачи воздуха, причем при возрастании интенсивность увеличения числа Рейнольдса снижается, а при достижении некоторого критического значения прекращается.

Анализ экспериментальных данных показывает, что при уровне $H=200$ мм режим движения рассола в трубках греющей батареи на экономайзерном участке будет ламинарным. С увеличением кажущегося уровня ламинарный режим переходит в турбулентный, причем с увеличением уровня этот переход

осуществляется при меньших значениях коэффициента подачи воздуха. При кажущемся уровне 200 мм влияния вакуума на критерий Рейнольдса не обнаружено. С увеличением вакуума переход из ламинарного режима движения в турбулентный происходит при меньших значениях коэффициента подачи воздуха.

Зависимость $Re=f(\sigma, H)$ в пределах $\sigma=0,02 \div 2\%$ может быть представлена в виде прямых линий, описываемых уравнением

$$Re = 10^{b'} \sigma^{k'}. \quad (\text{III-66})$$

Значения k' и b' для различных уровней и вакуумов приведены в табл. 10. Сходственность коэффициентов k' и b' для различных вакуумных режимов при уровне 200 мм объясняется тем, что в этом случае влияние вакуума на критерий Рейнольдса не обнаружено.

Таблица 10

$p_{в}, \%$	91		93		95	
	k'	b'	k'	b'	k'	b'
200	0,257	3,152	0,257	3,152	0,257	3,152
400	0,326	3,412	0,297	3,509	0,358	3,605
600	0,39	3,649	0,354	3,704	0,357	3,824

Уравнение (III-66) позволяет определить критерий Рейнольдса на экономайзерном участке в трубках греющей батареи в зависимости от коэффициента подачи воздуха, обеспечивающего заданную производительность установки.

В результате математической обработки экспериментальных кривых $Re=f(\sigma, H, p_{в})$, полученных при нормальных режимах работы (без воздушного форсирования), находят расчетные уравнения для определения численного значения критерия Рейнольдса на экономайзерном участке в трубках греющей батареи в зависимости от давления в испарительной камере p и высоты кажущегося уровня H .

Для условий 1, 2, 3, 4 [уравнения (III-62)–(III-65)] соответственно рекомендуются следующие расчетные уравнения:

$$1. Re = -23732 + 545p - 3,125p^2 + (93,863 - 21375p + 0,0125p^2)H + (0,13585 - 0,0029375p + 0,000015625p^2)H^2. \quad (\text{III-67})$$

$$2. Re = -481,82 + 8000p - 31250p^2 + 5,1125 - 36,25p + 125p^2)H + (-0,001646 - 0,01875p + 0,15625p^2)H^2. \quad (\text{III-68})$$

$$3. Re = -7866 - 11,935H + 0,26813H^2 + (200 + 0,1625H - 0,0058125H^2) p + (-1,25 + 0,00003125H^2) p^2. \quad (III-69)$$

$$4. Re = -363,9 + 4,326H - 0,0006575H^2 + (5000 - 16,25H - 0,04375H^2) p + (-12500 + 0,3125H^2) p^2. \quad (III-70)$$

На рис. 60 показаны экспериментальные зависимости кратности циркуляции ψ рассола от коэффициента подачи воздуха и кажущегося уровня при различных значениях вакуума в корпусе испарителя. На этом рисунке $\psi = Q/W'_2$ — кратность циркуляции рассола в трубках греющей батареи испарителя.

Анализ кривых показывает, что подсос воздуха способствует увеличению кратности циркуляции, причем интенсивность ее роста по достижении коэффициентом подачи воздуха определенного значения снижается. При последующем увеличении σ замедляется, а по достижении критического значения прекращается рост кратности циркуляции.

Большое влияние на кратность циркуляции рассола в испарителе оказывает высота кажущегося уровня H . Проведенные исследования показывают, что с повышением уровня кратность циркуляции возрастает как при нормальном, так и при форсированном режимах работы. Влияние вакуума на изменение кратности циркуляции сказывается менее заметно. В случае форсированного режима работы испарителя при вакууме 95 и 93% величины кратности циркуляции при одинаковом кажущемся уровне незначительно отличаются одна от другой. При вакууме 91% кратность циркуляции увеличивается.

Зависимость $\psi = f(\sigma, H)$, обработанная методом наименьших квадратов в пределах изменения $\sigma = 0,02 \div 2\%$, может быть представлена в виде прямых линий, описываемых уравнением

$$\psi = 10^{b''} \sigma^{k''}. \quad (III-71)$$

Значения величин k'' и b'' для различных уровней и вакуумов приведены в табл. 11.

Таблица 11

$p_B, \%$	91		93		95	
	k''	b''	k''	b''	k''	b''
200	0,167	1,691	0,242	1,698	0,271	1,655
400	0,213	2,106	0,203	2,038	0,318	2,053
600	0,129	2,456	0,226	2,223	0,261	2,252

Уравнение (III-71) позволяет определять кратность циркуляции рассола в греющей батарее вертикально-трубного глубоковакуумного испарителя в зависимости от коэффициента

подачи воздуха, обеспечивающего заданную расчетную производительность установки.

Математической обработкой экспериментальных кривых $\psi = f(\sigma, H, p_p)$, полученных при нормальных режимах работы (без воздушного форсирования), можно найти расчетные уравнения для определения кратности циркуляции рассола в трубках греющей батареи в зависимости от давления в испарительной камере p и высоты кажущегося уровня H :

Для условий 1, 2, 3, 4 [уравнения (III-62) — (III-65)] соответственно рекомендуются следующие расчетные уравнения:

$$1. \psi = 94\,430 - 2015,3p + 10,75p^2 + (-694,05 + 14,817p - 0,07963p^2)H + (1,1548 - 0,024625p + 0,00013125p^2)H^2. \quad (\text{III-72})$$

$$2. \psi = 402 - 13\,475p + 107\,500p^2 + (-2,9072 + 99,625p - 790,63p^2)H + (0,004819 - 0,1625p + 1,3125p^2)H^2. \quad (\text{III-73})$$

$$3. \psi = 91\,190 - 670H + 1,121H^2 + (-1945,7 + 14,322H - 0,023898H^2)p + (10,376 - 0,076405H + 0,00012734H^2)p^2. \quad (\text{III-74})$$

$$4. \psi = 387,5 - 2,8022H + 0,0046576H^2 + (-129 + 96,065H - 0,15719H^2)p + (103\,760 - 764,05H + 1,2734H^2)p^2. \quad (\text{III-75})$$

Сопоставляя уравнение (III-71) с приведенным выше уравнением (III-40), получаем уравнение зависимости коэффициента теплопередачи k от кратности циркуляции ψ рассола в греющей батарее испарителя

$$K = 10^{b - \frac{ab^r}{k^r} \psi^{\frac{a}{k^r}}}. \quad (\text{III-76})$$

Значения a и b приведены в табл. 12.

Таблица 12

$P_v, \%$	91		93		95	
	a	b	a	b	a	b
200	0,054	2,96	0,035	3,01	—	—
400	0,133	2,97	0,074	3,04	0,084	3,07
600	0,284	2,83	0,119	3,05	0,102	3,10

На основании исследований автора для расчета теплоотдачи кипящего в вертикальной трубе рассола при интенсификации теплообмена методом воздушного форсирования получено критериальное уравнение

$$Nu = 0,075 K_p^{0,7} \left(\frac{Pr}{Eu} \right)^{0,278} (\sigma + 1)^{0,7}. \quad (\text{III-77})$$

Глава IV СЕПАРАЦИЯ ПАРА

§ 13. ТРЕБОВАНИЯ К ЧИСТОТЕ ДИСТИЛЛЯТА. ЗАГРЯЗНЕНИЕ ПАРА

Испарение в отношении чистоты пара является идеальным процессом обессоливания. Несмотря на это на практике соле-содержание дистиллята отлично от нуля и при некоторых условиях может оказаться недопустимо большим, главным образом при высокой нагрузке зеркала испарения. Бурное кипение в этих условиях приводит к тому, что в паровое пространство испарителя забрасываются капли рассола и с паром попадают в конденсатор. Для уменьшения соле-содержания дистиллята в состав испарителя приходится включать специальные паросепарационные устройства.

При существующих методах сепарации пара можно получать дистиллят практически любой степени чистоты. Однако применение этих методов в определенной мере усложняет и удорожает испаритель, и поэтому требования к соле-содержанию дистиллята должны быть разумно обоснованы. Наиболее жесткие требования к чистоте дистиллята предъявляются в случаях, когда он предназначается для питания парогенераторов атомных энергетических установок, где содержание хлор-ионов (Cl^-) не должно превышать $0,05 \text{ мг/л}$. Но так как количество установок этого типа относительно невелико (в начале 1968 г. во всем мире насчитывалось лишь 128 действующих судовых атомных энергетических установок), то эти требования не могут быть определяющими для наиболее массовых типов испарителей. При необходимости высокое качество дистиллята может быть обеспечено путем промывки пара (см. § 14).

Для котлов требования к соле-содержанию добавочной воды, в качестве которой используют дистиллят, определяются главным образом их рабочим давлением. В новейших паротурбинных установках гражданских судов оно не превышает 100 кг/см^2 , и тенденций к дальнейшему его повышению пока нет. Для котлов с таким давлением могут быть использованы хорошо

проверенные нормы, выработанные в отечественной стационарной энергетике; при давлении от 70 до 100 *ата* для обычных барабанных котлов содержание дистиллята должно составлять 0,2 *мг/л*. Стремиться к большей чистоте нет смысла, так как даже при абсолютно плотных конденсаторах содержание конденсата не бывает меньше этих значений.

При более высоком содержании дистиллята (до 1 *мг/л*) нормальная эксплуатация котлов высокого давления также возможна, но лишь при условии увеличения продувки котлов и связанных с этим тепловых потерь.

Обычные сепарационные устройства в современных испарителях обеспечивают содержание дистиллята около 1—2 *мг/л*. Промывкой вторичного пара после таких сепараторов можно получить требуемые нормы, но это связано с увеличением расхода тепла на испаритель примерно на 4—10%. В связи с этим для судовых котлов высокого давления в большинстве случаев используется дистиллят с содержанием 1—2 *мг/л*, вырабатываемый испарителями с обычной схемой сепарации.

Для котлов среднего и низкого давления в соответствии с общепринятыми нормами содержание добавочной воды не должно превышать 10 *мг/л*, или по содержанию хлор-иона — 6 *мг/л*. Оно легко обеспечивается существующими сепараторами.

Чем меньше содержание дистиллята, используемого для подпитки котлов, тем меньше требуется продувать котловой воды и, следовательно, меньше необходимая производительность испарителя и тепловые потери с продуванием. Однако при современных значениях содержания дистиллята и котловой воды величина продувки столь невелика, что дальнейшее улучшение качества дистиллята не всегда оправдано. Так, если содержание дистиллята 10 *мг/л*, а котловой воды 200 *мг/л*, то количество продуваемой котловой воды составит лишь $\frac{1}{20}$ от количества добавочной. Таким образом, из общей производительности испарителя лишь 5% расходуется на компенсацию продувания котла.

Если снизить содержание дистиллята до 5 *мг/л*, то продувку можно будет уменьшить вдвое, т. е. до $\frac{1}{40}$ от количества добавочной воды. Следовательно, необходимую производительность испарителя удастся уменьшить лишь на 2,5%. Столь незначительный выигрыш вряд ли может служить оправданием ужесточения требований к чистоте дистиллята, особенно если иметь в виду то, что для компенсации повышенных утечек испарители на паротурбинных судах должны иметь двукратный запас производительности. Работая с пониженной нагрузкой, они обеспечивают качество дистиллята более высокое, чем при номинальной производительности.

Во всяком случае для испарителей, основная часть дистиллята из которых предназначается для подпитки котлов, содержание

держание следует устанавливать на основе сопоставления затрат на тепло продувания и улучшения качества дистиллята.

При использовании дистиллята в качестве мытьевой или питьевой воды допустимо и значительно более высокое общее солесодержание (до 500 мг/л), и тем не менее в большинстве случаев для этих целей используется дистиллят того же качества, что и для котлов. Объясняется это следующими соображениями:

1. Почти на всех судах, снабженных опреснительными установками, имеются и котлы, так что определяющим фактором являются требования к качеству добавочной воды для котлов.

2. Дистиллят, полученный в вакуумных опреснителях, может считаться бактериологически стерильным только при таких условиях испарения, когда бактерии не могут быть вынесены из испаряемой воды вместе с паром. А это достижимо при уносе лишь достаточно малых капель рассола, размер которых меньше размера бактерий. Практика эксплуатации подтверждает, что стерильность дистиллята вакуумных опреснителей гарантируется при его влажности не выше 0,01%, что при испарении морской воды соответствует солесодержанию дистиллята не более 6—7 мг/л.* Такой дистиллят в специальном минерализаторе легко может быть насыщен солями жесткости, необходимыми при использовании его в качестве питьевой воды. Что касается мытьевой воды, то ее малое солесодержание и соответственно малая жесткость способствуют уменьшению расхода моющих средств и самой воды. Поэтому почти все современные судовые водоопреснительные установки рассчитаны на получение дистиллята с солесодержанием не более 4,5 мг/л. При достижении такого солесодержания дистиллят автоматически сбрасывается в льяла или обратно в испаритель (см. § 18).

Факторы, определяющие засоление вторичного пара

Во всех испарителях вторичный пар над поверхностью кипящей или испаряющейся без кипения воды (рассола) оказывается в той или иной степени загрязненным капельками рассола. Можно указать следующие пути попадания капель в пар:

1. Вынос с паром так называемой транспортируемой влаги (мельчайших капель диаметром от 0,5 до 3 мк)** от

* Согласно «Санитарным правилам для морских судов» 1964 г. дистиллят из вакуумных опреснителей, используемый для питьевой и мытьевой воды, во всех случаях должен подвергаться обеззараживанию.

** По данным Рида [76] при испарении через поверхность раздела вылетают капли и значительно меньшего диаметра (до 0,0006 мк), но они быстро испаряются, так как равновесное давление пара над каплями столь малых размеров должно быть значительно большим, чем над каплями диаметром 1—2 мм.

лопающихся оболочек паровых пузырьков на поверхности рассола или слоя пены.

2. Выброс крупных капель с фонтанирующими потоками пароводяной смеси вследствие столкновения пароводяных потоков вблизи поверхности рассола.

3. Вспенивание. Возникает, когда пленка рассола, окружающая пузырьки пара, достаточно устойчива, и пузырьки скапливаются на поверхности в виде пены.

4. Утечки охлаждающей воды через неплотности конденсатора. При нормальном состоянии конденсатора неплотностей быть не должно, и поэтому этот путь, как не имеющий отношения к сепарации, далее не рассматривается.

Основную трудность для сепарации представляют транспортируемые капли, которые из-за малости своего веса не могут оседать со скоростью, равной скорости подъема пара. Так, если оседание капель подчиняется закону Стокса, то скорость капли может быть связана с ее диаметром следующим образом:

$$\omega_{ос} = \frac{(\gamma' - \gamma'') d^2}{18\mu}$$

где d — диаметр капли;

γ' и γ'' — удельный вес воды и пара;

μ — коэффициент динамической вязкости пара.

Даже для глубоковакуумных испарителей ($p_2 = 0,06 \text{ кг/см}^2$), где эта скорость наиболее велика, при $d = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}$

$$\begin{aligned} \gamma' &= 993,3 \text{ кг/м}^3, \quad \gamma'' = 0,041 \text{ кг/м}^3 \text{ и } \mu = \\ &= 0,97 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 \quad \omega_{ос} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м/сек.} \end{aligned}$$

Между тем скорость подъема вторичного пара в этих испарителях доходит до 8—10 м/сек. При такой скорости с паром могут быть увлечены не только мельчайшие капли, но и более крупные, оседание которых подчиняется закону Ньютона, т. е. квадратичной зависимости сил трения от скорости. Для заданной скорости ω их диаметр может быть определен из условия равновесия силы веса и силы трения

$$d = \zeta \frac{3}{2} \frac{\gamma''}{\gamma'} \frac{\omega^2}{2g}$$

где $\zeta = \frac{24}{\text{Re}} + \frac{4}{\sqrt[3]{\text{Re}}}$ — коэффициент лобового сопротивления.

Для принятых ранее условий при $\text{Re} = 50$ $\zeta = 1,6$.

Как видно, при скоростях пара, характерных для вакуумных испарителей, происходит унос довольно крупных капель. Приведенные зависимости не могут быть непосредственно использованы для определения влажности пара над зеркалом испарения по двум причинам:

1. Нет данных по относительному содержанию в составе уносимой влаги капель того или иного диаметра;

2. При высоте парового пространства менее $0,6 \div 0,8$ м главным фактором, влияющим на увлажнение неизмеримо сильнее, чем унос транспортируемой влаги, является заброс крупных капель от фонтанирующих потоков пароводяной смеси и заброс хлопьев пены.

В связи с этим определять влажность пара на основе законов оседания взвешенных частиц можно только для адиабатных испарителей, где нет кипящего слоя воды.

Для кипящих испарителей это определение допустимо при высоте парового пространства более $0,8$ м, что в судовых испарителях встречается довольно редко. При $H_{\text{п}} < 0,8$ м влажность пара ω (в %) на высоте H может быть определена по эмпирической формуле Рида [76], пригодной для корреляции и экстраполяции опытных данных

$$\omega = \frac{M\bar{G}}{3,25H^2 + 8,9H + 3,6} \left[\frac{\eta''}{(\gamma' - \gamma'')\gamma''} \right]^2,$$

где M — коэффициент, определяемый экспериментально (исходя из анализа опытных данных на рис. 63 и 65, можно рекомендовать $M = 6 \cdot 10^{10}$);

η'' — абсолютная вязкость вторичного пара, $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{сек})$;

γ' и γ'' — удельный вес рассола и пара, $\text{кг}/\text{м}^3$;

\bar{G} — весовая нагрузка поперечного сечения парового пространства, перпендикулярного потоку пара на высоте H , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

По формуле Стермана влажность ω на высоте $H_{\text{п}}$ (в м) над зеркалом испарения составляет [46]

$$\omega = 2,11 \cdot 10^{10} \frac{\omega^{2,76}}{H_{\text{п}}^{2,3}} \frac{(\sqrt{2}\rho'')^{1,1} (\rho' - \rho'')^{0,09}}{\sigma^{1,19}}, \quad (\text{IV-1})$$

где n — скорость пара над зеркалом испарения, $\text{м}/\text{сек}$;

ρ и ρ'' — плотность рассола и пара, $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$;

ν — кинематическая вязкость воды, $\text{м}^2/\text{сек}$;

σ — коэффициент поверхностного натяжения рассола, $\text{кг}/\text{м}$.

Следует учитывать, что высота $H_{\text{п}} > 0,8$ м практически не оказывает влияния на влажность пара, поэтому максимальное значение $H_{\text{п}}$ в формуле должно быть не более $0,8$ независимо от фактического ее значения.

Применительно к испарителям морской воды последняя формула требует тщательной проверки, так как она выведена на основе опытных данных по парогенераторам со сравнительно меньшим солесодержанием, где унос значительно меньше, а давление выше, чем в испарителях. Однако с учетом того, что унос от давления зависит слабо (в основном лишь вследствие изменения коэффициента лобового сопротивления капель,

являющегося функцией критерия Рейнольдса), эту формулу можно рекомендовать для сравнительной оценки влажности при различных условиях. В качестве исходной величины в этом случае может быть принята влажность над кипящим слоем при атмосферном давлении (по данным М. А. Стыриковича, Г. Г. Бартоломея и В. А. Колокольцева, см. рис. 62 и 63). Обозначая дан-

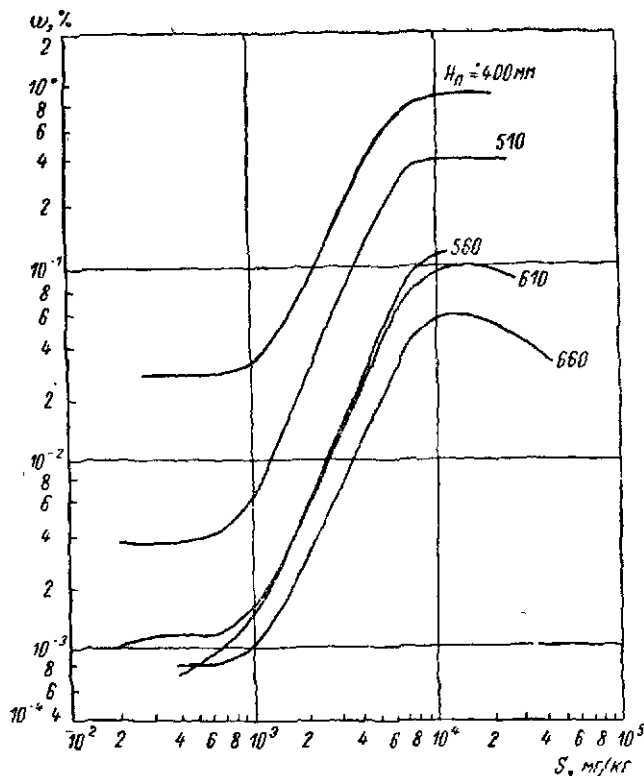


Рис. 62. Зависимость уноса влаги от солевого содержания кипящей воды при постоянной нагрузке зеркала испарения $R_s = 2300 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ $\rho_2 = 1 \text{ кг/см}^3$.

ные, при которых определена влажность на рис. 62, индексом 0, для других условий получим

$$\omega = \omega_0 \left(\frac{w}{w_0} \right)^{2,76} \left(\frac{H_{\text{по}}}{H_{\text{п}}} \right)^{2,3} \left(\frac{\sqrt{2\rho''}}{\sqrt{2\rho_0''}} \right)^{1,1} \left(\frac{\rho' - \rho''}{\rho'_0 - \rho''_0} \right)^{0,09} \quad (\text{IV-2})$$

Учитывая, что выражение в предпоследних скобках в интересующем нас диапазоне давлений весьма мало отличается от единицы, и принимая по рис. 65 $\omega_0 = 0,1\%$ при $w_0 =$

= 0,9 м/сек [$R_s = 3240 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$] и $H_{\text{по}} = 0,5 \text{ м}$, можем записать это выражение в более удобном виде

$$\omega = 14,1 \cdot 10^{10} \frac{\omega^{2,76}}{H_{\text{п}}^{2,3}} \cdot \frac{(\rho_2^{2,19})^{1,1}}{c^{1,19}} \% \quad (\text{IV-3})$$

Расчеты по этой формуле дают результаты, достаточно близкие к экспериментальным.

Вспенивание рассола — одна из основных причин повышенного уноса влаги вторичным паром. Чистые жидкости не вспениваются, даже если в них имеются очень мелкие твердые частицы. Считают, что вспенивание в испарителях вызвано присутствием коллоидных примесей, масел и некоторых детергентов, стабилизирующих пленку путем изменения поверхностного натяжения. Особенно сильное стабилизирующее действие свойственно органическим коллоидам. От их содержания, а также от содержания шлама и зависит главным образом интенсивность вспенивания.

Слой пены над кипящим рассолом может заполнить почти все паровое пространство, и тогда эффект осадительной сепарации оказывается совершенно недостаточным. При образовании слоя пены унос, особенно при большой нагрузке зеркала, становится нерегулярным: возможны эпизодические проскоки хлопьев пены через сепаратор. Поведение всего слоя пены неустойчивое, и достаточно малейшего увеличения скорости пара, особенно в вакуумных испарителях, чтобы целые шапки пены были подхвачены паровым потоком. Уменьшению пенообразования способствует слив рассола через переливную трубку или перегородку на его верхнем уровне, как это и принято в современных вакуумных испарителях. При этом частично удаляется и слой пены, наиболее насыщенный коллоидными примесями¹.

Фирма Вир в последних испарителях кипящего типа использует размывку пены питательной водой: вода разбрызгивается над слоем пены, и струи воды разрушают слой (рис. 64).

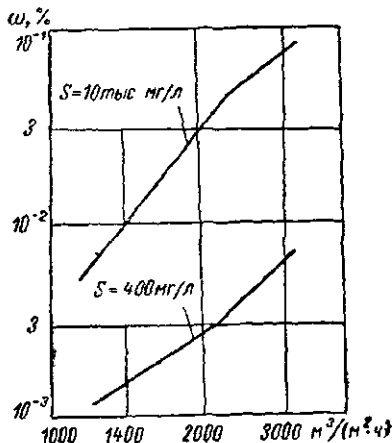


Рис. 63. Зависимость уноса влаги от нагрузки зеркала испарения $\rho_2 = 1 \text{ кг/см}^2$, $H_{\text{п}} = 0,5 \text{ м}$.

¹ И. М. Блинчевский показал, что в процессе роста парового пузыря концентрация взвешенных частиц на его поверхности больше, чем в массе рассола, что объясняется большей инерцией этих частиц по сравнению с рассолом.

Радикальное средство борьбы с образованием пены — применение поверхностно-активных противопенных присадок (полиамиды, этиленгликоль и производные полиалкиленгликоля, расход которых не превышает $1 \cdot 10^{-4}\%$ от количества воды). При их использовании на пленке пены образуются скопления, вызывающие местные изменения поверхностного натяжения, вследствие чего пленка лопается.

Противопенные поверхностно-активные вещества являются обязательными компонентами патентованных коллоидных противонакипных присадок.

Устойчивость слоя пены может быть в некоторой степени уменьшена при установке в паровом пространстве так называемых

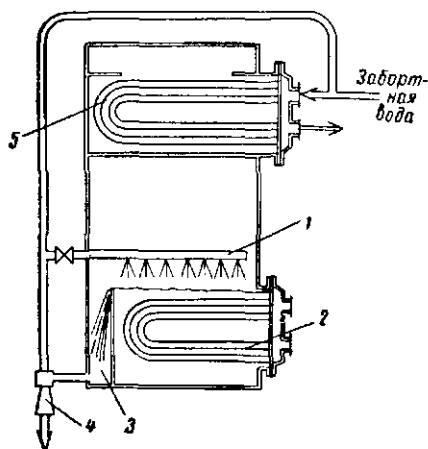


Рис. 64. Схема подачи питательной воды и удаления рассола в испарителях фирмы Вир.

1 — питательная труба; 2 — нагревательная батарея; 3 — камера слива рассола; 4 — рассольный эжектор; 5 — конденсатор.

ых пароосушительных змеевиков. Потoki пара, образующегося на них, разрушают пену и способствуют таким образом улучшению качества вторичного пара. Однако змеевики являются наиболее дорогостоящей частью испарителя и применимы только в испарителях со змеевиковыми нагревательными батареями, которые нехарактерны для современных конструкций. В большинстве современных испарителей пароосушительные змеевики не применяются как по указанной причине, так и из-за интенсивного образования накипи, вызванного глубоким упариванием капель рассола, попадающих на эти змеевики.

Что касается отбойных щитов и дырчатых листов над зеркалом испарения, которые встречаются в некоторых испарителях, то они полезны лишь постольку, поскольку позволяют уменьшить заброс капель над наиболее напряженными участками зеркала (см. рис. 75).

Проблема пенообразования практически полностью исключается в адиабатных испарителях, в связи с чем унос влаги здесь значительно меньший, а работа испарителей вполне устойчива.

Солесодержание рассола в испарителях морской воды заметного влияния на влажность пара не оказывает. Исследования М. А. Стыриковича, Г. Г. Бартоломея и В. А. Колокольцева (рис. 62) показали, что унос увеличивается лишь при повыше-

нии солесодержания кипящей воды от 600—700 мг/л до 10 тыс. мг/л. Дальнейшее повышение солесодержания не только не увеличивает, но уменьшает унос, особенно при большой высоте парового пространства. Для испарителей наиболее характерен диапазон солесодержания от 45 до 70 тыс. мг/л, когда его величина уже не может повлиять на влажность пара. Тем не менее в вакуумных испарителях для достижения возможно малого солесодержания дистиллята солесодержание рассола стремятся поддерживать не более 45 тыс. мг/л.

Влияние нагрузки зеркала испарения на влажность вторичного пара (по данным М. А. Стыриковича и других) можно видеть на графике (рис. 63). Чем больше нагрузка или, что то же самое, скорость подъема пара над зеркалом, тем более крупные капли подхватываются паром. По данным Л. С. Стермана влажность пара пропорциональна его скорости в степени 2,76, что подтверждается графиком (рис. 63).

Допустимая нагрузка зеркала испарения зависит от высоты парового пространства и степени совершенства сепарирующих устройств. Однако в случае вспенивания при большой нагрузке может происходить унос крупных хлопьев пены, которые не могут быть полностью задержаны обычными сепараторами. Иначе говоря, для кипящих испарителей существует такая критическая нагрузка зеркала, при которой поведение слоя пены становится неустойчивым. По данным испытаний испарителя ИВС-3, проведенных И. Ф. Неплюевым, эта критическая нагрузка при $p_2 = 1,2 \text{ ата}$ составляет 2000—2100 кг/м².

Унос пены и крупных капель при нагрузке, превышающей критическую, может быть задержан лишь циклоном или барботажно-промывочным устройством. Поэтому в испарителях, не рассчитанных на применение циклонных сепараторов или промывочных устройств, столь высокие нагрузки не могут быть рекомендованы.

Напряжение зеркала испарения при давлениях, отличных от атмосферного, обеспечивающее устойчивое поведение кипящего слоя, может быть найдено из условия постоянства уноса влаги по максимальному диаметру капель, уносимых паром за счет силы трения T ,

$$T = \zeta \frac{\pi d^2}{4} \gamma'' \frac{w^2}{2g}.$$

Поскольку $w = R_s/3600$, то T можно выразить через R_s

$$T = \zeta \frac{\pi d^2}{4} \gamma'' \frac{R_s^2}{2g \cdot 3600^2}.$$

Обозначая все входящие сюда величины, относящиеся к атмосферному давлению, индексом 0, и пренебрегая изменением

коэффициента лобового сопротивления ζ , для любого давления можно записать

$$R_s = R_{s0} \sqrt{\frac{\gamma_0^n}{\gamma^n}}$$

Так, для давления $p_2 = 0,06$ ата получим

$$R_s = 3000 \sqrt{\frac{0,598}{0,041}} = 11400 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Напряженность парового объема при высоте 0,8 м для этих же условий

$$R_v = \frac{R_s}{0,8} = 14300 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

При высоте парового пространства меньше 0,8 м влажность пара (0,0065%), обеспечиваемая естественной сепарацией, достигается только благодаря резкому снижению напряженности зеркала испарения. Ухудшение качества пара при уменьшении высоты парового пространства $H_{\text{п}}$ связано главным образом с тем, что до высоты 0,6 ÷ 0,8 м забрасываются сравнительно крупные капли рассола. Именно поэтому в пределах изменения $H_{\text{п}}$ от 0,1 до 0,8 м влажность пара считается обратно пропорциональной $H_{\text{п}}^n$, где $n=2,3$ по данным Л. С. Стермана и $n=2$ по данным Рида.

Обеспечить высоту парового пространства и напряженность зеркала, достаточную для естественной сепарации, в современных испарителях, особенно при малой их производительности и глубоком вакууме, практически никогда не удается. Достаточно сказать, что даже при производительности до 50 т/сутки

Таблица 13

Изменение влажности пара в зависимости от нагрузки парового объема опреснителя «Атлас» АФГУ-7 ($p_2 = 0,07$ кг/см², $H = 0,8$ м)

Производительность, т/сутки	Коэффициент подачи питательной воды	Солеосодержание рассола, г/л	Солеосодержание дистиллята, мг/кг		Влажность пара средняя, %	Скорость подъема пара, м/сек	Напряженность парового объема R_v , м ³ /(м ² ·ч)
			среднее	максимальное			
30	4	45	2—5	15	0,005 ÷ 0,01	5,2	14 500
37	3,5	48	5—12	27	0,01 ÷ 0,25	6,4	18 000
43	3	51	20—25	35	0,04 ÷ 0,05	7,5	20 800
50	2,6	55	40—45	50	0,07 ÷ 0,08	8,7	24 200
55	2,4	58	50—55	80	0,085 ÷ 0,095	9,5	26 600
62	2,4	58	55—60	120	0,1	10,8	30 000

значения R_c в глубоковакуумных испарителях «Атлас» достигают 35 тыс. $m^3/(m^3 \cdot ч)$, причем сепарация осуществляется только за счет задержки фонтанирующих капель куполообразным отбойным щитом и естественного осаждения мелких капель в паровом пространстве при скорости подъема до 10—11 м/сек.

Характер изменения влажности пара перед конденсатором при различной нагрузке опреснителя «Атлас» АФГУ-7 иллюстрируется табл. 13. Примечательно, что в области малых нагрузок влажность изменяется по закону, близкому к описываемому формулой Стермана, а с повышением нагрузки темп увеличения влажности несколько снижается. По-видимому, это обусловлено стабилизирующим эффектом отбойного щита. При малых нагрузках влияние щита практически не сказывается.

§ 14. ПАРΟΣЕПАРАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

Стремление к уменьшению габаритов испарителей вынуждает сокращать их паровое пространство до таких размеров, при которых естественная сепарация оказывается недостаточной для достижения требуемой чистоты пара. Все современные конструкции испарителей имеют в своем составе дополнительные сепарационные устройства, предназначенные для отделения транспортируемой влаги. В этих устройствах используются один или два из следующих принципов сепарации: центробежного, диффузионного, промывки пара. Каждый из методов, основанный на этих принципах, имеет свои достоинства и свою область наиболее эффективного применения. Ограничиваться только одним методом сепарации в большинстве случаев нельзя, так как потоком пара транспортируются капли разной величины (диаметром от 2—3 мк до 0,1—0,2 мм). Каждый метод эффективен лишь в сравнительно узком диапазоне размеров капель.

Наиболее широко применяются центробежные сепараторы как самые простые и компактные. Они достаточно эффективны при умеренном вакууме и более высоких давлениях.

Центробежная сепарация, широко применяемая в различных областях техники, основана на инерции увлеченных потоком частиц, которые при повороте потока на вогнутой поверхности отбрасываются к ней центробежными силами. С этой поверхности пленка отделившейся влаги (сепарата) стекает под действием сил тяжести и выводится из зоны парового потока.

Скорость пара и радиус кривизны должны быть достаточны для отбрасывания из потока возможно большего числа частиц. С этой точки зрения чем больше скорость потока, тем на первый взгляд эффективнее сепарация. Однако при больших скоростях отдельные капли могут раздробляться паром или при ударе о стенку, раздробляясь, отскакивать обратно в поток.

В результате происходит так называемое вторичное увлажнение пара. Поэтому во всех центробежных сепараторах скорость пара на тех участках, где он соприкасается с пленкой сепарата, не должна превышать критической по срыву пленки. Величина этой критической скорости зависит главным образом от направления движения пленки относительно пара и от его плотности. Ее значение оказывается наименьшим, когда пленка стекает навстречу поднимающемуся пару, как это имеет место в горизонтальных жалюзийных сепараторах. Для них Ю. Л. Сорокин рекомендует следующую формулу:

$$\omega_{кр} = B \sqrt[4]{\frac{g^2 \sigma (\gamma' - \gamma'')}{\gamma''^2}},$$

где B — безразмерный комплекс, критическое значения которого для рассматриваемых сепараторов $0,3 \div 0,4$.

Начальная влажность пара, если она менее 50%, на $\omega_{кр}$ в этих сепараторах не влияет.

Для вертикальных жалюзи или при наклоне их к горизонтали не менее 60° , когда сепарат стекает поперек потока пара, критическая скорость в три-четыре раза выше. М. Д. Панасенко и Ю. В. Козлов дают для них следующее выражение:

$$\lg \omega_{кр} = \lg b - 0,0056 \rho_2,$$

где ρ_2 — давление вторичного пара, *атм*;

$$b = 1,4 \div 0,018 \omega_{вх},$$

$\omega_{вх}$ — начальная влажность пара, %.

Так, при атмосферном давлении $\omega_{кр}$ по этому выражению получается 1,36 *м/сек*, в то время как для горизонтальных жалюзи при этом же давлении $\omega_{кр} = 0,36$ *м/сек*, что слишком близко к допустимым скоростям подъема пара над зеркалом. Этим и объясняется весьма малая распространенность горизонтальных жалюзи по сравнению с вертикальными или круто наклонными.

М. Рид для лучших центробежных сепараторов дает весьма простое соотношение: $\gamma'' \omega_{кр} = 64$, если γ'' выражено в кг/м^3 , а $\omega_{кр}$ в *м/сек*. Определенные по нему значения $\omega_{кр}$ в семь-восемь раз превышают полученные из предыдущего выражения, что, по-видимому, можно отнести за счет эффективности желобообразных ловушек для сепарата, которыми снабжены эти сепараторы (см. рис. 66, *з, и*).

Минимальный размер капель, отделяемых в центробежных сепараторах с ловушками для конденсата (отражателями), по данным М. Рида близок к 50 *мк* и определяется следующим выражением (в единицах одной системы):

$$d_{\min} = 9 \sqrt{\frac{b \mu''}{\pi N (\rho' - \rho'') \omega_{\text{т}}}},$$

где b — глубина сепаратора;
 N — число полных оборотов, которые совершает поток в сепараторе (обычно угол поворота составляет $90—180^\circ$, так что $N = 1/4 \div 1/2$);
 w_t — тангенциальная скорость пара в сепараторе;
 μ'' — вязкость пара (динамическая);
 ρ', ρ'' — плотность рассола и пара.

Этот размер мало зависит от давления вторичного пара (лишь постольку, поскольку от него зависит допустимая скорость пара). При обычно применяемых двух-трех поворотах потока пара, когда суммарный угол не превышает 180° , и скорости пара $10—12$ м/сек минимальный диаметр составляет $70—75$ мм.

Стремление уменьшить диаметр капель, пропускаемых центробежным сепаратором, приводит к необходимости увеличивать число поворотов и, следовательно, размеры и сопротивление сепаратора, что допустимо лишь до известных пределов. Сопротивление центробежных сепараторов может быть определено с некоторым запасом из условия, что при каждом повороте кинетическая энергия потока гасится полностью. Отсюда, пренебрегая сжимаемостью пара, получим следующее приближенное выражение:

$$\Delta P = z\gamma'' \frac{w^2}{2g} \text{ мм вод. ст.,}$$

где z — число поворотов потока пара в сепараторе.

В обычных конструкциях ΔP не превышает 50 мм вод. ст.

Коэффициент полезного действия, определяемый здесь как

$$\eta = 1 - \frac{\omega_{\text{вых}}}{\omega_{\text{вх}}},$$

где $\omega_{\text{вых}}$ — влажность пара после сепаратора; $\omega_{\text{вх}}$ — то же перед сепаратором. Для лучших центробежных сепараторов составляет $0,95$ при скорости пара около 15 м/сек и $0,94$ при скорости $12—18$ м/сек. При больших и меньших скоростях к. п. д. быстро падает и в большинстве конструкций близок к $0,9$.

Исследование вертикальных жалюзийных сепараторов, проведенное И. Ф. Неплюевым, позволило установить следующие закономерности:

1. К. п. д. сепаратора и критическая скорость в значительной степени зависят от начальной влажности. Чем больше влажность, тем меньше критическая скорость и выше к. п. д. Его значения достигают $97—98\%$ при влажности $5—10\%$ (рис. 65). Тем не менее с увеличением начальной влажности увеличивается и влажность на выходе из сепаратора.

2. К. п. д. сепаратора повышается с увеличением числа волн и уменьшением радиуса кривизны. При этом, естественно, должен быть уменьшен и шаг между пластинами, что ведет к повышению стоимости конструкции. Большое влияние на критическую скорость и к. п. д. оказывает высота сепаратора. При большой высоте пленка сепаратора утолщается у основания и легче срывается потоком. Поэтому более предпочтительны низкие и длинные пакеты пластин, чем короткие и высокие.

3. Подтверждается положение М. Рида о том, что наивысший к. п. д. сепаратора достигается при скоростях пара около 15 м/сек. При скоростях менее 10—12 и более 18—20 м/сек к. п. д. резко снижается.

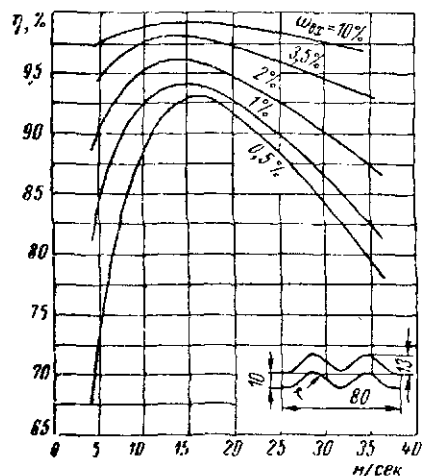


Рис. 65. К определению к. п. д. жалюзийных сепараторов в зависимости от скорости пара.

Сепараторы с плоскими отбойными щитами (рис. 66, а) применяются в адиабатных испарителях фирмы Нирекс, предназначенных для выработки питьевой и мытьевой воды с умеренным содержанием. Отличаются простотой конструкции. Эффективность сепарации невелика ввиду неблагоприятных условий дренажа и малой смачиваемой поверхности. Можно отметить четко выраженную разницу скорости нисходящих и восходящих потоков пара, способствующую улучшению сепарации. В испарителях, предназначенных для получения котельной питательной воды, та же фирма использует сетчатые сепараторы.

Набивочные сепараторы (рис. 66, б) достаточно эффективно отделяют влагу благодаря сильно развитой поверхности заполняющих их колец Рашига. Однако они хорошо работают лишь

4. Ловушки, устанавливаемые на вершинах волн или на выходных кромках жалюзи, существенного влияния на к. п. д. не оказывают, но заметно увеличивают сопротивление и усложняют технологию изготовления сепараторов. и потому не могут быть рекомендованы. Дополнительная волна или половина волны дают больший эффект, чем ловушка, и, кроме того, это не сопряжено с усложнением конструкции и технологии изготовления.

Основные типы центробежных сепараторов, применяемых в судовых опреснителях, показаны на рис. 66.

при малых скоростях пара. При повышенных скоростях возникает вторичное увлажнение вследствие того, что пленка влаги, стекающая с одних колец на другие, неизбежно пересекает

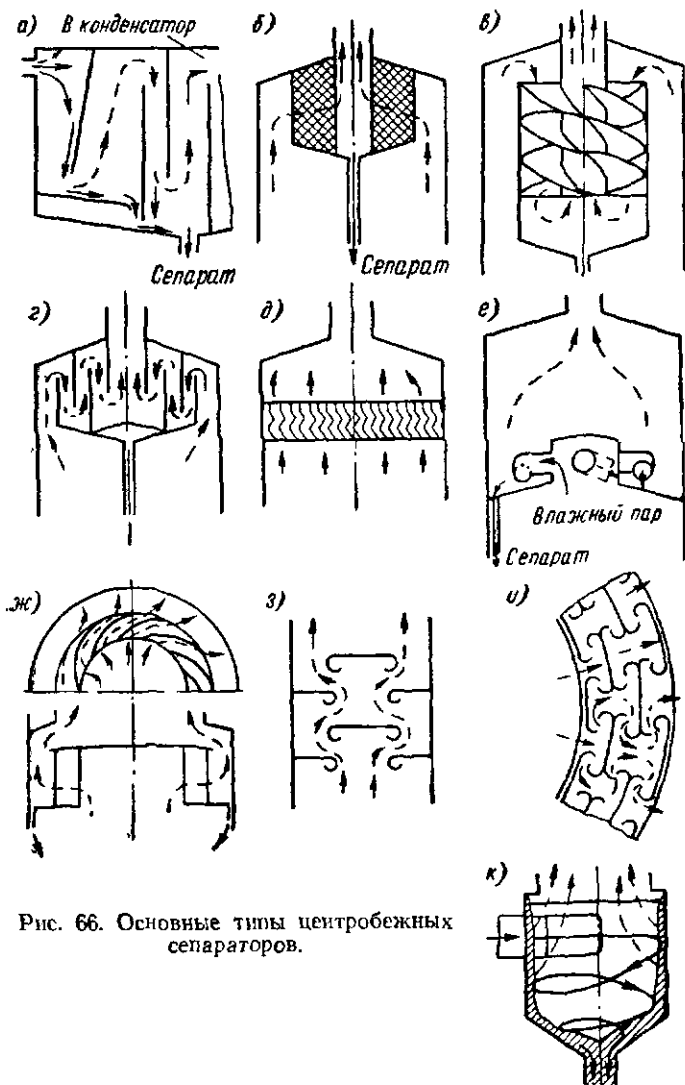


Рис. 66. Основные типы центробежных сепараторов.

поток пара. Из-за этого недостатка такие сепараторы в судовых испарителях широкого применения не нашли. Используются они в опреснителях рыболовных траулеров типов «Тропик» и «Атлантик», предназначенных для выработки воды для бытовых нужд.

Спиральные винтовые сепараторы (рис. 66, в), где пар осушается под действием центробежных сил, возникающих при его протекании в винтовом спиральном канале, применяются в некоторых конструкциях береговых стационарных испарителей. В судовых испарителях эти сепараторы почти не используются ввиду довольно высокой остаточной влажности. Сравнительно большой радиус кривизны канала не позволяет добиться достаточного центробежного эффекта. Удовлетворительная работа таких сепараторов с присмлеемыми скоростями пара возможна лишь при подводе пара сверху. Это создает неудобства при компоновке сепаратора в испарителе. Более удобно применение таких сепараторов на паровой магистрали в установках с выносными конденсаторами.

Сепараторы с отбойными концентрическими щитами (рис. 66, г) встречаются в отечественных испарителях ИКВ-39 и ИВС. Эффективность их недостаточна для обеспечения необходимого качества пара, в связи с чем в этих испарителях установлены еще и жалюзийные сепараторы. Основная причина недостаточной их эффективности — неблагоприятные условия осаждения и дренажа сепарата, резкие изменения направления и скорости парового потока в местах скопления сепарата и недостаточная величина смачиваемой поверхности. Некоторого улучшения их работы можно добиться путем организации желобообразных ловушек для сепарата на кромках верхних щитов, которые должны быть снабжены дренажными трубками.

Сепараторы жалюзийные (рис. 66, д) наиболее широко применяются в вакуумных испарителях. В отечественных испарителях такие сепараторы устанавливаются горизонтально, над всей площадью зеркала испарения, что позволяет обеспечить в них минимальную скорость пара, при которой вероятность срыва пленки исключена. Этому способствует также непрерывность поверхности жалюзи. Криволинейные каналы обеспечивают достаточную турбулизацию потока и возникновение центробежного эффекта. Конструкция таких сепараторов и технология их изготовления весьма просты. Однако угловая форма жалюзи не является наилучшей, так как на заостренных вершинах углов происходит преждевременный срыв пленки. По данным Ю. Л. Сорокина наиболее рационален волнообразный профиль с шагом около 10 мм.

Сепараторы сопловые (рис. 66, е) применяются в испарителях с избыточным давлением или умеренным вакуумом, строившихся рядом немецких и английских фирм в 50-х годах. В частности, ими оборудованы испарители ВЦ-6 на плавбазах типа «Пионерск».

Работа сепаратора основана на резком изменении скорости пара по выходе из сопел, расположенных в перегородке над зеркалом испарения. Сепарат, отделяющийся на стенках, сте-

кает по дренажной трубке под уровень рассола. Сопла изогнуты так, чтобы вход пара в сепарационную камеру был тангенциальным. В новых испарителях эти сепараторы не встречаются из-за недостаточной эффективности и большого напора, необходимого для пропуска пара через сопла.

Сепараторы спиральные (рис. 66, ж) достаточно широко применяются в современных конструкциях зарубежных испарителей. Пар с большой скоростью проходит по коротким спиральным каналам, на выходе из которых резко тормозится и поднимается вверх. При этом большая часть влаги оседает на наружной стенке сепаратора. В сочетании с дополнительной сепарацией на отбойных щитах достигается тщательная осушка пара. Влажность пара после сепаратора не превышает 0,003% при напряженности парового объема $5000 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$. Такие сепараторы эффективнее и проще предыдущих, однако они могут быть удобно скомпонованы в испарителе лишь при исполнении его в виде вертикального цилиндра.

Сепараторы лабиринтные встречаются в испарителях фирмы Вир (рис. 66, з, и). Применяются как в вертикальном, так и в горизонтальном исполнении. В последнем случае сепарирующие перегородки устанавливаются под углом $5-8^\circ$ к горизонтали для облегчения стока сепарата, скапливающегося в желобах по краям перегородок. Сепаратор прост в изготовлении и допускает скорость пара, отнесенную ко всей площади его поперечного сечения, до 20 м/сек . При простой конструкции эти сепараторы благодаря действию ловушек для сепарата позволяют получить дистиллят с содержанием $2-4 \text{ мг/л}$.

Сепараторы циклонные (рис. 66, к) применяются при весьма большом содержании влаги в пароводяном потоке (см. испарители «Максим») и наиболее приемлемы для одноступенчатых испарителей. Сухость пара после таких сепараторов обычно невелика, и, если дистиллят предназначается для питания котлов, необходима дополнительная сепарация. Сопротивление циклона составляет около 300 мм вод. ст. , что в два-три раза больше, чем в жалюзийных сепараторах.

Скорость смеси на входе в циклон должна быть не ниже 6 м/сек , а оптимальная $15-20 \text{ м/сек}$. Циклоны наилучшим образом применимы при давлении, близком к атмосферному, и при более высоком — в испарителях с большой напряженностью зеркала.

По данным И. Ф. Неплюева циклонный сепаратор, установленный на испарителе ИВС-3, работающем с повышенным уровнем рассола, при напряженности парового объема $4100 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$ понижает влажность пара от $5-10$ до $0,07\%$. Снижение влажности до $0,006\%$ достигается в жалюзийном сепараторе, установленном за циклонным. Такой комплекс сепараторов позволяет добиться устойчивой работы испарителя при повышенном

уровне рассола с полным использованием поверхности змеевиков, а также увеличить производительность испарителя на 35—40%.

Диффузионная сепарация

Центробежный принцип сепарации при всех своих достоинствах имеет и существенный недостаток — невозможность отсепарировать капли диаметром менее 50—70 мк. Между тем именно каплями таких размеров в значительной мере обусловлена влажность вторичного пара в глубоковакуумных испарителях. Из-за высоких скоростей подъема пара в этих испарителях (до 10—12 м/сек) происходит дробление крупных оседающих капель и унос их мелких осколков. Так, в утилизационных опреснителях «Атлас» удар фонтанирующих капель об отражатель (см. рис. 75) происходит со скоростью 13—14 м/сек, вследствие чего неизбежно их разрушение и захват паром образовавшихся при ударе мельчайших капель.

Для сепарации капель диаметром менее 200 мк в современных глубоковакуумных испарителях используется диффузионный принцип сепарации. Он основан на том, что при движении влажного пара вблизи смачиваемой поверхности частицы влаги, непосредственно соприкасающиеся с поверхностью, оседают на ней, а их место вследствие диффузии занимают капли пара из глубинных слоев потока. Для эффективной сепарации необходима достаточно малая скорость пара, исключаяющая срыв пленки сепарата, и достаточно малое расстояние от центра потока до ограничивающих его смачиваемых поверхностей. Последнее условие наилучшим образом выполняется в сепараторах, заполненных сетчатыми матрацами из проволочной или стекловолоконистой сетки. Пленка сепарата под действием силы тяжести стекает к точкам пересечения нитей, где повисает капля. Капля висит до тех пор, пока ее вес не превысит капиллярное натяжение, после чего она стекает на крайние нижние нити. По мере дальнейшего увеличения размеров капель, когда их вес превысит сумму сил трения пара о каплю и сумму сил капиллярного натяжения, капли обрываются и падают вниз. Чем меньше диаметр проволоки (нити), тем больше эффект сепарации, но и тем быстрее засоряется фильтр и тем выше его гидравлическое сопротивление. Фирмы, выпускающие испарители и другое оборудование с сетчатыми фильтрами (сепараторами), используют различные сетки, но наиболее типичны следующие их характеристики, рекомендуемые Горком [76]

Диаметр проволоки, мм	0,28
Удельный вес пакета (матрица), кг/м ³	0,75
Объем пустот (относительный), %	97,7
Удельная поверхность, м ² /м ³	36

Чем больше скорость пара, проходящего сквозь фильтр, тем меньше возможность отрыва капель сепарата с нижней кромки, тем больше сепарата скапливается в нижних слоях пакета; эффективность сепарации снижается. Скорость, при которой капли сепарата заполняют все узлы сетки вплоть до верхнего слоя, является предельной. При этой скорости сепарация практически полностью прекращается. Важным фактором, от которого зависит предельная скорость, является влажность пара. Предельная скорость определяется по формуле

$$\omega_{\max} = K_x \sqrt{\frac{\gamma' - \gamma''}{\gamma''}} \text{ м/сек}$$

и составляет в зависимости от влажности и давления 3—8 м/сек.

Здесь K_x — коэффициент, зависящий от влажности пара на входе. При обычной влажности (1—2%) $K_x = 0,11$.

Предельная скорость может быть определена также по приближенному соотношению, не учитывающему влажности (по М. Риду),

$$\gamma'' \omega_{\max}^2 = 3,6,$$

однако при этом значения ω_{\max} получаются почти вдвое меньше, чем из предыдущего выражения.

Для учета всех факторов, определяющих рекомендуемые расчетные и предельные скорости, можно пользоваться графиком Йорка (рис. 67), на котором представлена эмпирическая функция $\bar{\omega} = f(A)$, где $A = \frac{\omega_{\text{вх}}}{100 \sqrt{\gamma''/\gamma}}$, для двух значений скорости: расчетной и предельной.

Здесь

$$\bar{\omega} = \frac{0,305 \omega a \gamma'' \mu'^2}{g \epsilon^3 \gamma'}$$

- где ω — скорость пара;
 g — ускорение силы тяжести;
 a — удельная поверхность сетки, $\text{м}^2/\text{м}^3$;
 μ' — вязкость рассола, снз ;
 ϵ — относительный объем пустот сетки;
 $\omega_{\text{вх}}$ — влажность пара перед сепаратором, %.

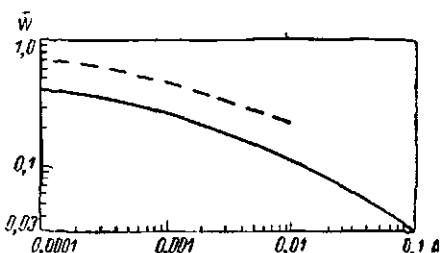


Рис. 67. К определению предельной скорости пара в сетчатых сепараторах по Йорку.

Коэффициент полезного действия сетчатых сепараторов с указанными характеристиками весьма высок (до 99,9%) и мало зависит от скорости пара (если она меньше предельной). В этом случае к.п.д. сепаратора может быть определен из выражения

$$\log \left[\frac{1}{1-\eta} \right] = \frac{2,65}{\omega^{0,138}},$$

где ω — скорость пара в сепараторе, м/сек.

Сопротивление сетчатых сепараторов, по данным Йорка,

$$\Delta P = 124 f_c \frac{1a \gamma_2 \omega^2}{\varepsilon^2 g} \text{ мм вод. ст.},$$

где $f_c = f(\text{Re})$ — коэффициент сопротивления (при $\text{Re} = 10, 100$ и 1000 он составляет соответственно 1,9, 0,46, 0,18). Несмотря на меньшие скорости пара, ΔP здесь в несколько раз больше, чем в центробежных сепараторах.

Характеристики сетчатых и центробежных сепараторов приводятся в табл. 14 критических скоростей пара в зависимости от давления по данным М. Рида [76].

Ввиду сравнительно малой допустимой скорости пара сетчатые сепараторы располагают в специально расширенных участках корпуса, где площадь проходного сечения в полтора-два раза превышает площадь зеркала испарения.

Разновидностью сепараторов, основанных на диффузионном принципе, являются пленочные сепараторы (рис. 68). Вследствие диффузии

влаги из парового потока собирается на любых смачиваемых поверхностях, в том числе и на стенках трубы, по которой проходит пар. Главная конструктивная задача заключается лишь в обеспечении отвода сепарата. Для этого в нижней части кольцевой трубы предусматривается кольцевой зазор между стенкой и паровыводным патрубком.

Из-за относительно малой поверхности стенок такие сепараторы малоэффективны. Более или менее удовлетворительная

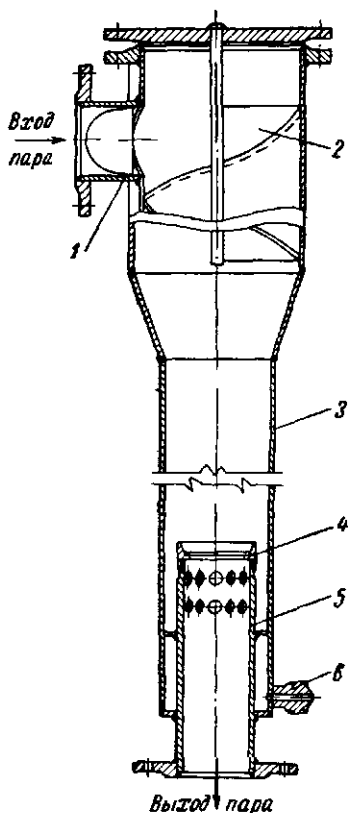


Рис. 68. Конструкция пленочного сепаратора.

- 1 — патрубок для подвода пара; 2 — винтовая лопасть; 3 — корпус; 4 — диафрагма; 5 — паровыводная труба; 6 — штуцер для отвода сепарата.

Критические скорости пара в зависимости от давления по данным М. Рида

Размер отделяемых капель, $\mu\text{к}$	Сепарация	Критическая скорость (м/сек) при давлении вторичного пара (атм)				
		0,35	0,70	1,05	1,41	1,75
500	Естественная	—	—	—	—	—
50—2000	Центробежная	25,6	18,3	15,2	13,7	12,2
0,5—200	Диффузионная	6,1	4,27	3,66	3,05	2,74

их работа достигается только при длине, равной по крайней мере 10 диаметрам для вертикальных сепараторов и 20 — для горизонтальных.

Сепаратор, показанный на рис. 68, понижает влажность пара от 4—5 до 0,2%. Если эта влажность обусловлена лишь уносом промывочной пресной воды, солесодержание дистиллята не превышает 0,1 мг/л. Такие сепараторы могут быть установлены лишь на паропроводе вторичного пара и применяются в некоторых случаях при модернизации существующих испарителей, в частности, в сочетании с паропромывочными устройствами (см. ниже).

Промывка пара

Солесодержание пара может быть снижено не только центробежной или диффузионной сепарацией капель рассола из пара, но и путем его промывки водой пониженного солесодержания (в частности, дистиллятом). Если в процессе промывки влажность пара не изменяется, то его солесодержание уменьшается почти во столько же раз, во сколько раз солесодержание промывочной воды меньше солесодержания рассола. Это позволяет добиться весьма высокой чистоты пара, недостижимой в случае применения обычных сепараторов. Благодаря низкому солесодержанию промытого пара можно допускать его повышенную влажность, так что для отделения влаги от пара на выходе из промывочного устройства возможно применение простейших сепараторов.

В судовых испарителях применяется барботажная и струйная промывка. Схема барботажного промывочного устройства (скруббера), используемого в отечественных испарителях, показана на рис. 69. Устройство состоит из наружной и внутренней ванн, заполненных пресной водой, переливных трубок и распределительных коллекторов для подвода и отвода промывочной воды. Пар проходит через боковые проходы между

стенками ванны, через отверстия в днище поступает во внутреннюю ванну и барботирует через слой воды. Промытый пар направляется в конденсатор через центробежный или сетчатый сепаратор, предотвращающий унос крупных капель промывочной воды. Для сохранения постоянного достаточно малого со-

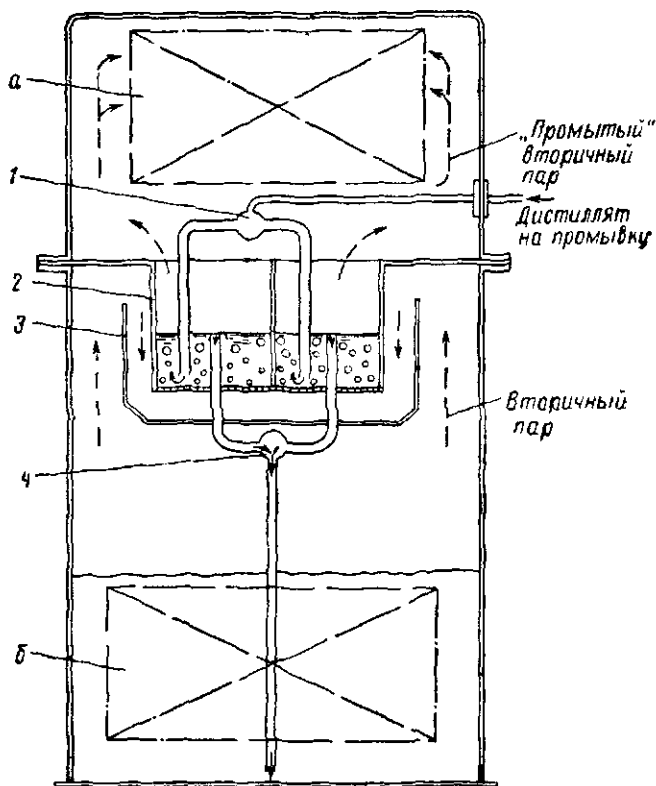


Рис. 69. Схема барботажного промывочного устройства в отечественных испарителях.

1 — распределительный коллектор промывочной воды; 2 — внутренняя ванна с перфорированным дном; 3 — наружная ванна; 4 — сточный коллектор промывочной воды.
а — конденсатор; б — батарея.

лесодержания в ванну непрерывно подается дистиллят в количестве 4—10% от производительности испарителя. Избыток подсоленной промывочной воды стекает через переливные трубки в водяное пространство испарителя. Качество пара при барботажной промывке значительно меньше ухудшается от эпизодических бросков пены, чем при обычной сепарации, так как промывочная вода служит своего рода буферной емкостью, сглаживающей влияние бросков.

Струйные паропромывочные устройства применяются в установках с выносными конденсаторами. После увлажнителя, из которого в пар подаются струи промывочной воды, обязательна установка сепаратора (лучше всего пленочного). Для промывки используется дистиллят, постоянно впрыскиваемый через форсунку в паропроводе навстречу потоку вторичного пара. Благодаря интенсивному перемешиванию с паром дистиллят захватывает основную часть дисперсной влаги, а затем отделяется в выносном пленочном сепараторе.

Недостаток промывочных устройств обоих типов, препятствующий их широкому применению, — снижение производительности и экономичности испарителей с такими устройствами на 4—8% вследствие расхода дистиллята на промывку пара. Однако они имеют немаловажное эксплуатационное достоинство — практически полное отсутствие отложений накипи, в то время как жалюзийные и другие центробежные сепараторы покрываются накипью почти так же быстро, как и необогреваемые поверхности испарителей, и нуждаются в периодической очистке.

Определение размеров парового пространства с учетом эффективности сепараторов

Приведенные данные относительно к. п. д. сепараторов и влажности пара над зеркалом испарения позволяют более обоснованно подходить к определению размеров парового пространства испарителей.

Если задано требуемое солесодержание дистиллята S_d , то по солесодержанию рассола S_p можно найти допустимую влажность вторичного пара за сепаратором

$$\omega_{\text{вых}} = 100 \frac{S_d}{S_p} \%$$

Далее, выбрав тип сепаратора, по его к. п. д. η и $\omega_{\text{вых}}$ можно определить влажность перед сепаратором

$$\omega_{\text{вх}} = \frac{\omega_{\text{вых}}}{1 - \eta}$$

и по формуле (IV-2) найти необходимую высоту парового пространства для принятой напряженности зеркала испарения или скорости пара. Для иллюстрации этой методики выполним поверочный расчет парового пространства утилизационного опреснителя, показанного на рис. 77 с характеристиками:

Производительность испарителя $W=666$ кг/час; температура испарения $t_2=42^\circ\text{C}$; удельный объем $v_2=17,7$ м³/кг; площадь зеркала испарения $F=0,75$ м²; скорость подъема пара над зеркалом $\omega=4,37$ м/сек; солесодержание рассола $S_p=46000$ мг/л; высота парового пространства $H_n=0,58$ м; кинематическая вязкость рассола $\nu=0,632 \cdot 10^{-6}$ м²/сек; коэффициент поверх-

ностного втяжения $\sigma = 7,06 \cdot 10^{-3}$ кг/м; плотность вторичного пара $\rho'' = 0,0055$ кг · сек²/м⁴.

Влажность пара на высоте $H_{\text{п}}$ над зеркалом

$$\omega_{\text{вх}} = 14,1 \cdot 10^{10} \frac{4,37^{2,76}}{0,58^{2,3}} \cdot \frac{0,632^{2,2} \cdot 5,5^{1,1} \cdot 10^{3,57}}{10^{13,2} \cdot 10^{3,3} \cdot 7,06^{1,19}} = 0,31\%.$$

Установленный в испарителе вертикальный жалюзийный сепаратор высокоэффективен. По рис. 65 его к. п. д. можно принять равным 0,95. В этом случае влажность за сепаратором

$$\omega_{\text{вых}} = (1 - r) \omega_{\text{вх}} = (1 - 0,95) 0,31 = 0,015\%.$$

Отсюда солесодержание дистиллята

$$S_{\text{д}} = \frac{\omega_{\text{вых}}}{100} S_{\text{р}} = \frac{0,015}{100} 46\,000 \approx 7 \text{ мг/л.}$$

В действительности солесодержание дистиллята в этих испарителях не превышает 4 мг/л. По-видимому, это связано с сепарационным эффектом отбойного щита, установленного над наиболее напряженной частью зеркала. Если бы в том же испарителе требовалось получить дистиллят с солесодержанием, например, $S_{\text{д}}' = 70$ мг/л, то достаточную высоту парового пространства $H_{\text{п}}'$ можно было бы определить из тех же соотношений

$$\omega'_{\text{вх}} = \omega_{\text{вх}} \frac{S_{\text{д}}'}{S_{\text{д}}} = 0,31 \frac{70}{7} = 3,1\%;$$

$$H_{\text{п}}' = H_{\text{п}} \left(\frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega'_{\text{вх}}} \right)^{\frac{1}{2,3}} = 0,58 \left(\frac{0,31}{3,1} \right)^{0,435} = 0,213 \text{ м.}$$

Этот пример наглядно показывает, что за счет снижения требований к чистоте дистиллята, допустимого при использовании его только на бытовые нужды, можно добиться весьма существенного уменьшения габаритов испарителей.

Глава V

**КОНСТРУКЦИИ СУДОВЫХ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ
И ХАРАКТЕРИСТИКИ ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

Многообразие конструкций современных судовых опреснителей столь велико, что даже в специальной монографии вряд ли можно рассмотреть все известные конструкции. Но, очевидно, в этом и нет необходимости, поскольку принципы компоновки опреснителей и комплектация установок вспомогательным оборудованием более или менее единообразны. Поэтому, ознакомившись с этими общими принципами и наиболее типичными примерами, характерными для отечественного флота, читатель свободно уяснит себе особенности устройства и работы любого дистилляционного опреснителя.

**§ 15. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОМПОНОВКИ ОПРЕСНИТЕЛЕЙ.
СОСТАВ ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

Наиболее характерный принцип компоновки современных опреснителей — создание блочных конструкций с размещением испарителя и конденсатора в одном общем корпусе. Раздельное исполнение было оправдано лишь для испарителей, работающих при избыточном давлении вторичного пара или при умеренном вакууме в составе паросиловых установок, где вторичный пар на ходу мог быть использован в подогревателе главного конденсата, а на стоянке — в конденсаторе, прокачиваемом забортной водой. При вакууме примерно 93—94%, принятом в современных опреснителях, раздельное исполнение испарителя и конденсатора нерационально, так как при большом удельном объеме пара требуется значительное увеличение размеров паропровода и предопределяются повышенные сопротивления, недопустимые в глубоковакуумных испарителях. Кроме того, низкая температура вторичного пара исключает возможность его утилизации в системе подогрева главного конденсата, и поэтому вторичный пар направляется только в конденсатор, охлаждаемый забортной водой.

В случае необходимости даже и при блочном исполнении возможна утилизация тепла вторичного пара. Так, фирма Атлас свои блочные опреснители, хорошо известные на флоте в качестве утилизационных, рекомендует устанавливать и на турбинных судах с использованием тепла вторичного пара для подогрева главного конденсата. С этой целью к одному из двух опреснителей в качестве охлаждающей воды для конденсатора подводится главный конденсат, которому и передается тепло вторичного пара. Температура испарения в этом случае, естественно, должна быть повышена до 50—60° С. Поскольку при этом наблюдается довольно интенсивное образование накипи, в состав установки включается аппаратура для подачи противонакипных присадок.

Нагревательные батареи в большинстве конструкций испарителей выполняются горизонтальными прямотрубными. Значительная длина трубок (до 2 м) предопределяет достаточную их упругость, облегчающую самопроизвольное скалывание значительной части накипи. В испарителях малой производительности для упрощения конструкции часто применяют батареи с U-образными трубками. Как правило, испаряемая вода омывает трубки снаружи. При этом обеспечивается достаточная площадь для выхода пара, гарантируется надежное смачивание всех поверхностей нагрева, облегчается отделение накипи при чистке и во время работы.

Вертикальные батареи с движением испаряемой воды внутри трубок применяются главным образом для утилизационных опреснителей, где в качестве теплоносителя используется пресная вода из системы охлаждения двигателей, в частности, в отечественных опреснителях серии Д, в опреснителях «Атлас» и в опреснителях завода Хемнанлагенбау (ГДР). Поперечное омывание греющих трубок обеспечивает достаточно высокие значения коэффициента теплоотдачи. Худшие условия удаления накипи, откладывающейся внутри трубок, здесь имеют неизмеримо меньшее значение ввиду низкой температуры испарения и вследствие этого малой интенсивности образования накипи.

Змеевиковые батареи для новых вакуумных опреснителей наименее приемлемы по целому ряду причин, детально проанализированных К. А. Афанасьевым. Основные из них следующие:

1. Относительно большая длина змеевиков и малое их количество по сравнению с длиной и количеством трубок в прямотрубных батареях предопределяют большие гидравлические потери внутри змеевиков и, как следствие, снижение температурного напора. Этот недостаток змеевиковых батарей особенно заметен по мере уменьшения давления греющего пара.

2. При равной поверхности нагрева прямотрубные батареи дешевле змеевиковых благодаря применению трубок из более

дешевых сплавов, чем чистая медь, необходимая для змеевиков. Прямотрубные батареи более технологичны и просты по конструкции, чем батареи змеевиковые.

3. Увеличенный диаметр трубок змеевиков (32 мм), необходимый для пропуска греющего пара и сохранения достаточной жесткости, требует и большей толщины стенки, чем для прямых трубок диаметром около 16 мм. В связи с этим расход меди и вес змеевиков при равной поверхности в два раза превышают расход металла для прямотрубных батарей и их вес.

4. С применением прямых трубок диаметром около 16 мм и шагом около 24 мм в современных опреснителях габаритный объем прямотрубной батареи вдвое меньше, чем объем змеевиковой.

5. Возможность унификации трубок конденсатора и греющей батареи упрощает компоновку опреснителя и позволяет уменьшить число запасных трубок.

Вследствие отмеченных преимуществ опреснители с прямотрубными батареями более дешевы и компактны, чем змеевиковыми батареями, и более удобны в эксплуатации.

Самоочищающиеся нагревательные элементы или батареи, показанные на рис. 14 и 15, находят ограниченное применение из-за высокой стоимости используемых материалов (монель-металла или титана) и постепенного накопления остаточных слоев накипи на концах элементов, где не удается сохранить необходимой упругости. Срок работы батареи между чистками зависит от температуры вторичного пара. Наиболее целесообразно применять эти батареи для испарителей с умеренным вакуумом (80—90%), используемых на паротурбинных судах, с регенерацией тепла вторичного пара для подогрева главного конденсата.

Пластинчатые нагревательные батареи используются только в утилизационных опреснителях «Нирекс». Большая скорость воды и повышенная степень турбулентности в каналах между пластинами способствуют достижению сравнительно высоких значений коэффициента теплоотдачи от греющей воды. Однако интенсификация теплопередачи в этих батареях препятствует недопустимости кипения испаряемой воды между пластинами. Большое паросодержание в узких каналах приводит к неполному смачиванию пластин и усиленному отложению на них накипи. В связи с этой особенностью в новых опреснителях, выпускаемых фирмой Нирекс, используется адиабатный принцип испарения, и соответственно состав установки усложняется. Существенной разницы в величине поверхности нагрева трубчатых и пластинчатых батарей, как и разницы в габаритах, отметить нельзя. Основное достоинство таких батарей — удобство разборки, но для утилизационных опреснителей,

работающих при температурах испарения около 40° С, это обстоятельство не очень существенно.

Конденсаторы почти во всех испарителях прямотрубные горизонтальные с числом ходов от 2 до 6, с наружным диаметром трубок 16, а в редких случаях 14 мм. Обычно их располагают над камерой испарения, но иногда и сбоку. Вертикальное расположение трубок конденсаторов принято лишь в некоторых конструкциях адиабатных опреснителей малой производительности.

Гидравлические сопротивления конденсаторов сравнительно невелики (от 6 до 14 м вод. ст.). Благодаря этому охлаждающую воду конденсаторов удается использовать и в качестве рабочей для рассольных и воздушных эжекторов. Применение водоструйных эжекторов для отсоса рассола исключает проблему регулирования его уровня, поскольку эжекторы могут устойчиво работать и без статического подпора отсасываемой жидкости. Центробежные насосы, не приспособленные для работы в кавитационном режиме, требуют постоянного подпора высотой около 0,6 м и поэтому неудобны для современных схем отсоса рассола «насухо» через переливное устройство в верхней части водяного пространства. Лишь в опреснителях большой производительности, где для отсоса рассола эжектором потребовался бы весьма большой расход рабочей воды, применяются более экономичные насосы в сочетании с автоматическими регуляторами уровня непрямого действия.

Для отсоса воздуха в опреснителях малой производительности используются почти исключительно водоструйные эжекторы, при средней производительности — водокольцевые вакуумные насосы или водоструйные эжекторы, а в опреснителях большой производительности с паровым обогревом — пароструйные эжекторы или водокольцевые насосы.

Отсос дистиллята производится, как правило, центробежными двух- или одноступенчатыми насосами. Достаточно большая высота расположения конденсатора над насосом обеспечивает его саморегулирование за счет изменения подпора на всасывании. Лишь при вертикальных конденсаторах, затрудняющих создание достаточного подпора в дистиллятном патрубке, приходится применять для отсоса дистиллята водоструйные эжекторы.

Подача питательной воды в испаритель автоматически не регулируется, так как нет достаточно надежных и простых датчиков для измерения плотности рассола. Поэтому на питательной магистрали, где недопустимы значительные колебания давления, устанавливают дроссельную шайбу, ограничивающую подачу воды тем ее количеством, которое необходимо для обеспечения требуемой концентрации рассола при минимальной производительности. В случае необходимости расход питательной воды

корректируют вручную в соответствии с показаниями расходомеров. В этом качестве на питательной и дистиллятной магистрали устанавливают ротаметры. Стабильность давления в питательной магистрали может быть гарантирована в случае, если заборная вода для охлаждения конденсатора подается на испаритель от индивидуального насоса. Обычно отбор заборной воды на питание испарителя производится непосредственно на выходе из конденсатора.

§ 16. УТИЛИЗАЦИОННЫЕ ГЛУБОКОВАКУУМНЫЕ ОПРЕСНИТЕЛИ

Общие положения

Рассматриваемые опреснители — неременная составная часть энергетической установки почти каждого современного морского теплохода, за исключением паромов.

Типы утилизационных опреснителей весьма многочисленны.

1. Опреснители «Атлас» (Дания) на танкерах типа «Лисичанск», сухогрузных теплоходах типа «Белорецк», плавбазах типа «Ленинградская слава» и тунцеловных базах типа «Солнечный луч».

2. Опреснители «Нирекс» на танкерах типа «Федор Полетаев», сухогрузных судах финской постройки и траулерах-рефрижераторах типов «Витус Беринг» и «Скрыплев».

3. Опреснители «Эврика» на транспортных рефрижераторах типа «Прибой».

4. Опреснители «Атлас-Верке» (ФРГ) на транспортных рефрижераторах типа «Шторм».

5. Опреснители «Шмидт» на китобазах типа «Владивосток» и рефрижераторах типа «Муссон».

6. Опреснители «Варнов» (ГДР) на траулерах типов «Тропик» и «Атлантик».

7. Отечественные утилизационные опреснители серии Д (Д-4 на судах типа БМРТ).

8. Опреснители «Ателье э Шантье де Нант» на консервных траулерах типа «Наталья Ковшова».

9. Опреснители WY-12/IV на БМРТ польской постройки.

Рассмотрим лишь наиболее типичные и распространенные типы опреснителей. При всем многообразии конструкций удается проследить главные направления их развития: уменьшение габаритов, автоматизация управления и снижение стоимости. Последнее имеет решающее значение, так как в общей сумме эксплуатационных расходов основную часть составляют амортизационные отчисления. Топливная составляющая крайне мала, поскольку топливо расходуется только для выработки электроэнергии на привод насосов, обслуживающих испаритель. Расход топлива на эти опреснители существенного значе-

ния иметь не может, и поэтому во многих случаях ради упрощения конструкции используются большие значения коэффициентов продувания, что позволяет снизить соледержание рассола и принять упрощенную конструкцию сепаратора, увеличить скорость воды в трубах и т. д. Лишь для судов с относительно малой мощностью энергетической установки и большим потреблением пресной воды удельный расход тепла на опреснитель имеет значение, поскольку им определяется достижимая производительность.

Как показано в § 3, минимальный расход тепла на утилизационный опреснитель составляет 600—620 ккал/кг. Это позволяет оценить достижимую производительность в зависимости от мощности двигателя и его теплового баланса.

Тепловой баланс некоторых наиболее распространенных судовых дизелей приведен в табл. 15. Как видно из таблицы, потери тепла с охлаждающей водой составляют 20—25% в двигателях малой мощности (около 300 л. с. в одном цилиндре) и 10—15% при цилиндровой мощности около 1000 л. с. Принимая обычный для двигателей внутреннего сгорания удельный расход тепла 1600—1700 ккал/(э. л. с·ч), получим для этих двигателей количество тепла, теряемого с охлаждающей водой, на каждую 1000 л. с. 350—400 тыс. ккал/ч при малой цилиндровой мощности и 160—240 тыс. ккал/ч при большой цилиндровой мощности. Соответствующая выработка дистиллята, достижимая при полной утилизации тепла охлаждающей воды в опреснителях, при удельном расходе тепла 620 ккал/кг колеблется от 650 до 260 кг/ч или от 15,5 т/сутки до 6,2 т/сутки на каждую 1000 э. л. с. На большинстве обычных типов судов этого количества воды достаточно на все нужды.

Температурный уровень системы охлаждения как источника тепла для опреснителей невысок. Температура кипения в утилизационных опреснителях практически никогда не превышает 40—46°С, в связи с чем уменьшается возможность повышения производительности за счет многоступенчатого испарения. Последнее было бы возможно только при дополнительном подогреве охлаждающей воды выхлопными газами, но так как эта проблема возникает только при сравнительно малой мощности, то усложнение установки за счет дополнительного контура не оправдано.

В качестве одного из немногих примеров совместного использования тепла охлаждающей воды и выхлопных газов можно назвать установку фирмы Максим Сайленсэрс на одном из прибрежных заводов в США, где от дизеля мощностью 1800 л. с. при двухступенчатом испарении удается получить 90 т дистиллята в сутки.

Отличительная черта, предопределяющая конструктивные особенности глубоковакуумных опреснителей,— малая скорость

Тепловой баланс четырех- и двухтактных дизелей

Параметры двигателя и статьи баланса	Типы двигателей и заводская марка										
	четырёхтактные					двухтактные					
	8ДКР-72/125 Зульцер	6ЧКН-30/45 МАН	6Ч58/84 МАН	6Ч1128/30 МАН	6Ч28/38	10Д160/90	8ДКРН-75/150 Сторк	12ДКРН-68/125 Веркспур	6ДКРН65/102 Доакфорд	3ДКРН-78/140 МАН	8ДР-43/61
Мощность, э.л.с.	5500	1700	1500	950	690	10 720	10 000	9600	8000	4000	2000
Число цилиндров	8	6	6	6	6	10	8	12	6	3	8
» оборотов, мин	125	400	580	700	700	214	115	125	115	118	240
Диаметр поршня, мм	720	300	840	280	280	600	750	680	650	780	430
Ход поршня, мм	1400	450	187	380	380	900	1500	1250	1400+920	1400	610
Среднее эффективное давление, кг/см ²	4,9	20	—	—	—	5,0	—	5,9	7,45	7,6	—
Тепловой баланс											
Преобразовано в полезную работу, %	41,2	45	38	37	36	37,5	43,3	38,2	40,4	41,6	37,8
Отведено с выпускными газами, %	36,4	33	28	42,5	33,5	37,2	35,3	38,3	34,5	36,5	32
» » охлаждающей водой, %	14,5	11	29,1	15,5	25,0	15,9	13,4	15,1	10,9	8,4	23,9
» » охлаждающим маслом, %	4,9	—	4,9	3	3,3	8	3,5	—	6,7	3,2	2,55
Невязка баланса, %	3	11	—	2	2,2	3,2	4,5	8,35	7,5	10,3	3,75

образования накипи вследствие низкой температуры кипения. В большинстве конструкций скорость образования накипи практически равна скорости ее разрушения потоком воды и тепловыми деформациями, поэтому срок работы опреснителя

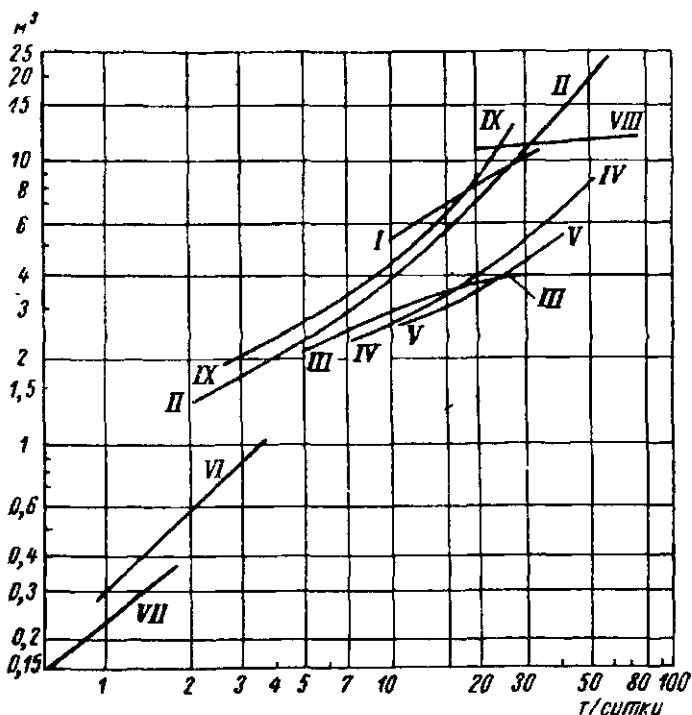


Рис. 70. Габаритный объем утилизационных опреснителей.
 I — опреснители «Вир Д I»; II — «Атлас» (Дания); III — «Лаваль»;
 IV — «Атлас-Верки» (ФРГ); V — «Шмидт» (ФРГ); VI — «Брэдби»;
 VII — «АМФ-Максим», VIII — «Нирекс»; IX — отечественные опресни-
 тели серии Д.

между очередными чистками большой. Это позволяет использовать в качестве нагревательных элементов плотные пучки трубок малого диаметра (до 16 мм) и получать достаточно высокий коэффициент теплоотдачи при омывании их водой. Как правило, предусматривается химическая очистка трубок от накипи при ежегодных осмотрах и ремонтах (ввиду сравнительно хорошей растворимости накипи в большинстве слабых кислот при их концентрации не выше 3—5%).

Благодаря малому диаметру трубок и их шагу габаритные размеры нагревательных элементов в этих опреснителях практически такие же, как и в опреснителях избыточного давления, хотя поверхность первых в два-три раза больше.

Коэффициент теплопередачи в глубоковакуумных опреснителях снижен как вследствие меньшей интенсивности теплоотдачи от воды по сравнению с теплоотдачей при конденсации пара, так и вследствие большей вязкости кипящей морской воды. Ограничен также и температурный папор (не более 20 град). По этим причинам удельный паросъем в утилизационных опреснителях не превышает 60—65 кг/(м²·ч), т. е. оказывается в два-три раза меньше, чем в опреснителях избыточного давления. Поверхность конденсаторов составляет 50—60 м² на

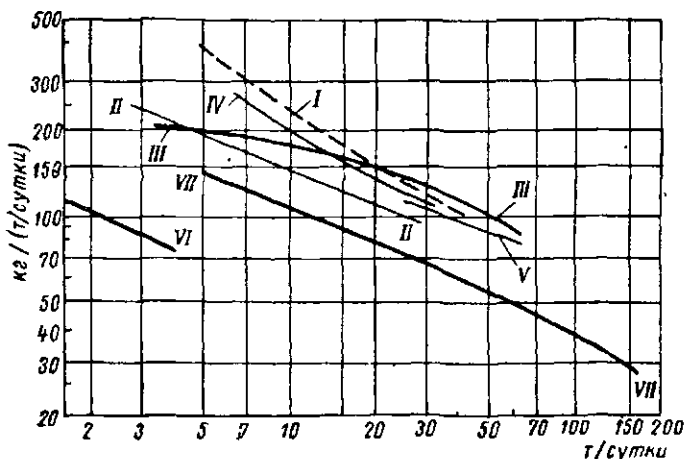


Рис. 71 Сухой вес утилизационных опреснителей, отнесенный к их производительности.

I — опреснители фирмы Вир; II — отечественные опреснители серии Д; III — «Атлас» (Дания); IV — «Шмидт» (ФРГ); V — «Беркспур»; VI — «Брэби»; VII — «АМФ-Максим».

каждую тонну часовой производительности, т. е. значительно больше, чем в опреснителях избыточного давления. Расход морской воды на охлаждение конденсатора составляет 4—5 т/ч, а расход пресной воды через нагревательную батарею — около 3—4 т/ч на каждую тонну суточной производительности.

Конденсатор утилизационного опреснителя, как правило, монтируют в общем корпусе с испарителем, обычно над ним. Большой удельный объем пара и необходимость уменьшить сопротивление между испарителем и конденсатором исключают раздельную их компоновку.

Сводные данные по габаритам и весам основных типов утилизационных опреснителей приведены на рис. 70 и 71.

Зависимость веса и объема утилизационных опреснительных установок от их суточной производительности на основании

осреднения данных, указанных на этих рисунках, может быть выражена следующими приближенными формулами:

$$G = 320D^{0,53} \text{ кг};$$

$$V = 0,65D^{0,67} \text{ м}^3.$$

Эти формулы справедливы в диапазоне производительности от 5 до 150 т/сутки и могут быть использованы для экономических расчетов. При пользовании ими нужно учитывать, что производительность утилизационного опреснителя сильно зависит от температуры греющей воды $t_{г.в}$ и ее расхода. Если при неизменном расходе и $t_{г.в} = 60^\circ\text{C}$ принять производительность за 100%, то при 70°C она будет составлять 150—130% и 160—200% при 80°C .

Схема включения утилизационного опреснителя в контур охлаждения судового дизеля показана на рис. 72. В рассечку трубопровода пресной воды в системе охлаждения дизеля врезается клапан, в обход которого вода проходит через греющую батарею испарителя и далее к водо-водяному холодильнику. Опреснитель, таким образом, служит резервным холодильником и при выходе из строя основного холодильника может обеспечить работу дизеля. Заборная вода, подаваемая насосом охлаждения дизеля, также направляется на охлаждение конденсатора опреснительной установки. Расход ее на основной водо-водяной холодильник главного дизеля при этом может быть уменьшен, так что постановка утилизационного опреснителя не требует увеличения напора или производительности циркуляционного насоса системы охлаждения. В связи с этим большинство фирм поставляет опреснители без циркуляционного насоса охлаждающей воды.

Для работы эжекторов, откачивающих рассол и неконденсирующиеся газы, используется эжекторный насос. Однако во многих опреснителях применяется и иная схема: для откачки рассола, дистиллята и воздуха используются специальные насосы, что более экономично. При этом, правда, возникает проблема регулирования рассольного и дистиллятного насосов.

На питание испарителя подается заборная вода после выхода из конденсатора или, как показано на рис. 72, вода от эжекторного насоса.

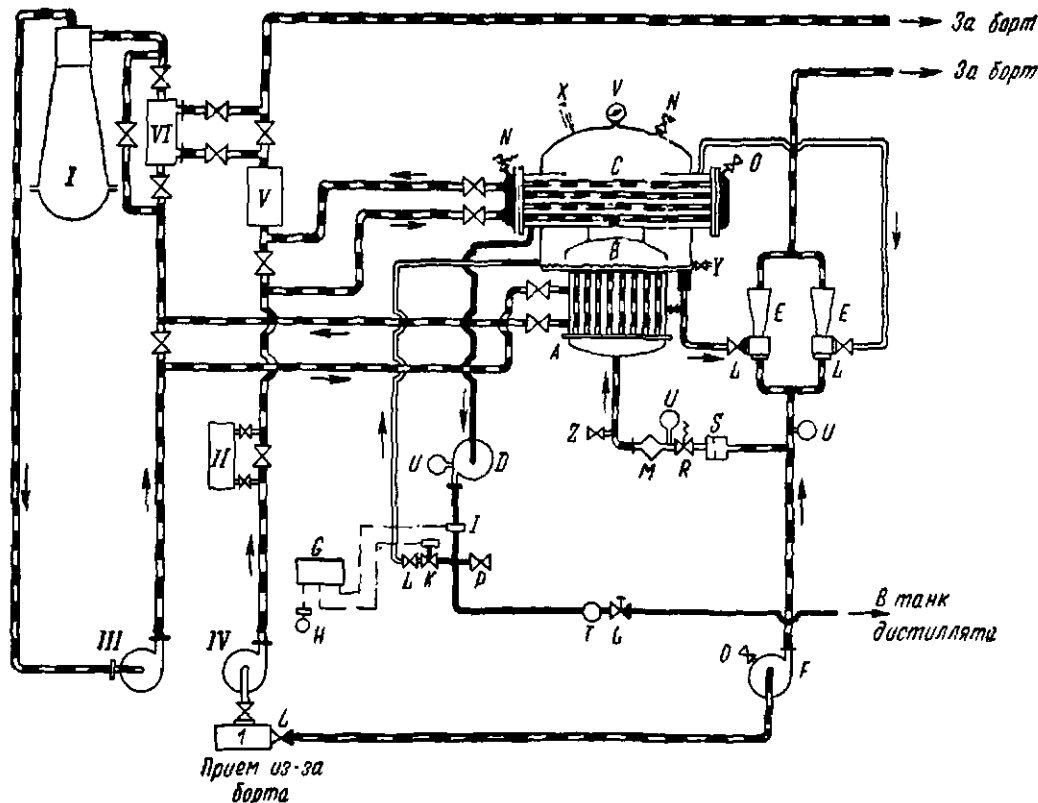
Специфические условия работы глубоковакуумных опреснителей вынуждают применять еще большую подачу питательной воды (коэффициент подачи в этом случае достигает 4—5 и даже 6). К этим условиям относятся:

1. Весьма большая объемная напряженность зеркала испарения, предопределяющая повышенную влажность вторичного пара. Приемлемого солесодержания пара можно добиться только за счет снижения солесодержания рассола.

Рис. 72. Схема включения утилизационного опреснителя в контур охлаждения двигателя.

I — двигатель внутреннего сгорания; II — воздухоохладитель; III — циркуляционный насос контура охлаждения; IV — циркуляционный насос заборной воды; V — маслоохладитель; VI — водо-водяной охладитель;

A — нагревательная батарея (испаритель); B — сепаратор; C — конденсатор; D — дистиллятный насос; E — эжекторы (воздушный и рассольный); F — насос рабочей воды для эжекторов; G — соленомер; H — звуковой сигнал; I — датчик соленомера; K — солсноидный клапан; L — невозвратный клапан; M — расходомер; N — предохранительный клапан; O — воздушный крайок; P — пробный крайок; R — питательный клапан (с пружинной нагрузкой); S — фильтр; T — счетчик дистиллята; U — манометр; V — вакуумметр; X — термометр; Y — клапан срыва вакуума; Z — дренажный клапан.



2. Необходимость улучшения теплопередачи от трубок к рассолу, что достигается повышением скорости движения воды путем увеличения ее подачи и снижения соледержания (известно, что коэффициент теплоотдачи к неупаренной морской воде на 40—35% больше, чем к воде двойной концентрации, причем с углублением вакуума эта разница увеличивается).

3. Возможность появления повышенных местных концентраций ввиду большого паросодержания смеси при испарении внутри трубок, что наиболее характерно для утилизационных опреснителей, подобных опреснителям «Атлас». Во избежание этого приходится прибегать либо к искусственной циркуляции, либо к увеличению подачи воды, что значительно проще.

Опреснитель «Эврика»

Опреснители этой фирмы установлены на транспортных рефрижераторах типа «Прибой», построенных в Швеции. В ходовом режиме один из двух опреснителей, установленных на судне, используется как утилизационный с производительностью 30 т/сутки. При работе судна на промысле, когда необходима выработка воды для промысловых судов, на оба опреснителя в качестве греющей среды подается пар из вспомогательного котла, дросселированный до давления 1,35 кг/см². В этом режиме производительность каждого опреснителя составляет 50 т/сутки. Прочие данные по опреснителю следующие:

Температура испарения, °С	32,5—45
Солесодержание дистиллята (предельное), мг/л	4,3
Солесодержание рассола (нормальное), мг/л	50—53 тыс.
Расход греющего пара, включая расход на эжектор, кг/кг	1,09
Поверхность испарительных трубок, м ²	18,6
» конденсатора, м ²	67
Расчетная температура воды перед конденсатором, °С	30

Конструкция опреснителя показана на рис. 73. Отличительная особенность конструкции — расположение горизонтального пучка испарительных трубок в закрытом цилиндрическом корпусе вне камеры испарения. Пароводяная смесь поступает в камеру испарения через относительно узкое окно сечением 80×200 мм. В связи с этим кипение в испарителе частично подавляется, но зато исключается прямой заброс капель рассола к сепаратору. Благодаря тому, что окно расположено на уровне верхних трубок, они всегда оказываются затопленными рассолом.

Верхняя часть камеры испарения расширена для снижения скорости прохода пара через сетчатый сепаратор до 9—10 м/сек. Сетка сепаратора проволочная, выполнена из монель-металла.

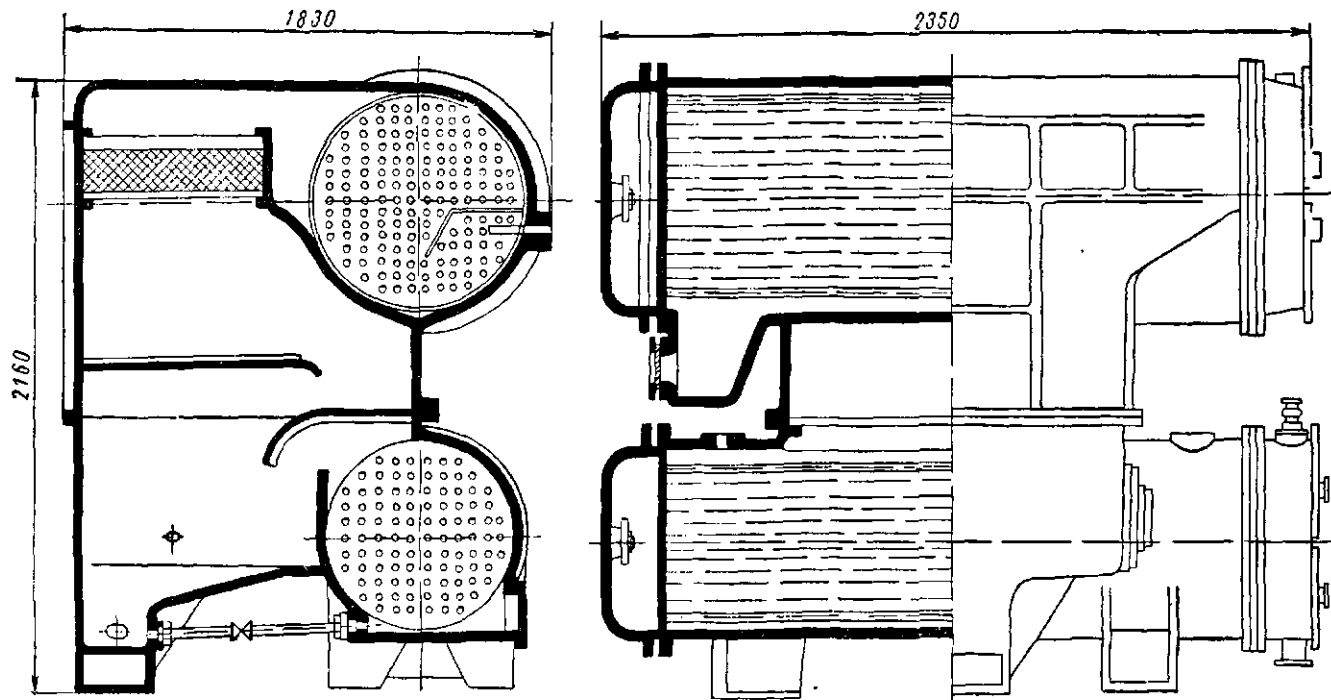


Рис. 73. Конструкция опреснителя «Эврика».

Корпус опреснителя литой чугуный, изготовлен из двух половин с горизонтальным разъемом. Крышки конденсатора и испарителя снабжены цинковыми протекторами. Трубки конденсатора и испарителя прямые с наружным диаметром 16 мм. В конденсаторе расположено 670 трубок, в испарителе 186. Плотное расположение трубок в испарителе предопределяет необходимость химической очистки их наружной поверхности от накипи, которая должна производиться через шесть месяцев. Опыт эксплуатации этих испарителей показал, однако, что при работе с полной нагрузкой необходимость в очистке возникает через четыре месяца.

Для осмотра трубок и удаления накипи, скапливающейся в нижней части испарителя вследствие растрескивания при тепловых деформациях, на корпусе имеется лючок.

Рассол из камеры испарения удаляется центробежным одноступенчатым рассольным насосом мощностью 2,25 л. с. Уровень рассола в камере имеет значение лишь для обеспечения устойчивой работы рассольного насоса и корректируется вручную прикрытием отливного клапана. Наблюдение за уровнем рассола производится через круглые стекла в стенке камеры. Для откачки конденсата греющего пара имеется также центробежный насос мощностью 1,5 л. с.

Дистиллятный насос имеет те же характеристики, что и рассольный. Дистиллят откачивается через вертушечный суммирующий счетчик-расходомер. На боковом отводе дистиллятного трубопровода установлен автоматический клапан, который открывается по достижении солесодержания дистиллята 4,3 мг/л. Далее дистиллят перепускается в камеру испарения. Одновременно включается звуковой сигнал в центральном пульте управления энергетической установки. Воздух и газы, выделяющиеся из испаряемой воды, отсасываются из конденсатора двухступенчатым пароструйным эжектором. В связи с этим давление рабочего пара должно быть не менее 6 кг/см^2 , а допустимое его значение перед испарителем ($1,35 \text{ кг/см}^2$) достигается дросселированием через шайбу, сечение которой выбирают в зависимости от давления пара в котлах.

В результате дросселирования греющий пар оказывается перегретым на 35°C , и вследствие этого коэффициент теплоотдачи при его конденсации заметно меньше, чем для насыщенного пара. Максимальная производительность в этих условиях не превышает 47 т/сутки. Паспортная производительность достижима лишь при увлажнении греющего пара, для чего от дистиллятного насоса к паропроводу подведена трубка с клапаном диаметром 6 мм.

Расход пара на эжектор 90 кг. Из эжектора он направляется в охладитель, встроенный в корпус испарителя. Конденсат греющего пара охлаждается в испарителе до $65\text{—}75^\circ \text{C}$

и при атмосферном давлении сливается в приемную воронку конденсатного насоса.

Большой опыт эксплуатации на транспортных рефрижераторах, снабжающих водой промысловые суда, подтвердил высокие эксплуатационные качества и безотказность этих опреснителей.

Опреснитель «Август Шмидт» (CASS)

Характерное отличие утилизационных опреснителей этого типа — наклонное расположение трубчатой нагревательной батареи.

Корпус опреснителя (рис. 74) выполнен в виде сварного блока с прямоугольным основанием и полуэллиптическим поперечным сечением верхней части, где расположен конденсатор. Указанные на этом рисунке размеры относятся к модели SR-16, установленной на транспортном рефрижераторе «Муссон». Характеристики этой и других моделей приведены в табл. 16.

Таблица 16

Характеристики утилизационных опреснителей «Август Шмидт»

Показатель	Марки моделей		
	SR-8	SR-16	SR-30
Производительность при работе, <i>т/сутки</i> :			
на воде	8	16	30
на паре с давлением 1 <i>кг/см²</i>	10	20	35
Габаритные размеры, <i>мм</i> :			
длина	1500	1650	1950
ширина	1000	1100	1300
высота	1800	1850	2100
Вес сухой, <i>кг</i>	1700	1800	3500

Расход греющей и заборной воды в зависимости от требуемой производительности следующий:

Производительность, <i>т/сутки</i>	12	16	20
Солесодержание дистиллята, <i>мг/л</i>	3,5	3,5	3,5
Вакуум в испарителе, %	92,5	92	92
Расход греющей пресной воды, <i>т/ч</i> :			
при температуре 65° С	30	40	50
» » 60° С	55	75	95
Расход заборной воды, <i>т/ч</i> :			
при температуре 30° С	55	75	95
» » 25° С	28	38	47

Корпус снабжен съемными лючками для очистки и смотровыми стеклами. Нагревательная батарея расположена в наклонной выгородке коробчатой формы, внутри которой по четырем

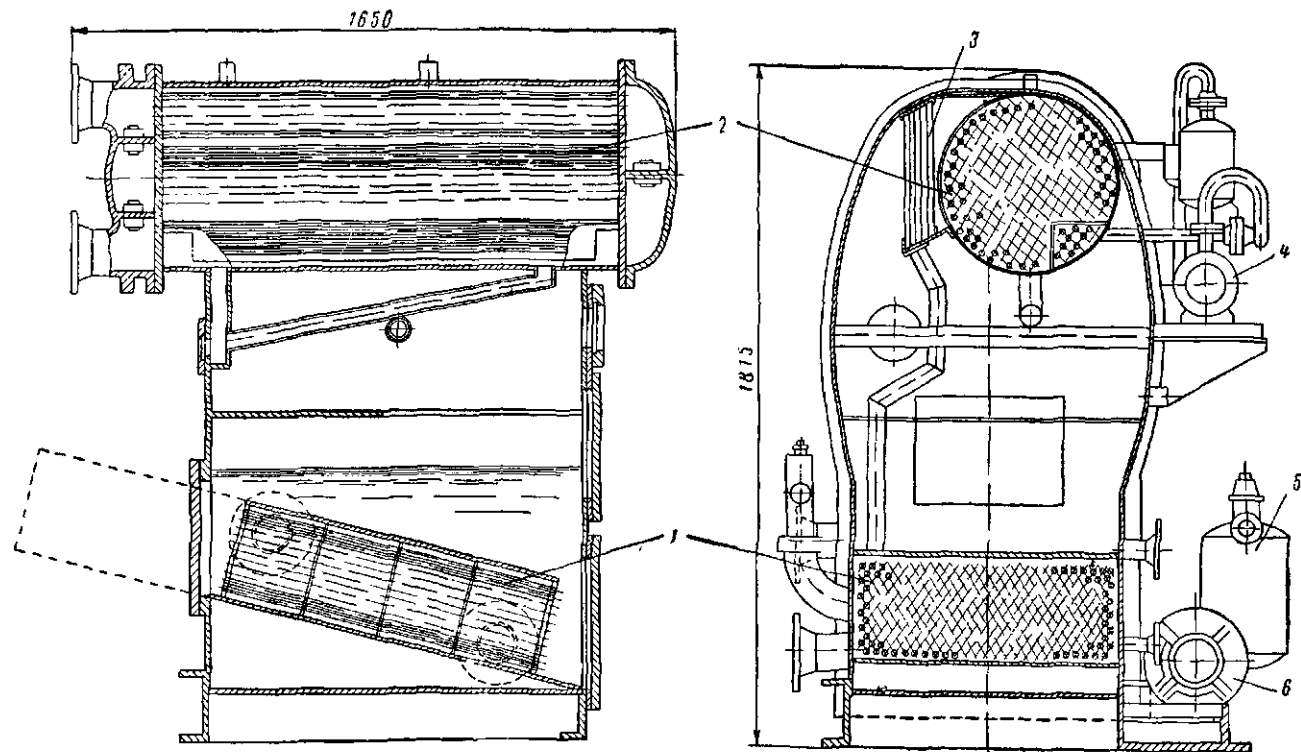


Рис. 74. Опреснитель фирмы Август Шмидт (модель SR-16).

1 — нагревательная батарея; 2 — конденсатор; 3 — сепаратор; 4 — вакуумный насос; 5 — сборник дистиллята; 6 — дистиллятный насос.

ходам прокачивается греющая вода. Батарея составлена из 342 трубок наружным диаметром 19 мм и толщиной стенки 1,25 мм. Поверхность нагрева батареи 16 м². Наклонное расположение батареи весьма удобно для очистки внутренних полоостей трубок от накипи. Для подготовки к чистке, производимой два-три раза в год, достаточно снять крышки на передней и задней стенках корпуса. Благодаря рыхлой структуре накипи очистка легко производится шомполами. Наклонное расположение батареи создает также благоприятные условия для циркуляции испаряемой воды.

Как и в большинстве утилизационных опреснителей кипящего типа, коэффициент подачи питательной воды здесь равен 4.

Конденсатор — горизонтальный цилиндрический четырехточечный. Его трубки диаметром 19 мм в количестве 265 шт. образуют поверхность охлаждения 20 м². Водяные камеры снабжены цинковыми протекторами. На входе пара в конденсатор установлен вертикальный жалюзийный сепаратор. Благодаря эффективной сепарации и достаточно малому солесодержанию рассола, которое лишь на 1/4 превышает солесодержание забортной воды, достигается весьма малое солесодержание дистиллята (3 мг/л).

В нижней части конденсатора выделен воздухоохладитель, из которого паровоздушная смесь откачивается водокольцевым вакуумным насосом. Мощность мотора вакуумного насоса 1,3 квт. Такова же мощность моторов дистиллятного и рассольного насосов, которые имеют одинаковую конструкцию и рассчитаны на производительность 2 м³/ч при напоре 25 м вод. ст. и числе оборотов 2900 в минуту.

В качестве греющей среды в опреснителе может быть использован также и пар, редуцированный до 1 ата. В этом случае его производительность повышается на 25%, причем удельный расход составляет 1,05 кг/кг.

Аналогичные опреснители (модель SR-30) установлены на китобазах типа «Владивосток». Опыт эксплуатации подтвердил их надежность и удобство в обслуживании.

Опреснитель «Атлас»

Фирма Атлас (Дания) одна из первых начала выпускать утилизационные опреснители. Благодаря простоте конструкции опреснители этой фирмы — самые распространенные на морских судах (к концу 1967 г. их число превышало 3500 ед.). В большом количестве встречаются они и в составе нашего флота (танкеры типа «Лисичанск», т/х типа «Белорецк» и др.).

С 1963 г. фирма выпускает опреснители уменьшенных размеров серии АФГУ производительностью от 1 до 100 т/сутки. Общий вид этих опреснителей показан на рис. 75, а основные характеристики приведены в табл. 17.

Характеристики утилизационных опреснителей «Атлас» серии АФГУ

Характеристики	Номер модели				
	0,5	1	2	3	4
Производительность, <i>т/сутки</i>	1—1,5	2,5—3	5—6	10—12	15—18
Потребляемая мощность, <i>квт</i>	1,2	1,8	5,0	5,5	5,8
Сухой вес, <i>кг</i>	320	900	1400	1600	2000
Расход греющей воды, <i>т/ч</i>	3,5	8,9	17,5	35	50
Расход заборной охлаждающей воды (25—30° С), <i>т/ч</i>	4	10	20	40	60
Габаритные размеры, <i>мм</i> :					
длина	740	1020	1390	1565	1865
ширина	495	790	1140	1380	1480
высота	938	1090	1355	1550	1675

Продолжение

Характеристики	Номер модели				
	5	6	7	8	9
Производительность, <i>т/сутки</i>	21—25	30—36	42—50	60—75	80—100
Потребляемая мощность, <i>квт</i>	6,0	7,5	10,0	11,0	12,0
Сухой вес, <i>кг</i>	2200	2900	3700	4600	7000
Расход греющей воды, <i>т/ч</i>	70	100	145	200	250
Расход заборной охлаждающей воды (25—30° С), <i>т/ч</i>	85	120	170	240	300
Габаритные размеры, <i>мм</i> :					
длина	2010	2250	2652	3300	4100
ширина	1670	1870	2070	2450	3100
высота	1775	2085	2255	2500	2800

Производительность, указанная в таблице, зависит от температуры теплоносителя (охлаждающей воды дизеля). Меньшие значения достигаются при температуре 50° С, большие — при 75° С. Температура кипения в испарителе около 40° С. Понижение температуры охлаждающей воды в опреснителе ориентировочно 8 град.

Основу конструкции составляет стальной вертикальный цилиндрический барабан с крышкой, играющий роль сухопарника. Четырьмя стойками барабан поддерживается на фундаментной

раме. К нижней части барабана крепится цилиндрическая вертикальная прямо трубная нагревательная батарея. Морская вода подается в нижнюю часть к крышке батареи и проходит внутри трубок. Неиспарившаяся часть воды, расход которой в два-три раза превышает производительность, удаляется из нижней части сухопарника рассольным эжектором. Благодаря такому прямо-точному движению воды проблема регулирования уровня — одна из наиболее сложных для опреснителей — здесь не возникает.

Горизонтальный цилиндрический конденсатор встроен в сухопарник и отделен от основного парового пространства внутренним кожухом. Опреснители рассчитаны на повышенное содержание дистиллята (50 мг/л). Система сепарации включает только отбойный куполообразный щит, расположенный над испарительными трубками. Нагрев заборной воды в конденсаторе составляет ориентировочно 6 град.

Для защиты от коррозии все внутренние поверхности корпуса покрыты полимерной пленкой. Очистка трубок от накипи производится химическим путем. В случае ремонта вся нагревательная батарея может

быть снята через фронтальный проем между стойками. Дистиллят откачивается из конденсатора центробежным насосом, расположенным на раме опреснителя. Во избежание повреждения насоса при уменьшении мощности двигателя или его внезапной остановке, когда производительность опреснителя может упасть до нуля, предусмотрен постоянный нерегулируемый перепуск части дистиллята во всасывающий патрубок. В крупных опреснителях (производительностью более 20 т/сутки) с этой целью устанавливается, кроме того, аккумуляторный бачок на приемном патрубке насоса. Изменение уровня в бачке способствует саморегулированию насоса.

Основные приборы для контроля за работой установки расположены на панели, укрепленной на сухопарнике. В их число входят соленомер, манометры и расходомер питательной воды (ротаметр). Счетчик дистиллята расположен на дистиллятной

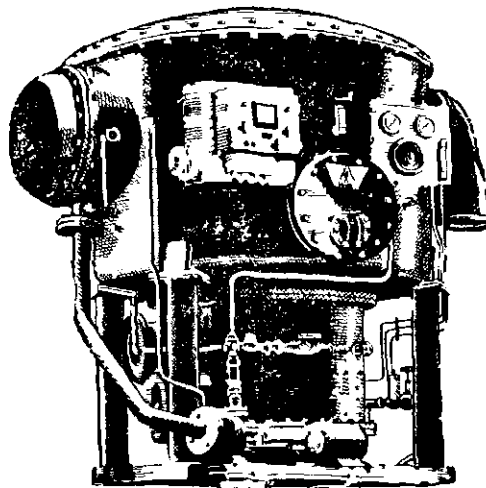


Рис 75. Общий вид утилизирующего опреснителя «Атлас» серии АФГУ.

магистрالی после соленоидного вентиля, автоматически сбрасывающего дистиллят в испаритель при превышении солесодержания сверх нормы.

Конструкция опреснителя допускает также работу с использованием пара в качестве теплоносителя. В этом случае в состав установки входит пароструйный инжектор (рис. 76), в котором

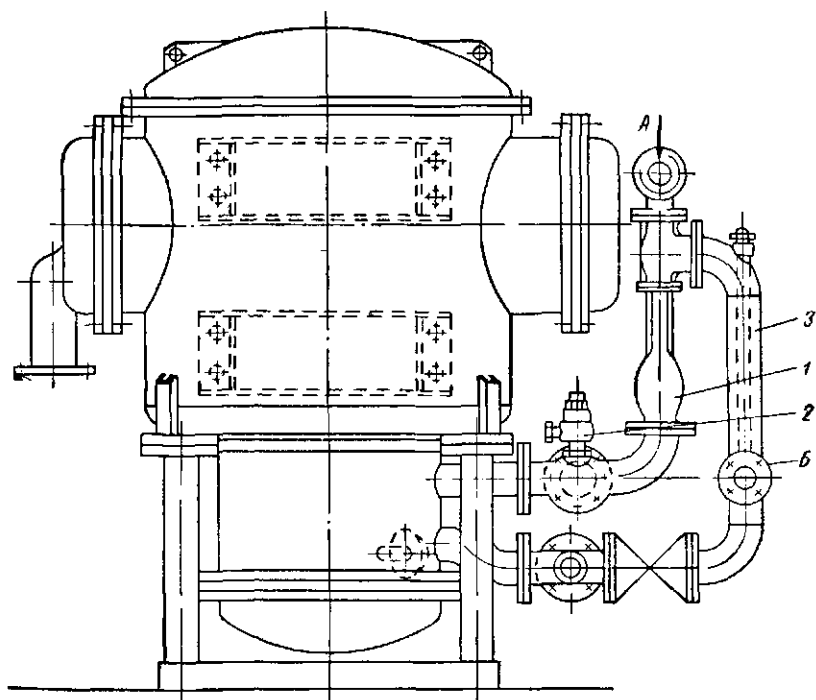


Рис. 76. Оборудование опреснителя «Атлас» при обогреве паром.

1 — пароструйный инжектор; 2 — предохранительный клапан; 3 — термобаллон.
А — подвод греющего пара; Б — сток конденсата.

пар создает напор, необходимый для циркуляции воды между трубками нагревательной батареи. Одновременно пар нагревает воду. Избыток конденсата откачивается конденсатным насосом в теплый ящик. Инжектор используется при давлении греющего пара выше 4 кг/см^2 . При меньшем давлении возможна непосредственная подача греющего пара к нагревательной батарее, но при этом должно быть гарантировано понижение давления до атмосферного. В противном случае может наблюдаться усиленное отложение накипи в трубках вследствие повышения температуры трубки и из-за более глубокого упаривания.

Возможна работа и при давлении греющего пара ниже атмосферного (до $0,25 \text{ кг/см}^2$), но в этом случае должен быть обеспе-

чен отвод некоонденсирующихся газов и подсосанного воздуха либо в конденсатор, либо непосредственно к воздушному эжектору.

Опыт эксплуатации этих опреснителей подтверждает их высокие эксплуатационные качества, в частности, возможность работы без вахтенного надзора и без очистки трубок до одного года.

Утилизационные опреснители «Нирекс»

Отличительная особенность опреснителей «Нирекс», достаточно широко распространенных на дизельных судах, — применение пластинчатых теплообменников для испарителя и конденсатора. Пластины, разделяющие теплообменивающиеся среды, показаны на рис. 77. Изменяя число пластин одного типоразмера, можно получить теплообменники с весьма широким диапазоном поверхности теплопередачи. В частности, фирма Нирекс все опреснители в диапазоне от 10 до 65 *т/сутки* комплектует всего из двух типоразмеров пластин. В пределах каждого типоразмера остальные элементы конструкции (рама, сепаратор, насосы и приборы) остаются неизменными. Благодаря этой особенности удается до минимума свести затраты труда на изготовление. Поэтому и стоимость опреснителей «Нирекс» меньше на 25—30% стоимости опреснителей с трубчатыми теплообменниками (см. рис. 91). Весовые и габаритные показатели опреснителей «Нирекс» весьма близки к обычным.

Общий вид опреснителя показан на рис. 78, а схема всей установки — на рис. 79. Основу конструкции составляет камера испарения прямоугольной формы. С одной стороны к ней крепятся пластины нагревательной батареи, с другой — пластины охладителя дистиллята.

Морская вода прокачивается циркуляционным насосом через нагревательную батарею, где ее температура повышается на 6—8 *град.* С температурой около 55°С эта вода подается в камеру испарения, в которой поддерживается температура примерно 48°С, и часть воды испаряется. Таким образом, по принципу испарения опреснитель является адиабатным.

Ввиду малой разности температур между нагреваемой и греющей водой расход последней должен быть повышенным (до 120 *т* на 1 *т* дистиллята), а понижение ее температуры не должно превышать 4 *град.*

В правой части корпуса камеры испарения расположена смесительная камера, где вторичный пар конденсируется, смешиваясь с охлажденным дистиллятом. Применение смеситель-

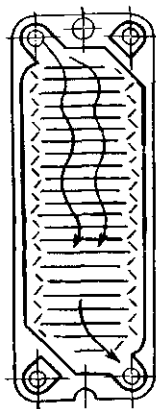


Рис. 77.
Пластины
опреснителя
«Нирекс».

ного конденсатора обусловлено тем, что принятая конструкция теплообменника неблагоприятна для обычной поверхностной конденсации из-за повышенных гидравлических и тепловых сопротивлений на паровой стороне. Смесительная конденсация

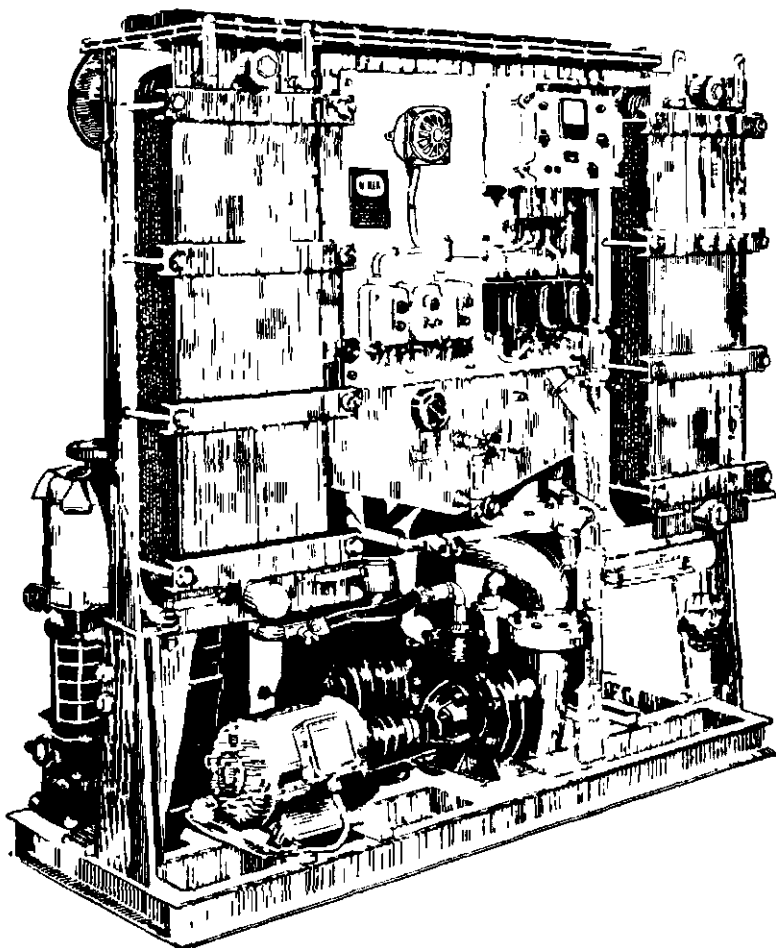


Рис 78. Общий вид утилизационного опреснителя «Нирекс»

позволяет использовать одинаковые пластины как в нагревательной батарее, так и в охладителе дистиллята

Недостаток такой схемы — усложнение установки дополнительным насосом для циркуляции дистиллята и увеличение расхода электроэнергии

Избыточный дистиллят в количестве, равном производительности опреснителя, удаляется из камеры смешения откачи-

вающим насосом, который установлен на одном валу с циркуляционным.

Рассол переливается из камеры испарения в сепаратор и вместе с сепаратом отводится к рассольному насосу, смонти-

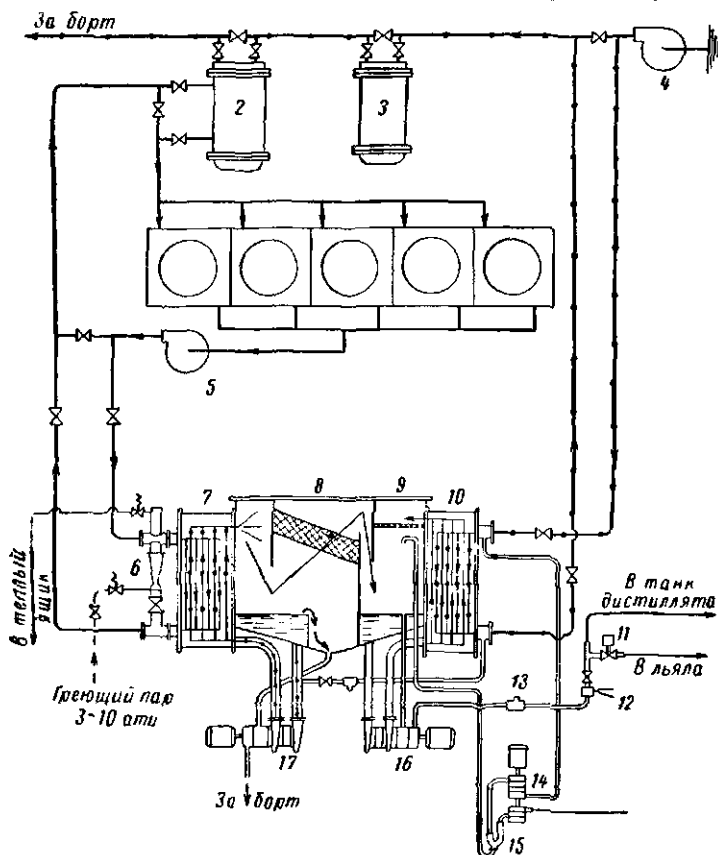


Рис. 79. Схема опреснительной установки «Нирекс» и ее включение в контур охлаждения дизеля

1 — главный дизель; 2 — водо-водяной холодильник; 3 — маслоохладитель; 4 — насос заборной воды; 5 — насос пресной воды; 6 — инжектор; 7 — водоподогреватель; 8 — сепаратор; 9 — камера конденсации; 10 — охладитель дистиллята; 11 — перекрывающий клапан, связанный с соленомером; 12 — датчик соленомера; 13 — счетчик дистиллята; 14 — эжекторный насос; 15 — воздушный эжектор; 16 — циркуляционно-дистиллятный насос; 17 — циркуляционно-рассольный насос.

—•—•— морская вода и рассол; — пресная вода, конденсат и дистиллят; - - - греющий пар.

рованному на одном валу с циркуляционно-рассольным. Конструкции и характеристики обоих комбинированных насосов (для циркуляции и откачки рассола и дистиллята) одинаковы. Воздух и неконденсирующиеся газы из камеры смешения

отсасываются водоструйным эжектором. Вода к эжектору подается специальным насосом.

Первые четыре ступени этого насоса создают давление заборной воды около 4 кг/см^2 и подают ее в качестве рабочей воды к эжектору. Из эжектора смесь воздуха и рабочей воды направляется ко второй группе ступеней эжекторного насоса, где создается напор, достаточный для удаления этой смеси за борт. Эжектор с целью уменьшения его размеров выполнен U-образным. Это позволяет разместить его приемную полость

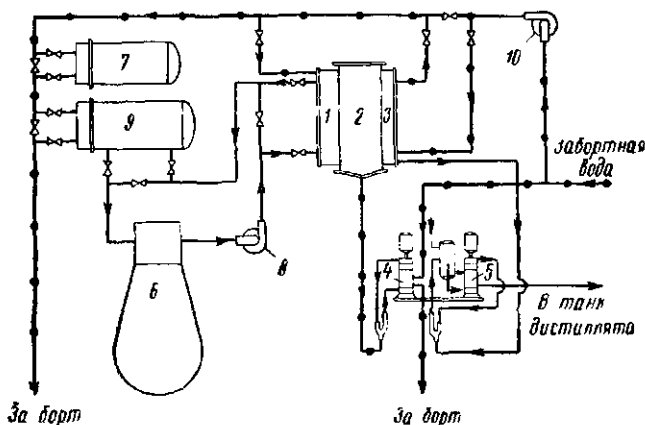


Рис 80 Схема опреснительной установки «Нирекс» с кипящим испарителем производительностью до 10 т/сутки
 1 - подогреватель (испаритель); 2 - сепаратор, 3 - конденсатор,
 4 - рассольный насос с эжектором; 5 - дистиллятный насос с дистиллятно-воздушным эжектором; 6 - главный дизель, 7 - масляный холодильник, 8 - циркуляционный насос пресной воды, 9 - водо-водяной холодильник, 10 - циркуляционный насос заборной воды

в наинизшей точке установки и обеспечить наилучшие условия всасывания.

Сепаратор, расположенный между испарительной и смесительной камерами, выполнен из двух отбойных щитов и проволочного сетчатого матраца.

При необходимости в качестве греющей среды допускается применение редуцированного пара. Однако во избежание отложения накипи его давление не должно превышать $0,4 \text{ ата}$, а температура 75°С . Впрочем, как показывает опыт эксплуатации этих опреснителей на отечественных судах, даже и при использовании охлаждающей воды дизелей образование накипи не прекращается, и вопреки проспектам фирмы очистка оказывается необходимой через два-четыре месяца работы. Основной причиной накипобразования является более высо-

кая, чем в других утилизационных опреснителях, температура морской воды (55°C).

Весовые и габаритные характеристики утилизационных опреснителей «Нирекс» приведены в табл. 18.

Таблица 18

Весовые и габаритные характеристики утилизационных опреснителей «Нирекс»

Характеристики	Производительность, т/сутки					
	10—15	15—20	20—30	30—40	40—50	50—65
Высота, мм	2000	2000	2600	2600	2600	2600
Ширина, мм	2020	2020	2500	2500	2500	2500
Длина, мм	800	850	1550	1625	1675	1750
Вес сухой, кг	2400	2500	3200	3500	3600	3800

Кроме указанных в таблице, фирма выпускает опреснители меньшей производительности (от 1 до 10 т/сутки), выполненные по более простой схеме. В отличие от основной модели их выполняют кипящими, но поверхности теплообмена набраны также из стандартных гофрированных пластин. Конденсатор поверхностный пластинчатый.

Для откачки дистиллята и воздуха в схеме этой установки (рис. 80) предусмотрены такие же насос и эжектор, как и в описанном ранее агрегате для отсоса воздуха.

Второй такой же агрегат служит для удаления рассола. Температура испарения не превышает 42°C . По этой схеме выполнены опреснители на производственных рефрижераторах типа «Скрыплев».

Отечественные утилизационные опреснители серии Д

С 1967 г. отечественная судостроительная промышленность выпускает глубоковакуумные утилизационные опреснители производительностью от 1 до 20 т/сутки. Основные характеристики этих опреснителей приведены в табл. 19.

Опреснители полностью автоматизированы, поставляются в виде агрегата на общей раме со всеми обслуживающими насосами и приборами. В отличие от аналогичных опреснителей большинства зарубежных фирм в состав агрегата входит циркуляционный насос охлаждающей воды, что позволяет устанавливать эти опреснители не только на новых, но и на старых судах, где производительность судовых насосов заборной воды во многих случаях недостаточна для дополнительных потребителей.

Таблица 19

Характеристики отечественных утилизационных опреснителей серии Д

Индекс опреснителя	Температура греющей воды на входе в испаритель, °С				Расход охлаждающей воды при 28° С, м ³ /ч	Габаритные размеры, мм			Сухой вес, кг	
	60		80			длина	ширина	высота	с насосом заборной воды	без насоса
	расход греющей воды, м ³ /ч	производительность, т/сутки	расход греющей воды, м ³ /ч	производительность, т/сутки						
Д-1	7	1	10	2,5	10	1250	950	1600	600	500
Д-2	10	2,5	20	5	20	1350	1050	1900	950	850
Д-3	20	5	35	8,5	35	1370	1200	2280	1200	980
Д-4	35	10	55	15	55	1800	1450	2550	1860	1630
Д-5	70	20	90	28	90	2100	1800	3200	2600	2400

Отсос рассола и неконденсирующихся газов производится рассольно-воздушным эжектором, для которого в качестве рабочей используется заборная вода, охлаждающая конденсатор.

Во избежание засорения конденсатора установлен фильтр на напорной части трубопровода охлаждения.

Конструктивная схема опреснителя показана на рис. 81, а общий вид — на рис. 82. Опреснитель представляет собой вертикальный цилиндр, в нижней части которого смонтирована прямотрубная нагревательная батарея (испаритель), а в верхней расширенной части — горизонтальный жалюзийный сепаратор и двухходовой прямотрубный конденсатор.

Относительно большая высота парового пространства в сочетании с жалюзийным сепаратором позволяет получать дистиллят с содержанием не более 8 мг/л при содержании рассола 50 тыс. мг/л.

В центре нагревательной батареи оставлена цилиндрическая шахта для циркуляции рассола. В ней установлена центральная труба, по которой рассол сливается к эжектору. Уровень рассола устанавливается на высоте верхнего среза сливной трубы.

Греющая пресная вода циркулирует снаружи трубок. Схема подключения опреснителя к системе охлаждения ДВС — обычная. Корпус укреплен на прямоугольной раме посредством четырех опорных труб.

Система автоматики обеспечивает

— непрерывный контроль содержания дистиллята и автоматический слив его обратно в испаритель при содержании более 8 мг/л NaCl с одновременным включением светового и звукового сигналов в местном и центральном постах управления;

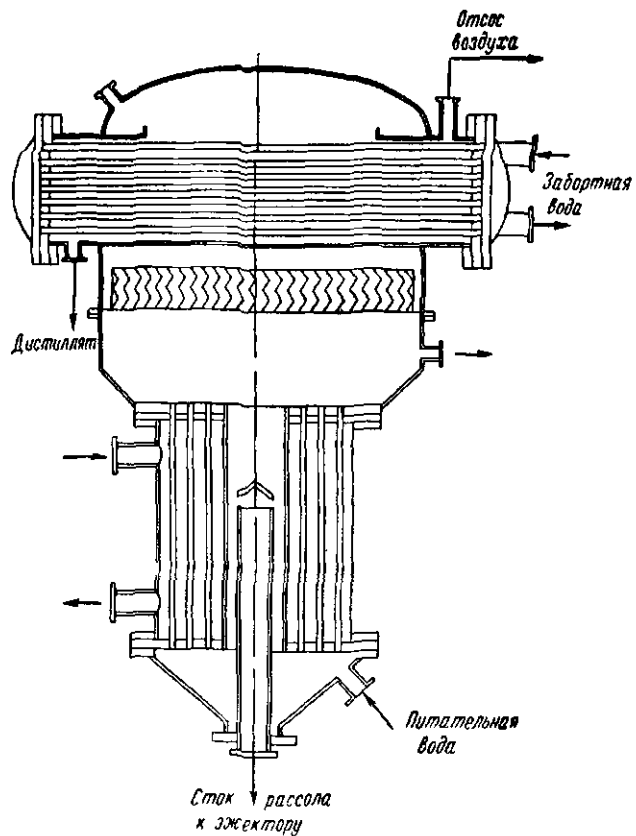


рис. 81. Конструктивная схема утилизирующего опреснителя серии Д.

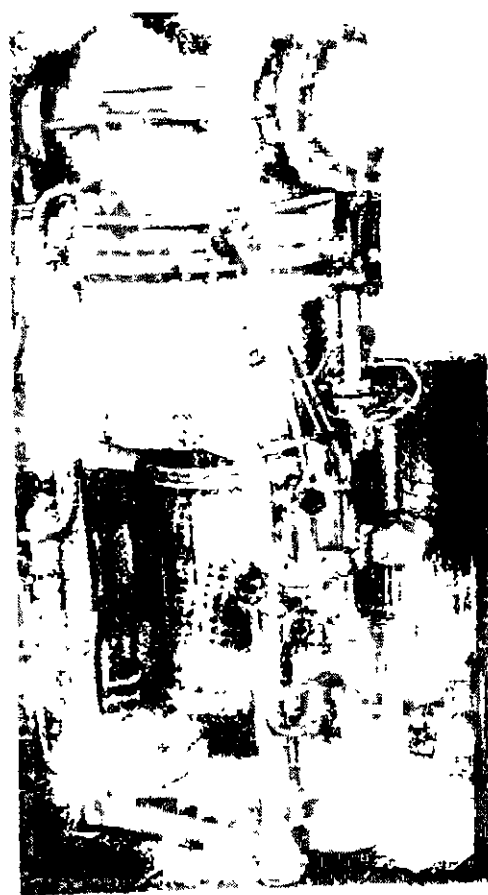


Рис. 82. Общий вид опреснителя серии Д.

— остановку дистиллятного электронасоса с подачей аварийного звукового и светового сигналов при падении давления в напорном патрубке насоса до $0,65 \text{ кг/см}^2$;

— звуковую и световую сигнализацию в местном и центральном постах управления при заполнении цистерны пресной воды до верхнего контролируемого уровня.

Ввод установки в действие и вывод производятся вручную.

§ 17. ВАКУУМНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ ПАРОТУРБИННЫХ СУДОВ

Отсутствие на паротурбинных судах отбросного тепла, пригодного для использования в опреснительных установках, вынуждает применять на этих судах испарители, существенно отличающиеся от рассмотренных ранее. Как правило, в паротурбинных установках для опреснителей используется пар из отборов низкого или среднего давления, который мог бы быть использован в турбине. Поэтому уменьшение расхода тепла на опреснитель до некоторого минимума (см. § 18) представляет весьма актуальную задачу. Она может быть решена двумя способами:

1) утилизацией тепла вторичного пара для подогрева питательной воды, поступающей в котлы;

2) уменьшением удельного расхода тепла и пара на испаритель за счет многоступенчатого испарения.

Первый способ широко применяли до 50-х годов и на некоторых судах им пользуются и сейчас. Обычно в этом случае для испарителя отбирается пар из ТНД с давлением $0,7 \div 0,8 \text{ кг/см}^2$, а вторичный пар из испарителя с давлением $0,25 \div 0,3 \text{ кг/см}^2$ направляется в так называемый ходовой конденсатор, прокачиваемый питательной водой.

Как показано в § 4, такая схема весьма экономична и позволяет получить до 120 т дистиллята на 1 т топлива. Тем не менее на новых судах эта схема применяется реже, уступая место второму способу, из-за следующих недостатков:

1. Неудобства в обслуживании испарителя в связи с образованием накипи. Относительно высокая температура испарения ($60\text{—}70^\circ \text{C}$) предопределяет заметную скорость процесса накипеобразования и, если не приняты специальные меры по борьбе с нею (такие, как противонакипные присадки или упругие самоочищающиеся нагревательные элементы), то срок работы испарителя между очередными чистками не превышает 1500 ч. Понижение производительности вследствие образования накипи также препятствует полной автоматизации испарителя.

2. Усложнения и удорожания установки в связи с необходимостью иметь два конденсатора: один — для ходового, второй — для стояночного режима работы. Кроме того, услож-

няется регулирование конденсатной системы турбинной установки. В случае понижения мощности или остановки турбины должна быть предусмотрена либо автоматическая рециркуляция конденсата, охлаждающего ходовой конденсатор, либо автоматическая остановка испарителя.

3. Ограниченной производительности испарителя на ходовом режиме. Температура главного конденсата, охлаждающего ходовой конденсатор, должна быть на 10—15 град ниже температуры испарения.

Между тем главный конденсат нагревается в других теплообменниках, обслуживающих главную турбину (в охладителе эжекторов и в конденсаторе пара из концевых уплотнений), до 38—40° С.

Таким образом, в ходовом конденсаторе возможен нагрев питательной воды лишь приблизительно на 15° С, что позволяет на каждую 1000 л. с. утилизировать в течение часа не более 60 тыс. ккал тепла или сконденсировать 0,11 т вторичного пара. И хотя на многих сухогрузных судах и танкерах фактический расход дистиллята, отнесенный к мощности ГТЗА, не превышает этого количества, достижимая производительность испарителя не может считаться достаточной, так как по современным требованиям за время перехода транспортного судна должен быть обеспечен также запас дистиллята на период стоянки судна в порту или на рейде.

От всех этих недостатков свободна вторая схема, хотя она и менее экономична. В частности, используя пар из отбора низкого давления ($0,7 \div 0,8 \text{ кг/см}^2$) для двух-, трех- и четырехступенчатых адиабатных опреснителей, можно получить на 1 т топлива соответственно 58, 75 и 92 т дистиллята. По стоимости топлива, затрачиваемого на опреснение, это составляет 42, 32 и 26 коп на 1 т дистиллята. Для сравнения отметим, что стоимость водопроводной воды в портах равна 35 коп/т. В связи с этим усложнение конструкции опреснительной установки ради уменьшения расхода тепла и топлива может быть оправдано только до известных пределов (см. § 18). С этой точки зрения меньший расход топлива по первому способу не может считаться решающим преимуществом; на первый план выдвигаются эксплуатационные качества (такие, как удобство в обслуживании), что выгодно отличает второй способ.

На паротурбинных судах в составе морского транспортного флота, которые строились отечественной судостроительной промышленностью в 50-х годах, применены одноступенчатые вакуумные испарители с утилизацией тепла вторичного пара. Таковы испарители ИКВ-39 на сухогрузных судах типа «Ленинский Комсомол» и на танкерах типов «Варшава» и «София». Кроме того, в составе отечественного флота на некоторых турбинных судах установлены оригинальные современные

испарители иностранных фирм с хорошими эксплуатационными показателями (они рассмотрены ниже).

Многоступенчатые адиабатные испарители освоены отечественной промышленностью лишь в 1967 г. Рыбобазы «Восток» — первое судно, на котором установлены такие испарители.

Испарительные установки судов типов «Варшава» и «Ленинский Комсомо́л»

Отечественные паротурбинные суда обоих типов оборудованы одинаковыми испарительными установками, вырабатывающими добавочную воду для котлов и мытьевую воду. В состав испарительной установки на каждом судне входят два испарителя марки ИКВ-39/6м, один стояночный и один ходовой конденсаторы, охладитель рассола, охладитель мытьевой воды, два эжектора, два конденсатных насоса с регуляторами производительности и один рассольный насос.

Производительность установки зависит от способа включения испарителей и давления греющего пара. При номинальном значении последнего $1,7 \text{ кг/см}^2$ и давлении вторичного пара $0,65 \text{ кг/см}^2$ производительность каждого испарителя составляет 6 т/ч . Солеосодержание дистиллята при этом составляет 10 мг/л . Такой форсированный режим практически никогда не используется.

При последовательном включении испарителей в режиме двухступенчатого испарения максимальная производительность установки составляет $8,5 \text{ т/ч}$.

Нормальная производительность, при которой гарантируется солеосодержание дистиллята 5 мг/л , равна 2 т/ч при параллельном и $1,5 \text{ т/ч}$ при последовательном включении испарителей. На первых судах рассматриваемых типов проектом предусматривался смешанный режим испарения. Основную часть дистиллята, предназначенную для подпитки котлов, получали двукратным испарением, а мытьевую воду — однократным. В этом режиме в испарителе второй ступени испаряется 1050 кг/ч морской воды, а пар конденсируется в конденсаторе, охлаждаемом главным конденсатом турбинной установки. Из конденсатора основная часть пресной воды (750 кг/ч) подается для повторного испарения в испаритель первой ступени, а остаток (300 кг/ч) направляется в танк мытьевой воды. Вторичный пар первой ступени конденсируется в змеевиках испарителя второй ступени, откуда насосом откачивается в сборник конденсатов турбинной установки.

В качестве греющего пара в испаритель первой ступени подается пар из отбора от ТНД при давлении $0,8 \text{ ата}$ в количестве 800 кг/ч . Кроме того, 440 кг/ч этого пара добавляется

в испаритель второй ступени. При такой схеме включения выход дистиллята составляет 120 т на 1 т топлива.

Опыт эксплуатации этих судов показал, что проектная схема чрезмерно усложнена. Качество дистиллята, необходимое для питания котлов, обеспечивается и при однократном испарении морской воды, так что для упрощения обслуживания и уменьшения расхода тепла рекомендуется работа только одного из испарителей. Это позволяет также демонтировать трубопроводы, соединяющие испарители, и упростить состав установки.

Демонтированы охладитель мытьевой воды и охладитель рассола (рассольный подогреватель питательной воды), так как трубки последнего быстро покрываются накипью. Влияние его на экономичность мало. Затруднен контроль за содержанием рассола, так как расходомеры на трубопроводах питательной воды и дистиллята не предусмотрены.

Схема трубопроводов модернизированной опреснительной установки с испарителями ИКВ-39/2 показана на рис. 83. Такими установками оборудованы танкеры типа «София».

Схемой предусматриваются два режима однократного испарения заборной воды:

— работа одного испарителя на ходовой или стояночный конденсатор;

— одновременная работа обоих испарителей (одного на стояночный, другого на ходовой конденсатор).

Схема существенно упрощена по сравнению с первым ее вариантом. Отсутствуют охладители рассола, исключено двукратное испарение. Работа по схеме двухступенчатого испарения также не предусматривается, так как высокая экономичность достигается утилизацией тепла вторичного пара для подогрева главного конденсата. Для улучшения условий работы рассольных насосов на их всасывании предусмотрены рассолоотстойники (сборники).

Конструкция испарителя показана на рис. 84. Корпус выполнен из красномедных листов и представляет собой вертикальный цилиндр. Нижняя часть корпуса снабжена откидной крышкой. Змеевики нагревательной батареи крепятся к литым коробкам, смонтированным на корпусе. Змеевики красномедные, свернуты в виде плоской спирали, их общая поверхность нагрева 39 м².

Для очистки змеевиков методом «холодного душа» над ними установлена распределительная труба. «Холодный душ», производимый ежедневно, обеспечивает достаточно эффективную очистку.

Уровень рассола в испарителе поддерживается в заданных пределах поплавковым регулятором.

Для сепарации вторичного пара установлены два сепаратора: нижний жалюзийный и верхний, образованный концентрическими кольцами. Вес обоих испарителей с фундаментом 16 т.

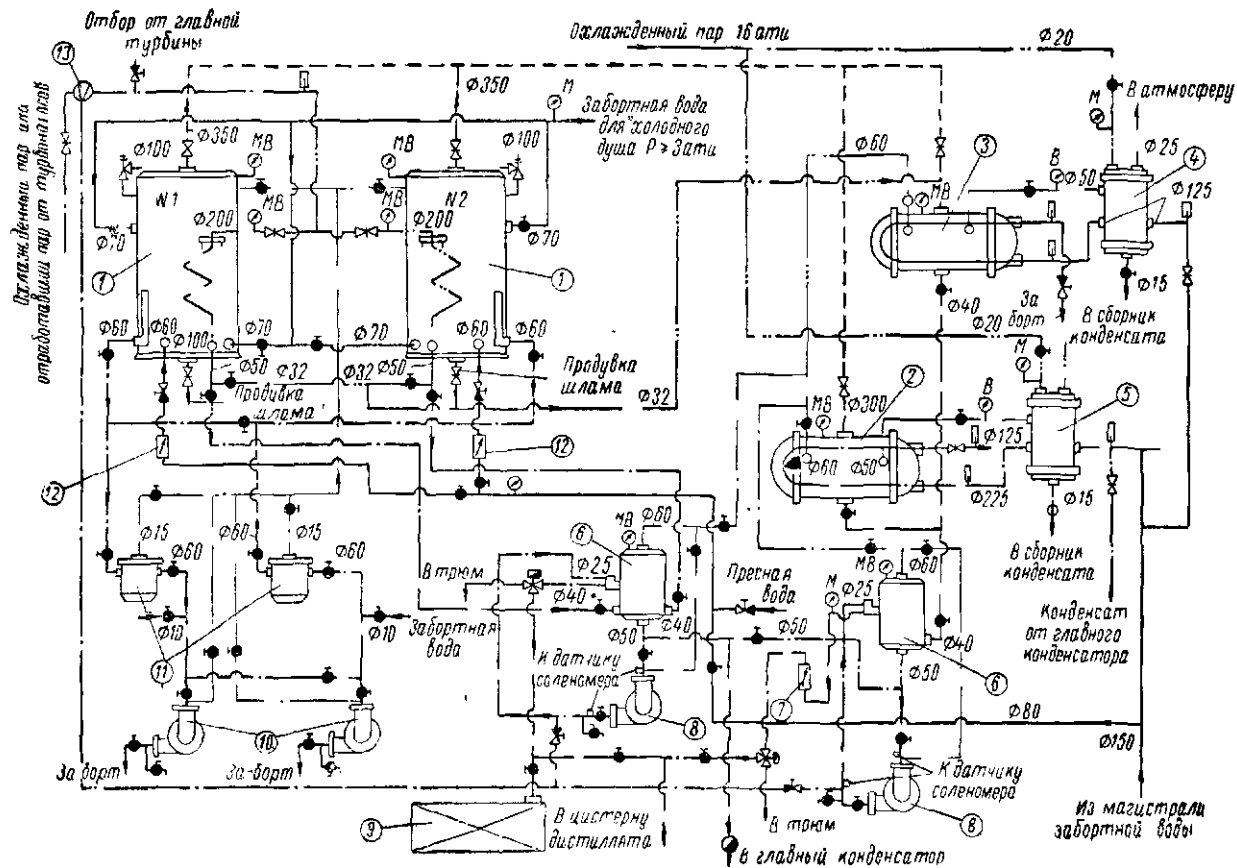
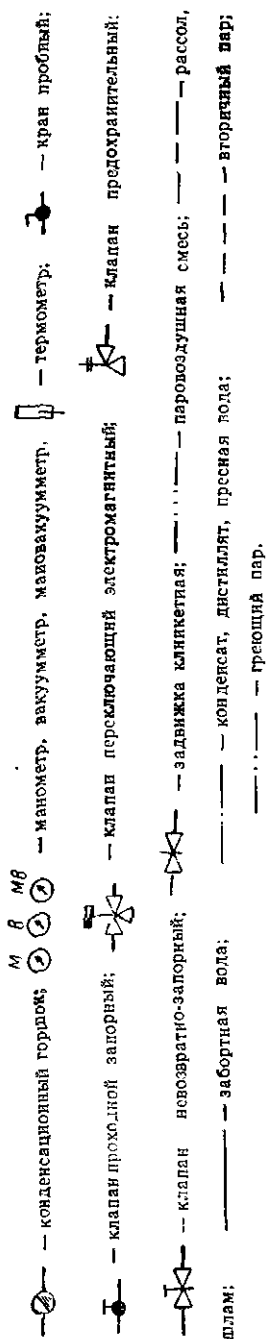


Рис 83. Схема трубопроводов опреснительной установки с испарителями ИКВ-39 танкеров типа «София».

1 - испаритель ИВС-39-2 и ИВС-39-1-2; 2 - конденсатор, охлаждаемый главным конденсатором; 3 - стояночный конденсатор (прокачиваемый заборной водой); 4 - эжектор, охлаждаемый заборной водой; 6 - эжектор, охлаждаемый главным конденсатором; 6 - сборник конденсаторов с поплавковым регулятором; 7 - расходомер дистиллата; 8 - конденсатный насос; 9 - цистерна горючих конденсатов; 10 - рассольный насос; 11 - рассолоотстойник; 12 - расходомер питательной воды; 13 - увлажняющее устройство;



Другие теплообменники, входящие в состав установки, имеют следующие характеристики:

1. Ходовой конденсатор горизонтальный трубчатый с поверхностью охлаждения 54 м^2 . Прокачивается главным конденсатором, расход которого 52 т/ч , температура на входе 39° С .

2. Стояночный конденсатор горизонтальный четырехходовой с поверхностью охлаждения $21,5 \text{ м}^2$, охлаждается заборной водой.

3. Охладитель рассола с поверхностью охлаждения $21,2 \text{ м}^2$, рассчитан на подогрев питательной воды в количестве $3,6 \text{ т/ч}$ от 20 до 37° С и охлаждение рассола от 65 до 40° С .

4. Пароструйный воздушный эжектор с охладителем, прокачиваемым заборной водой. Поверхность охлаждения $1,75 \text{ м}^2$, количество конденсируемого пара $50-70 \text{ кг/ч}$ при количестве отсасываемого воздуха $3,4-4,5 \text{ кг/ч}$. Используется на стоянке.

5. Эжектор с охладителем, прокачиваемым главным конденсатором. Имеет те же характеристики, используется в ходовом режиме.

6. Конденсатные и рассольные насосы горизонтальные центробежные одноступенчатые. Номинальная производительность $4 \text{ м}^3/\text{ч}$, полный напор 37 м вод. ст.

7. Сборники конденсата с регуляторами уровня имеют емкость по $0,14 \text{ м}^3$.

В целом испарительная установка работает весьма экономично, но неоправданно усложнена и занимает большой объем.

На основании опыта эксплуа-

тации первых судов этой серии К. А. Афанасьевым предложены некоторые конструктивные усовершенствования испарителя, которые осуществлены на судах типа «София». В частности, испаритель снабжен смотровым стеклом, позволяющим непосредственно наблюдать за уровнем рассола и процессом кипения. На

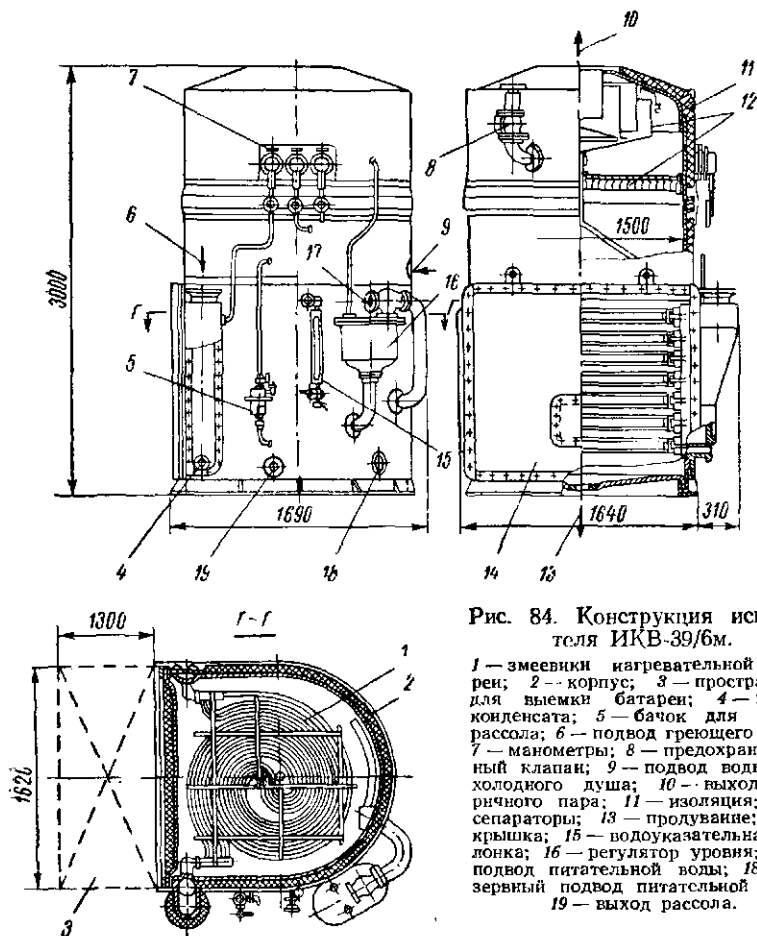


Рис. 84. Конструкция испарителя ИКВ-39/6м.

1 — змеевики нагревательной батареи; 2 — корпус; 3 — пространство для выемки батарей; 4 — выход конденсата; 5 — бачок для пробы рассола; 6 — подвод греющего пара; 7 — манометры; 8 — предохранительный клапан; 9 — подвод воды для холодного душа; 10 — выход вторичного пара; 11 — изоляция; 12 — сепараторы; 13 — продувание; 14 — крышка; 15 — водоуказательная колонка; 16 — регулятор уровня; 17 — подвод питательной воды; 18 — резервный подвод питательной воды; 19 — выход рассола.

питательной магистрали установлен расходомер, что упрощает контроль за содержанием рассола.

Вместо поплавкового регулятора уровня, работа которого не всегда надежна вследствие накипеобразования, предусмотрено поддержание уровня путем слива через верхнюю перегородку и другие меры, позволяющие довести эксплуатационные качества этих испарителей до уровня, характерного для лучших испарителей кипящего типа.

Испарительная установка танкера «Джузеппе Гарибальди»

Танкер «Джузеппе Гарибальди» с паротурбинной установкой мощностью 14 500 л. с. снабжен двумя испарительными установками фирмы Скам производительностью по 40 т/сутки. Испарители вакуумные одноступенчатые с погруженными нагревательными элементами. Они являются примером широко распространенной в Европе и США конструкции «моноблок», объединяющей в одном горизонтальном цилиндрическом корпусе испаритель и конденсатор.

Основные характеристики испарителя:

Производительность, т/ч	1,67
Давление греющего пара, <i>атм</i>	0,35
Расчетная температура заборной воды, °С	29,4
Давление вторичного пара в испарителе, <i>атм</i>	0,117
Температура дистиллята, °С	45
Коэффициент продувания	1
Расход греющего пара, кг/ч	1800
Расход пара на эжектор, кг/ч	60
Поверхность нагрева испарителя, м ²	13,9
Поверхность конденсатора, м ²	27,2
Габаритные размеры, мм:	
длина	2700
ширина	1350
высота	1770

Конструкция испарителя показана на рис. 85. Корпус испарителя выполнен из морской латуни. Внутри корпуса расположены пучок греющих трубок диаметром 16/13 мм, сепаратор, перегородки, выделяющие полость конденсатора и охлаждающие трубки конденсатора диаметром 14/16 мм. Греющие трубки прямые, развальцованы в обеих трубных досках. Пучок греющих трубок съемный; для облегчения выемки задняя камера пучка снабжена роликами, на которых она выкатывается по направляющим. Передняя камера закреплена неподвижно на передней крышке.

Аналогично смонтирован пучок трубок конденсатора. Водяные крышки конденсатора бронзовые, снабжены цинковыми протекторами. Часть трубок, выгороженная листовым кожухом, предназначена для охлаждения воздуха, отсасываемого к эжектору. Сепаратор жалюзийный. Несмотря на повышенную напряженность зеркала испарения [около 120 кг/(ч·м²)] он обеспечивает эффективную сепарацию, при которой солесодержание дистиллята не превышает 0,9 ÷ 1 мг/л.

На корпусе испарителя смонтированы:

- смотровые стекла с лампами подсвечивания для наблюдения за уровнем рассола и интенсивностью кипения;
- горловина с крышкой для удаления отвалившейся накипи;

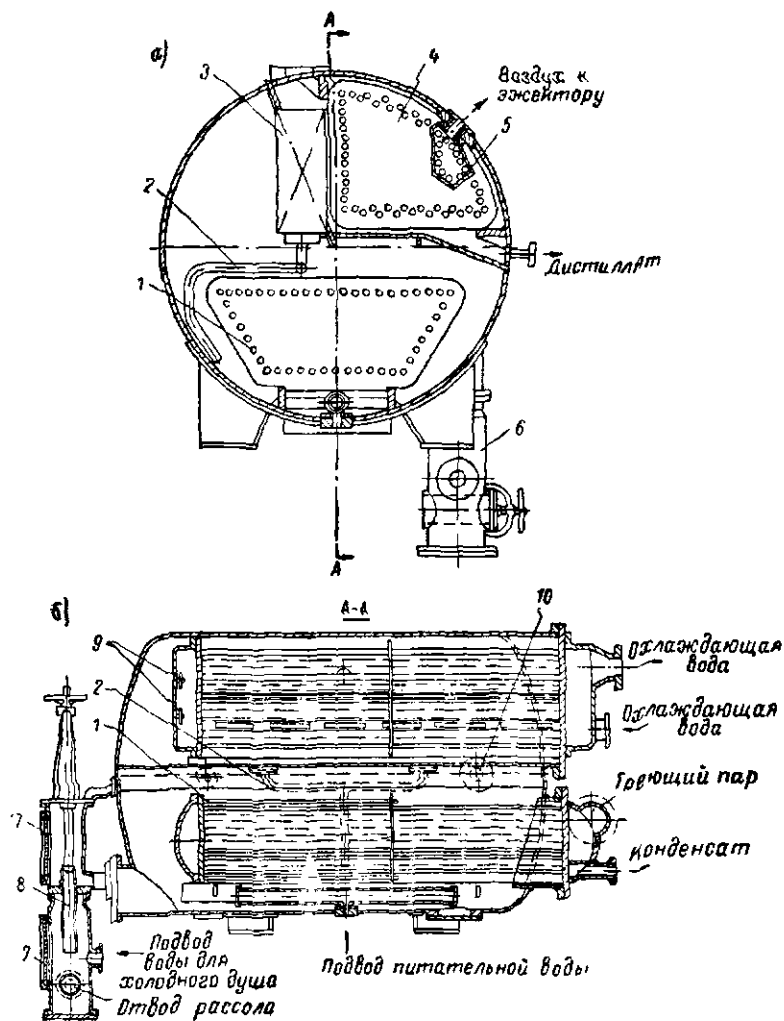


Рис. 85. Конструкция испарителя «Скам» танкера «Джузеппе Гарibaldi».

1 — греющие трубки; 2 — отвод сепарата; 3 — сепаратор; 4 — конденсатор; 5 — воздухоохладитель; 6 — регулятор уровня рассола; 7 — смотровые стекла; 8 — переключная труба; 9 — протекторы; 10 — «глазок».

- водоуказательные стекла, термометры, предохранительный клапан, дренажный и воздушный краны;
- регулятор уровня рассола.

Регулятор уровня представляет собой переливную трубку, снабженную ручным приводом для установки на заданную высоту.

Уровень рассола устанавливается на высоте верхнего среза трубы. Такая конструкция простейшим образом обеспечивает абсолютно надежное поддержание заданного уровня, но допустима лишь при условии, что рассольный насос выдерживает работу в кавитационном режиме, возникновение которого вероятно при недостаточном подводе питательной воды.

Для осуществления холодного заполнения к нижней части корпуса подведена дополнительная труба, через которую испаритель, предварительно осушенный и прогретый, быстро заполняется холодной водой. Никаких душевых устройств, обычных в отечественных конструкциях испарителей, здесь нет.

Кроме испарителя, в состав каждой установки входят:

1. Двухступенчатый пароструйный воздушный эжектор с охладителем, который служит одновременно подогревателем питательной воды. Трубки охладителя U-образные. Рабочий пар охлажденный с давлением 24 ата. Конденсат отводится в конденсатор испарителя из первой ступени через водяной затвор, а из второй ступени — через поплавковый водоотделитель.

2. Охладитель дистиллята — однопроточный. Прокачивается питательной водой. Корпус латунный луженый. Трубки медно-никелевые прямые, развальцованы в обеих трубных досках.

3. Регулятор уровня конденсата — поплавковый с уравновешенным клапаном. Снабжен водоуказательным стеклом, автоматическим атмосферным клапаном и обводным клапаном для ручного регулирования.

4. Рассольный электронасос — центробежный одноступенчатый горизонтальный с самовсасыванием. Приемная полость насоса сообщена с паровым пространством испарителя газотводной трубкой.

5. Дистиллятный насос — той же конструкции, что и рассольный.

6. Соленомер с указательной шкалой от нуля до 10 мг/л NaCl со световым сигнализатором и автоматическим клапаном солености. Клапан трехходовой, открывает слив дистиллята в льяла при превышении соледержания дистиллята более 3 мг/л NaCl. Автоматическая температурная компенсация соленомера в диапазоне 27—49°С осуществляется ртутным столбиком компенсирующего термометра, включающим дополнительные сопротивления.

7. Поплавковый расходомер (ротаметр), установленный на питательной магистрали.

8. Суммирующий счетчик-расходомер на дистиллятной магистрали. Он не только регистрирует производительность (мгновенную и суммарную), но и позволяет определить производительность питательного насоса, необходимую для обеспечения постоянного солевого содержания рассола.

Схема трубопроводов испарительной установки «Скам» показана на рис. 86. На трубопроводе греющего пара установлены редуцирующий и предохранительный клапаны и увлажнитель. Последний необходим для понижения температуры пара до температуры насыщения с целью увеличения коэффициента теплоотдачи от пара к стенке. Благодаря редуцированному клапану сглаживаются колебания давления отработавшего пара, который используется в качестве греющего, и снижается давление до 1,35 *ата*.

Производительность, необходимая для компенсации утечек воды в цикле паротурбинной установки при нормальных условиях, обеспечивается и в случае питания испарителя паром из отбора от ТНД при давлении около 0,7 *ата*. Заборная вода от общесудовой сети проходит через охладитель дистиллята, конденсатор и эжектор и удаляется за борт. После эжектора часть заборной воды отводится через расходомер на питание испарителя.

Дистиллят из конденсатора отводится через корпус водоуказательного стекла к дистиллятному насосу, а от него через автоматический клапан солености, охладитель дистиллята и счетчик-расходомер — в цистерну дистиллята.

В нормальных условиях испарительная установка загружена не более чем на 25% от нормальной производительности, так как расход добавочной воды для котлов не превышает 10 *т/сутки*.

Благодаря введению противонакипной присадки (0,02 *кг* на 1 *т* дистиллята), разрыхляющей накипь, эффективная очистка достигается при применении «холодного душа». Уменьшение производительности между очередными «холодными душами», проводимыми через каждые четыре-пять суток, не превышает 10%. Опыт эксплуатации танкера показал, что за восемь месяцев работы испарительной установки необходимость в механической очистке греющих трубок не возникала.

Испарительная установка танкера «Мир»

В состав паротурбинной установки танкера «Мир» мощностью 16 000 л. с. входят две испарительные установки фирмы Максим производительностью по 38 *т/сутки*. Установки автоматизированные агрегатированные. В состав каждой из них входят: испаритель, конденсатор, рассольный насос, дистиллятный насос, эжектор, охладитель дистиллята, солемер и автоматический клапан солености, а также трубопроводы и приборы.

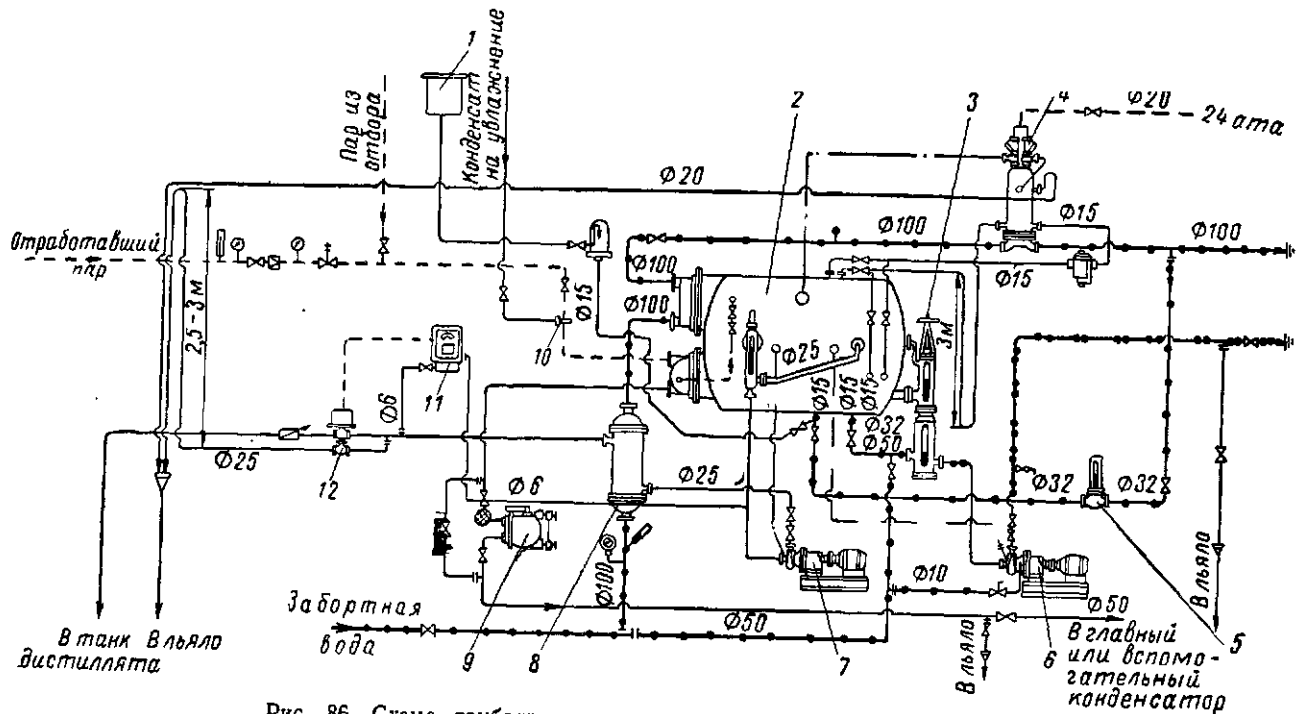


Рис. 86. Схема трубопроводов испарительной установки «Скам».

— бачок для присадок; 2 — испаритель; 3 — регулятор уровня; 4 — эжектор; 5 — расходомер; 6 — рассольный насос; 7 — дистиллятный насос; 8 — охладитель дистиллята; 9 — водоотделитель; 10 — увлажнитель; 11 — соленомер; 12 — автоматический клапан солености.

Общий вид установки показан на рис. 87, тепловая схема — на рис. 88. Испаритель — кипящий с погруженным упругим нагревательным элементом, имеющим форму вертикального ребристого барабана; 90 ребер барабана образуют поверхность нагрева $11,5 \text{ м}^2$.

Параметры пара и показатели качества рассола и дистиллята при нормальной и пониженной нагрузках следующие:

Производительность, <i>т/сутки</i>	34	37,8
Давление греющего пара, <i>кг/см²</i>	0,97	1,1
Температура греющего пара, <i>°С</i>	98,5	102
Давление вторичного пара, <i>кг/см²</i>	0,407	0,477
Температура вторичного пара, <i>°С</i>	76,7	80,5
Коэффициент продувания	2	2
Предельное солесодержание дистиллята, <i>мл/л NaCl</i>	4,3	4,3

Ввиду большой напряженности поверхности нагрева [$137 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$] и зеркала испарения [около $2800 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$] значительная часть рассола выносится со вторичным паром в первичный циклонный сепаратор, откуда и удаляется продуваемый рассол. Избыток рассола стекает обратно к нагревательному элементу через уравнительную трубку. Необходимая степень сухости пара обеспечивается во вторичном спиральном сепараторе.

Неглубокий вакуум и большая напряженность парового и водяного объемов испарителя позволяют создать компактную установку (ее габаритный объем не превышает 7 м^3 , или $0,19 \text{ м}^3$ на 1 т суточной производительности).

Регуляторы уровня дистиллята и рассола отсутствуют. Производительность дистиллятного насоса регулируется уровнем в сборнике дистиллята. Но так как глубина такого регулирования невелика, то предусмотрена постоянная рециркуляция дистиллята. Коэффициент продувания контролируется по показаниям расходомеров дистиллята и питательной воды.

Постоянное давление греющего пара поддерживается автоматическим регулирующим клапаном. Благодаря большой упругости стенок нагревательного элемента часть образующейся на них накипи удаляется при работе испарителя. Толщина слоя накипи, образующейся за пять суток непрерывной работы, составляет $0,5 \text{ мм}$ при питании испарителя паром из отбора среднего давления и $0,2 \text{ мм}$ при питании из отбора низкого давления. Накипь легко удаляется при холодном заполнении, которое проводится через $72\text{—}75 \text{ ч}$ работы.

К недостаткам конструкции нагревательного элемента относится чувствительность к разности давлений на стенки. Если она превышает $1,5 \text{ кг/см}^2$, то элемент может быть поврежден.

Устойчивость работы испарителя и постоянство производительности обеспечиваются помимо регулятора давления греющего пара дроссельной шайбой — ограничителем расхода пара,

понижающей давление до критического ($1,17 \text{ кг/см}^2$). По мере отложения накипи давление за шайбой повышается, а расход пара и производительность остаются постоянными до тех пор, пока это давление не превзойдет критическое.

Повышение давления за шайбой до $1,17 \text{ кг/см}^2$ свидетельствует о необходимости проведения очередного «холодного душа».

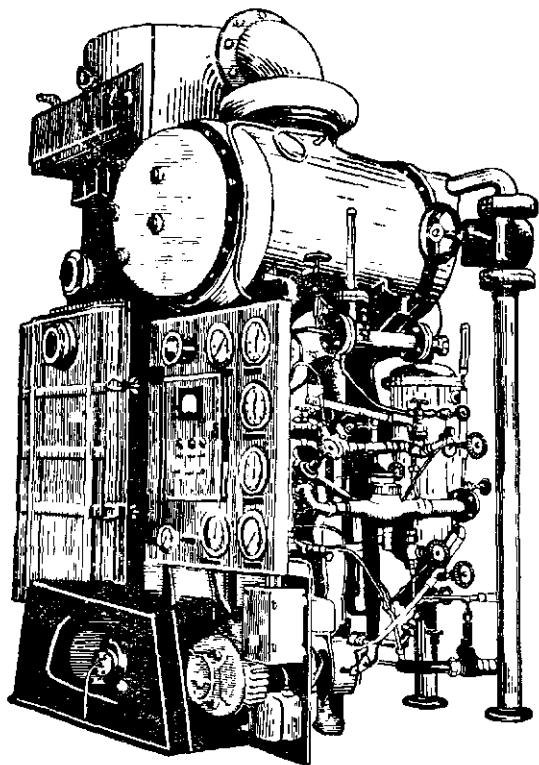


Рис. 87. Общий вид опреснительной установки «Максим».

Если его эффект недостаточен для восстановления производительности, необходима химическая очистка испарителя. Обычно эта операция производится через 2000 ч работы. Однако опыт эксплуатации этих испарителей на танкере «Мир» показал, что многие гарантии фирмы не выполняются, в частности, не достигается паспортная производительность и не выдерживается указанный период между чистками.

Конструкция испарителя не рассчитана на ручную очистку, а между тем химическая очистка по условиям снабжения возможна далеко не всегда, когда это необходимо. Необходимость

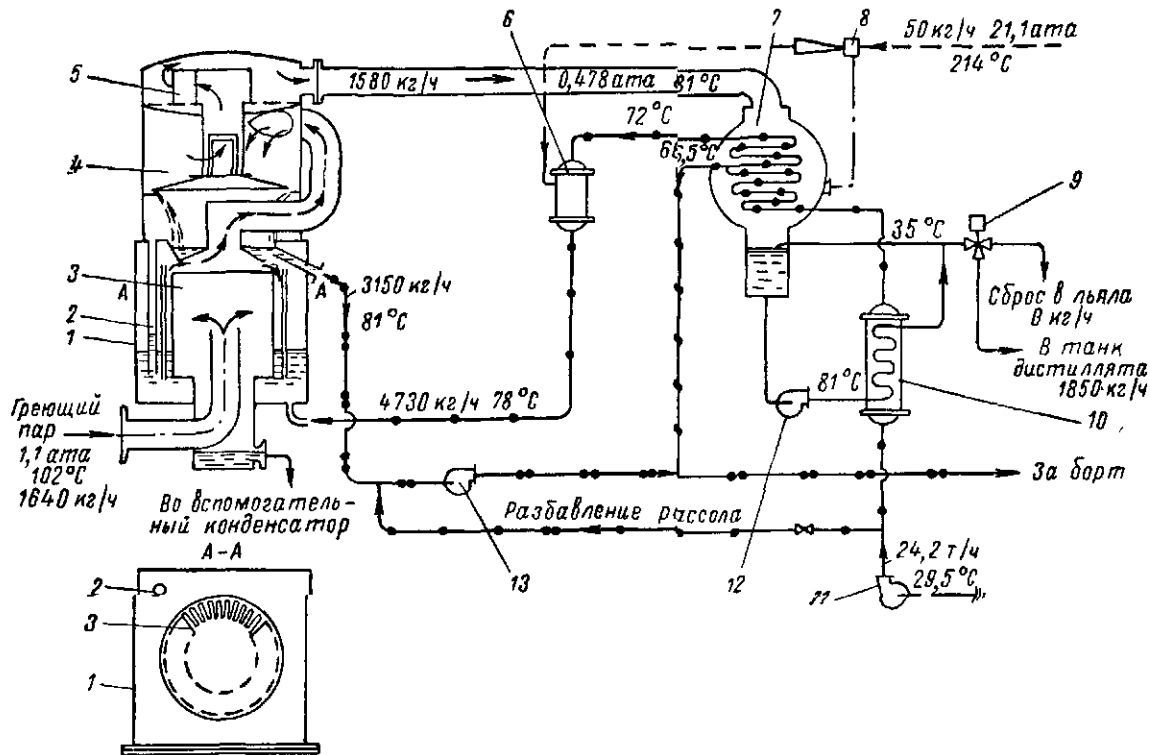


Рис. 88. Схема испарительной установки «Максим».

1 — корпус испарителя; 2 — уравнивающая трубка; 3 — нагревательная батарея; 4 — циклонный сепаратор; 5 — спиральный сепаратор; 6 — конденсатор эжектора; 7 — конденсатор испарителя, 8 — эжектор; 9 — автоматический клапан солености; 10 — охладитель дистиллята; 11 — насос охлаждающей и питательной воды; 12 — дистиллятный насос; 13 — рассольный насос.

же в очистке возникает практически в каждом рейсе. Одна из причин ускоренного отложения накипи во впадинах между ребрами — усиленное упаривание рассола при загромождении впадин кусками накипи, отставшей с ребер барабана при тепловых деформациях. Неустойчиво поддерживается и уровень рассола, часто засаливается дистиллят вследствие повышения уровня.

Теплообменники, входящие в состав испарительной установки, имеют следующие характеристики:

1. Конденсатор (со встроенным подогревателем питательной воды). Поверхность охлаждения $15,4 \text{ м}^2$, длина трубок $0,84 \text{ м}$, диаметр корпуса $0,54 \text{ м}$, коэффициент теплопередачи $2080 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$, расчетная температура заборной воды $29,5^\circ \text{С}$, ее расход $24,2 \text{ т/ч}$.

2. Охладитель дистиллята. Поверхность $3,8 \text{ м}^2$, скорость дистиллята $0,64 \text{ м/сек}$, коэффициент теплопередачи $988 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$.

3. Охладитель эжектора. Поверхность $1,29 \text{ м}^2$, количество конденсируемого пара 55 кг/ч , коэффициент теплопередачи $830 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Соленомер испарительной установки многоточечный. Он контролирует солесодержание дистиллята, конденсата греющего пара и конденсата эжекторов. Повышение солесодержания в последних двух теплообменниках свидетельствует о нарушении их плотности. При увеличении солесодержания в любой из указанных точек подаются световой и звуковой сигналы, а автоматический клапан солёности спускает засоленный дистиллят в льяла.

Нагрузка испарителя сравнительно невелика, так как потери пара и конденсата на судне не превышают 10 т/сутки или $0,8\%$ от производительности котлов. Это позволяет использовать для испарителя пар, отбираемый из ТНД.

Пятиступенчатый адиабатный опреснитель производительностью 240 т/сутки для рыбобазы «Восток»

Отечественной судостроительной промышленностью освоено производство крупных адиабатных опреснителей для новых типов судов. Первым агрегатом, представляющим эту серию, является автоматизированный пятиступенчатый опреснитель производительностью 10 т/ч для рыбобазы «Восток» с паротурбинной энергетической установкой. На судне устанавливается два таких агрегата с общей выработкой опресненной воды 480 т/сутки . Основные данные этих опреснителей:

Расход греющего пара, кг/ч	4200
Расход пара на эжекторы, кг/ч	300
Удельный расход пара, кг/кг	0,45

Удельный расход тепла (при температуре заборной воды 28° С), <i>ккал/кг</i>	240
Солесодержание дистиллята, <i>мг/л</i>	5
Габаритные размеры, <i>мм</i> :	
длина	5650
ширина	3680
высота	3740
Вес агрегата сухой, <i>кг</i>	28 000
Вес в рабочем состоянии, <i>кг</i>	30 000
Поверхность охлаждения конденсаторов, <i>м²</i>	5×56,8
Поверхность нагрева подогревателя, <i>м²</i>	56,8
Поверхность конденсаторов эжекторов, <i>м²</i>	2×3,6
Расход электроэнергии на насосы, <i>квт</i>	70

Греющий пар с давлением перед подогревателем 0,8 *ата* отбирается от вспомогательных турбогенераторов. Это позволяет получить на 1 *т* топлива около 85 *т* дистиллята по себестоимости 60—70 *коп/т*.

Тепловая схема опреснителя с расходами и параметрами рабочих сред по ступеням показана на рис. 89. По условиям предотвращения накипи в подогревателе питательной воды температура по выходе из него принята 77° С. В случае ее повышения до 85° С система автоматической защиты полностью выводит агрегат из действия. Заданная температура питательной воды поддерживается с точностью ±2° С автоматическим регулятором со струйным усилением, воздействующим на паровой клапан. Тем самым автоматически поддерживается и постоянная производительность, если температура заборной воды и ее расход не меняются.

Температура рассола в последней ступени составляет 42° С при расчетной температуре за бортом 28° С. Понижение последней позволяет получить меньшую температуру и в последней ступени, благодаря чему растет производительность и снижается удельный расход тепла. Так, при температуре заборной воды 23° С производительность возрастает до 270 *т/сутки*, а удельный расход греющего пара снижается до 0,37 *кг/кг*. Для поддержания достаточно высокой температуры воды перед конденсатором последней ступени при плавании в холодных водах предусмотрена возможность перепуска части рассола в трубопровод охлаждающей (питательной) воды.

По конструкции опреснитель (рис. 90) представляет собой прямоугольный параллелепипед, сваренный из стали и разделенный вертикальными перегородками на пять испарительных камер. В верхнюю часть каждой камеры (ступени) встроены трубные пучки конденсаторов с прямыми мельхиоровыми трубками диаметром 16/14 *мм*. Конденсаторы двухходовые по охлаждающей воде, корпус и трубный пучок цилиндрические. Трубки развальцованы в обеих трубных досках. Внутри трубный пучок разделен перегородкой, образующей объем для сбора выделившегося воздуха и неконденсирующихся газов. В ниж-

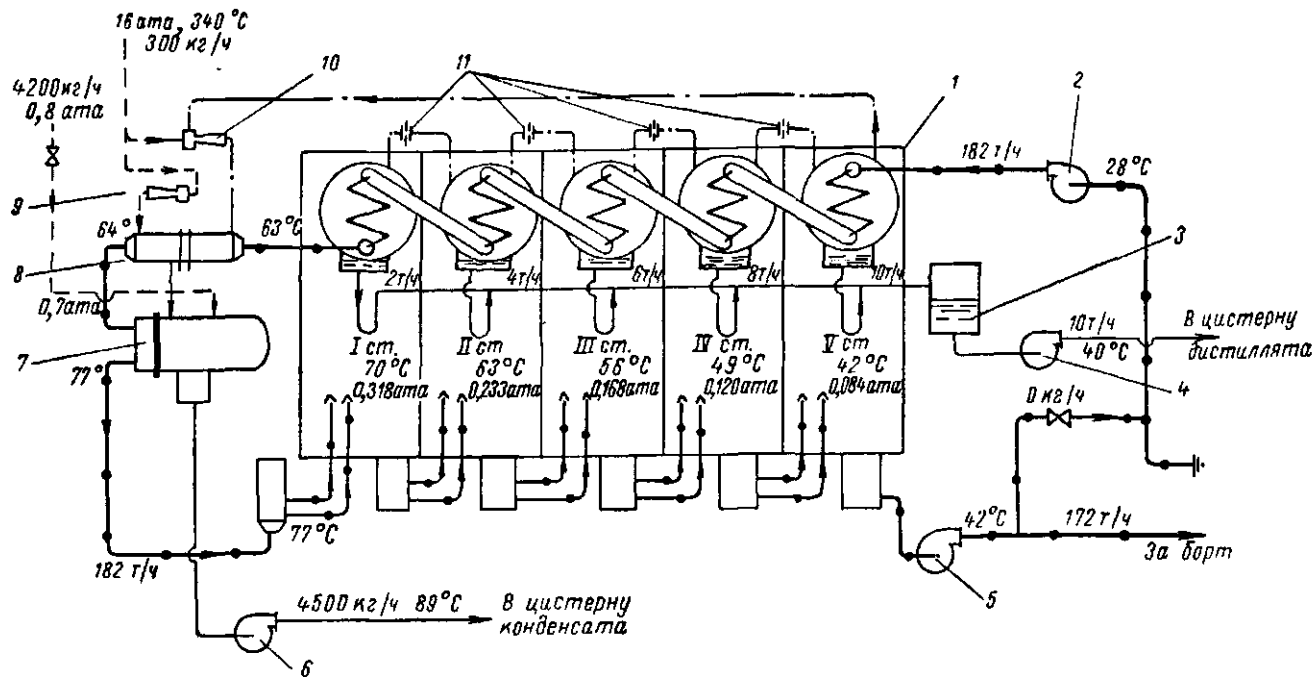


Рис. 89. Тепловая схема пятиступенчатого опреснителя производительностью 240 т/сутки.

1 — испаритель; 2 — питательный насос; 3 — цистерна дистиллята; 4 — дистиллятный насос; 5 — рассольный насос; 6 — конденсатный насос; 7 — наружный подогреватель забортной воды; 8 — конденсатор эжекторов; 9 — эжектор второй ступени; 10 — эжектор первой ступени; 11 — дроссельные шайбы.

— — — пар; — · — · — паровоздушная смесь; — — — дистиллят и конденсат; — — — забортная вода и рассол.

ней части конденсаторов у передней и задней стенок испарительной камеры расположены сборники дистиллята.

Расчетная разность давлений между ступенями обеспечивается дроссельными шайбами, установленными в патрубках

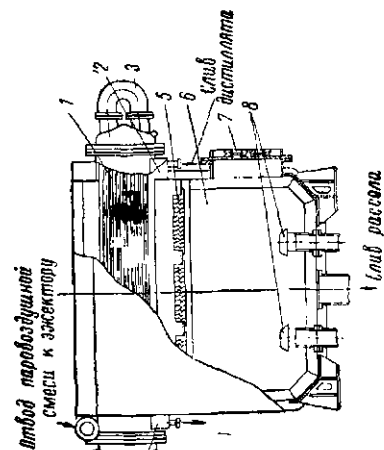
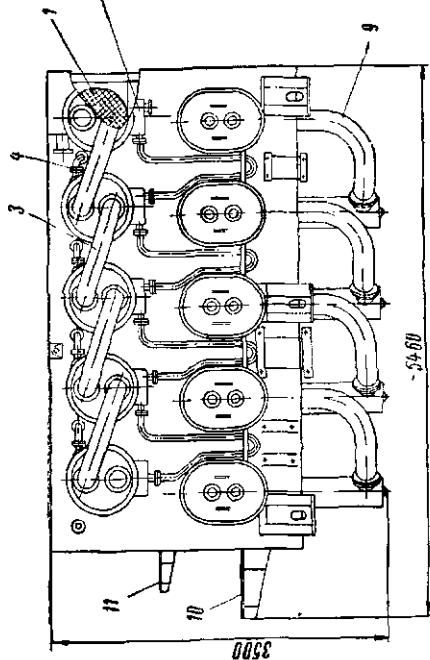


Рис 90 Конструкция пятиступенчатого опреснителя установки производительностью 240 т/сутки.



1 - конденсаторы; 2 - сборник дистиллята; 3 - перепуск охлаждающей воды; 4 - камера испарения; 5 - жалюзийный сепаратор; 6 - смотровые стекла; 7 - перепуск рассола; 8 - отбойник; 9 - кронштейн для конденсатора эжектора; 10 - кронштейн для наружного подогревателя; 11 - штепсель для наружного подогревателя.

отсоса воздуха из конденсаторов, а также высотой столба в U-образных трубках, которыми конденсаторы последовательно соединены по конденсату.

В каждой ступени установлен жалюзийный сепаратор вторичного пара. В нижней части каждой ступени имеются две трубы с грибовидными отбойниками для подвода питательной воды (рассола). Доступ в каждую камеру испарения для монтажа и демонтажа сепараторов и трубопроводов открывается через горловины со съёмными крышками. Каждая крышка снабжена двумя смотровыми стеклами для наблюдения за процессом испарения и уровнем рассола. Снаружи корпус испарителя покрыт металлической обшивкой, под которой уложена асбестовая ткань.

На корпусе испарителя укреплены эжекторы первой и второй ступеней с конденсатором и наружный подогреватель питательной воды, раз-

меры которого совпадают с размерами конденсатора каждой ступени, и форма также близка к форме конденсаторов.

Для защиты подогревателя от коррозии на его крышках установлены протекторы. В составе агрегата под испарителем смонтированы также обслуживающие его центробежные электронасосы: циркуляционно-питательный, конденсатный, дистиллятный, рассольный и насос кислотной очистки. Характеристики насосов указаны в табл. 20.

Таблица 20

Характеристики насосов пятиступенчатого опреснителя

Показатели	Насосы				
	циркуляционно-питательный	конденсатный	дистиллятный	рассольный	кислотный
Марка насоса	НЦВ-250/30-П	ЭКН-5/П	ЭКН-5/П	ЭКН-200/50	ЭКН-4/37
Производительность, м ³ /ч	250	12	12	200	4
Напор (полный), м вод ст.	30	33	33	25	33
Необходимый подпор, м	—	0,7	0,7	1	1
Число оборотов	1440	1430	1430	965	2850
К. п. д. насоса, %	80	—	—	—	—
Расчетная мощность, потребляемая насосом, кВт	26	—	—	25	1,5
Вес насоса с электродвигателем, кг	450	—	—	—	—
Вес насоса, кг	175	183	183	—	—

Система автоматического регулирования и защиты опреснительной установки обеспечивает:

1. Автоматическое поддержание постоянной производительности (см. выше).

2. Автоматическое поддержание уровня конденсата в подогревателе и уровня дистиллята в сборнике, благодаря чему обеспечивается бесперебойная работа конденсатного и дистиллятного насосов. Уровни конденсата и дистиллята поддерживаются автоматическими регуляторами РУК-60-0-11 с мембранными датчиками и струйным усилением. Устойчивая работа рассольного насоса обеспечивается созданием подпора на его нагнетании. Предусмотрен указатель уровня рассола в последней ступени и сигнализатор предельного уровня.

3. Непрерывный автоматический контроль солесодержания дистиллята и конденсата греющего пара.

4. Автоматический вывод установки из действия при срабатывании аварийной защиты. Защита срабатывает в следующих случаях:

— при повышении температуры питательной воды за пароперегревателем до 85°С и при ее понижении до 65°С;

— при возрастании температуры рассола в последней ступени до 50°С;

— при повышении уровня рассола в последней ступени сверх допустимой нормы;

— при увеличении давления пара в конденсаторе эжектора второй ступени до 2 кг/см^2 .

В случае автоматического вывода установки из действия останавливаются все насосы, обесточиваются электромагниты манипуляторов, управляющих подводом рабочей воды к гидроприводам автоматической арматуры, и вследствие этого закрывается запорный клапан на подводе рабочего пара к эжектору, а все переключающие клапаны открываются на сброс.

Вывод из действия по каждой из перечисленных причин сопровождается соответствующим световым сигналом на местном щите управления и звуковым сигналом.

Пуск установки предусматривается ручной. Система автоматики обеспечивает лишь возможность ее работы без вахтенного надзора.

Для облегчения периодической очистки теплообменников агрегата от накипи предусмотрена система кислотной очистки. Для этого в составе оборудования имеются цистерна емкостью $2,5 \text{ м}^3$, центробежный электронасос и трубопровод циркуляции раствора. Все это оборудование рассчитано на работу с раствором 5%-ной ингибированной соляной кислоты.

В целом экономические, весовые, габаритные и эксплуатационные показатели этой установки свидетельствуют о достижении на отечественных судах уровня техники водоопреснения, соответствующего мировым стандартам.

Глава VI

**ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ
ОПРЕСНЕНИЯ И ВЫБОР ТИПА ОПРЕСНИТЕЛЬНОЙ
УСТАНОВКИ**

В последние годы целесообразность получения пресной воды непосредственно на судне за счет опреснения морской не вызывает сомнений. Опреснители устанавливаются на судах любых типов. Однако далеко не всегда опреснительные установки оказываются подобранными наилучшим образом. Они либо недостаточно экономичны, а на судне в то же время не используются низкопотенциальные источники тепла, либо наоборот, неоправданно усложнены ради незначительной экономии в расходе топлива. Объясняется это в основном недостаточностью сведений по экономике опреснения в различных условиях эксплуатации судна и отсутствием единой методики определения экономичности.

Существующее положение наглядно характеризуется следующими крайними точками зрения.

Одни авторы и организации, например ЦНИИМФ [5], считают необходимым добиваться предельно малых затрат тепла и топлива на опреснение, мало считаясь при этом со стоимостью самой опреснительной установки и ее эксплуатационными характеристиками (см. описание опреснительной установки с испарителями ИКВ-39). Другие полагают, что роль скоро опреснение воды обходится значительно дешевле, чем ее транспортировка на борту судна, то различие в стоимости опреснения, определяемое типом опреснительной установки, существенного значения иметь не может, и потому можно выбирать опреснитель наиболее компактный и дешевый, хотя и не самый экономичный и не самый удобный в эксплуатации. Примером служит эксплуатация и продолжающаяся постройка испарителей ИВС-3К. Третьи, исходя из тех же предпосылок, считают важнейшим требованием обеспечение надежности и удобства в обслуживании.

Не меньшие различия и в подходе к назначению основных проектных характеристик опреснительных установок — числа

опреснителей и их производительности. Не говоря даже о различии требований к нормам расхода опресненной воды, одни проектировщики считают достаточной такую производительность, при которой суточный расход воды покрывается за счет непрерывной работы опреснителя. Другие полагают, что опреснитель должен покрывать суточный расход воды за 8—12 ч своей работы. При этом он должен не только удовлетворять нормальную (текущую) потребность в воде, но и создавать необходимый запас на время стоянки в порту, а также иметь резерв производительности на случай повышенных утечек воды. Третьи считают, что в порту можно довольствоваться береговой водой, если она обходится дешевле опресненной.

Еще более сложные вопросы приходится решать в связи с проблемой водоснабжения рыбных промыслов, для которых характерны большая удаленность от отечественных портов, длительная работа судов без захода в порт и многообразие типов судов. Здесь встречаются и доставка воды танкерами, и опреснение непосредственно на промысловых судах (где условия для работы опреснителей отнюдь не всегда благоприятны), и снабжение промысловых судов водой, опресненной на обслуживающих их крупных плавбазах, и даже проекты специальных судов-опреснителей. Между тем на снабжение водой только промыслового флота затрачиваются сотни миллионов рублей ежегодно. Поэтому вопросы экономики опреснения заслуживают подробного рассмотрения. В соответствии с этим ниже излагается предлагаемая авторами методика определения оптимальных экономических показателей опреснительных установок. Вопросы рационального назначения их технических характеристик изложены далее (см. § 19).

§ 18. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СУДОВЫХ ВОДООПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Для судовых опреснителей наиболее характерны две основные их особенности, определяющие экономические показатели:

— весьма высокая рентабельность при малых первоначальных затратах;

— относительно малая доля амортизационных отчислений в общей сумме затрат на эксплуатацию опреснителей (исключая утилизионные опреснители).

Уровень рентабельности опреснителей, отнесенный к их стоимости, на судах с рейсами от 3 до 10 тыс. миль составляет 300—900%, тогда как для других видов внедряемого оборудования нормальной считается величина этого показателя 20—40%.

Приведем в качестве примера данные по эксплуатации опреснительных установок на танкере типа «Варшава» и на

промысловом судне типа БМРТ. Данные по этим типам судов достаточно показательны, и между ними находится диапазон остальных случаев использования опреснителей. Расчеты по определению экономических показателей приведены в табл. 21. Таблица иллюстрирует два разных подхода к выбору типа опреснительной установки. На примере танкера «София» можно видеть, насколько велика разница между уровнем рентабельности, отнесенным к эксплуатационным затратам (2500%), и этим же показателем, отнесенным к стоимости опреснительной установки. Эта разница является прямым следствием того, что ради достижения возможно малых эксплуатационных расходов установка значительно усложнена. Идя по этому пути, можно добиться еще меньших эксплуатационных затрат и меньшей себестоимости, например, за счет применения компрессорного испарителя с малой степенью сжатия и приводом от дизеля, или многоступенчатого адиабатного испарителя, питающегося паром из отбора низкого давления. Первоначальные затраты при этом, естественно, возрастают.

Для опреснительной установки БМРТ в рассматриваемом примере характерно обратное соотношение. Здесь при относительно больших эксплуатационных затратах стоимость опреснительной установки мала. И тем не менее даже такой сравнительно неэкономичный и несовершенный опреснитель позволяет получить огромную прибыль.

Невольно возникает вопрос — какому из двух подходов следует отдать предпочтение? Что лучше — снижение эксплуатационных затрат и себестоимости, чего можно добиться только за счет увеличения первоначальных затрат¹, или получение наибольшей прибыли на каждый рубль капиталовложений?

Значение последней цели сейчас особенно возросло, однако это не исключает и стремления к снижению себестоимости, и противопоставлять эти цели неправомерно.

Но как найти разумное соотношение между себестоимостью (или эксплуатационными затратами) и капиталовложениями? Для рассматриваемого вида оборудования, играющего на судне вспомогательную роль, нам представляется единственно правильным установить это соотношение таким же, какое принято для энергетической установки в целом. В самом деле, было бы наивным добиваться всемерного снижения расхода топлива на опреснитель ценной его усложнения и удорожания, если в общем расходе топлива на энергетическую установку доля опреснителя не составляет и 0,5%. На танкерах типа «София» эта доля составляет лишь 0,2%. И не менее наивно стремиться

¹ Ввиду сравнительно большой доли затрат на топливо в себестоимости опресненной воды минимум этого показателя достигается лишь при весьма большой стоимости усложненной опреснительной установки (например, при 20—30 ступенях), что для судов нехарактерно.

Таблица 2

**К расчету по определению экономических показателей
опреснительных установок**

Характеристики установок, расходы, доходы, прибыль	Промышленное судно типа БМРТ	Танкер «София»
Главный двигатель	Дизель	Турбина
Мощность энергетической установки, <i>в.л.с.</i>	2000	19 000
Число членов экипажа, чел.	104	62
Суточный расход опресненной воды, <i>т</i>	17	25
Типы испарителей	ИВС-3	ИКВ-39
Количество испарителей	2	2
Стоимость опреснительной установки <i>A</i> , <i>руб</i>	6700	35 000
Продолжительность рейса, <i>сутки</i>	120	25
Число рейсов за год	25	12
Расход опресненной воды за рейс, <i>т</i>	1800	625
То же за год, <i>т</i>	4500	7500
Удельный расход топлива на опреснитель, <i>кг/кг</i>	0,11	0,009
Расход топлива на опреснение за год, <i>т</i>	500	68
Эксплуатационные затраты		
Амортизация (7,1%) и ремонт (1,5% от <i>A</i>), <i>руб/год</i>	5700	3000
Стоимость топлива на опреснение, <i>руб/год</i>	20 000	1570
Итого, <i>руб/год</i>	20 570	4570
Себестоимость 1 <i>т</i> воды, <i>руб</i>	4,5	0,61
Доходы		
Уменьшение расходов на береговую воду, <i>руб/год</i>	81 000	6400
Количество груза, перевезенного за год вме- сто воды, <i>т</i>	—	3000
Доходы от перевозки дополнительного гру- за, <i>руб</i>	—	113 000
Итого, <i>руб/год</i>	81 000	119 400
Прибыль за счет эксплуатации опреснителей (<i>B</i>), <i>руб/год</i>		
Уровень рентабельности, отнесенный к стои- мости опреснительной установки (<i>A/B</i>), %	900	329
Уровень рентабельности, отнесенный к эксплу- тационным затратам, %	294	2500

к максимальной прибыли на каждый рубль капиталовложений за счет опреснителя и добиваться уровня его рентабельности 900%. Если судно в целом, стоимость которого в двести раз больше, имеет уровень рентабельности не более 50%. В этом случае, очевидно, есть смысл несколько усложнить опреснительные установки и повысить их экономичность, тем более, что расход топлива на них составляет сейчас почти 25% от расхода на главный двигатель.

Можно утверждать, что, увеличив стоимость опреснительной установки вдвое, т. е. на 6700 руб путем, например, замены существующего опреснителя на трехступенчатый адиабатный, можно уменьшить расход топлива по судну на 1 т/сутки, или сэкономить на топливе 8000 руб/год. Между тем никакими даже самыми дорогостоящими усовершенствованиями существующего главного двигателя, который потребляет 7 т топлива в сутки, уменьшения расхода топлива на 1 т/сутки достигнуть невозможно.

Таким образом, сформулируем отправные положения для предлагаемой методики.

Любые вспомогательные потребители тепла и топлива в составе энергетической установки целесообразно совершенствовать ради повышения их экономичности до тех пор, пока их стоимость, отнесенная к эксплуатационным затратам, не достигнет уровня, принятого для основного потребителя топлива (главного двигателя).

Данные по стоимости некоторых энергетических установок и величине годовых эксплуатационных расходов приведены в табл. 22. Содержание обслуживающего персонала для простоты не учитывается. На основании этих данных можно считать, что оправдана такая стоимость опреснительной установки и оборудования, снабжающего ее паром (теплом), которая превышает годовые эксплуатационные затраты не более чем в 5,5÷6 раз. И наоборот, достаточной можно считать такую экономичность опреснителя, при которой доля затрат на топливо не превышает 70% от общей суммы эксплуатационных затрат. При этой оценке к стоимости опреснительной установки должна быть отнесена и часть стоимости котла, пропорциональная доле потребляемого ею пара.

С этой точки зрения небезынтересно проанализировать тенденции в выборе типа опреснителя и схемы его включения на паротурбинных грузовых судах, характерные для 50-х и 60-х годов. В 50-х годах на этих судах широко применялись одноступенчатые вакуумные испарители, питающиеся паром из отбора низкого давления. Для удобства эксплуатации и удешевления установки утилизация вторичного пара не предусматривалась. При такой схеме (см. § 4) выход дистиллята на 1 т топлива составляет в среднем 40 т.

Данные о стоимости энергетических установок и величине годовых эксплуатационных расходов

Статьи расходов	Тип главного двигателя и мощность, з. л. с.				
	Турбина ТС-2, 19 000	Дизель 6ДКРН 74/160, 9000	Дизель 5ДКРН 50/110, 5200	Дизель 5ДКРН 50/110, 2900	Дизель 8ДР 43 61, 2000
Стоимость главного двигателя (и котлов), млн. руб	—	0,937	0,555	0,392	0,11
Стоимость энергетической установки в целом, млн. руб	2,6	1,8	1,2	0,85	0,25
Амортизационные отчисления и ремонт (9,5%), млн. руб	0,250	0,171	0,114	0,081	0,024
Стоимость топлива, расходуемого за год, млн. руб	0,575	0,208	0,12	0,069	0,051
Годовые эксплуатационные расходы, млн. руб	0,825	0,379	0,234	0,15	0,075
Отношение стоимости энергетической установки к эксплуатационным затратам	3,15	4,75	5,13	5,66	3,33
Доля затрат на топливо в общей сумме эксплуатационных расходов, %	69,7	55	51,3	46	68

Примем для примера производительность такой установки также 40 т/сутки. Опреснитель в этом случае должен иметь суммарную поверхность испарителя и конденсатора, равную 41 м² (см. описание опреснителя «Скам» в § 17). Ориентировочная стоимость такого опреснителя составляет 10 тыс. руб.

Приходящаяся на опреснитель стоимость котла, руб	1000
Амортизация и ремонт (9%), руб	1000
Суточный расход топлива, т	1
Годовой расход топлива (200 ходовых суток), т	200
Расходы на топливо за год, руб	4600
Эксплуатационные расходы, руб	5600
Себестоимость 1 т опресненной воды, коп	70

Таким образом, эта схема обеспечивала экономичность меньше оптимальной: доля затрат на топливо в общей сумме эксплуатационных расходов составляла 82% вместо оптимальных 45—70%. Поэтому в 60-х годах на таких судах стали применять более экономичные двух- или трехступенчатые опреснители, включенные по той же схеме. На 1 т топлива достигается выход дистиллята около 60 т. Для этого случая в аналогичных условиях имеем:

Стоимость опреснителя, руб	16 000
Доля стоимости котла, руб	700
Суточный расход топлива, т	0,70
Годовой расход топлива, т	140
Расходы на топливо за год, руб	3220
Расходы на амортизацию и ремонт, руб	1580
Эксплуатационные затраты в год, руб	4800
Себестоимость 1 т воды, коп	60

Здесь доля расходов на топливо в общей сумме эксплуатационных затрат составляет 67%, что является оптимальным значением для паротурбинных судов и позволяет добиться меньшей себестоимости опресненной воды.

Более подробно вопрос о числе ступеней адиабатного опреснителя и требуемой экономичности можно рассмотреть, только располагая данными по стоимости опреснителей.

Стоимость опреснителей

Определение стоимости опреснителей — одна из наиболее сложных проблем. До сих пор в отечественной литературе этот вопрос сколько-нибудь подробно не рассматривался. Между тем без данных о стоимости, точнее, о закономерностях изменения ее в зависимости от производительности, поверхности нагрева, числа ступеней, расхода тепла и других факторов, никакой экономический анализ невозможен. Авторами предпринята попытка систематизировать отдельные довольно скудные сведения и установить зависимость стоимости от важнейших показателей, характеризующих опреснитель.

Основной показатель, наиболее точно определяющий трудоемкость изготовления и расход материалов, а следовательно, и стоимость опреснителя, — величина его теплообменной поверхности. По данным Картера и Крейбилла, И. М. Миркиса [47] и других стоимость теплообменников в составе опреснительной установки составляет 50—60% от ее общей стоимости. Попытки оценить стоимость опреснителей по их весу приводят к весьма значительным расхождениям (в четыре раза и более), и потому такая оценка не может быть принята. Отнесенная к поверхности нагрева стоимость опреснителей одного и того же типа, изготовленных различными фирмами, различается не более чем на 25—40%. Ожидать лучшего совпадения и не приходится, так как опреснители различных фирм различаются по конструкции, составу, характеристикам насосов и приборов, использованным материалам и т. д. Кроме того, большую роль играют масштабы и организация производства, технологичность конструкции, рыночная и социальная конъюнктура и некоторые другие факторы.

Более или менее систематизированные данные удастся собрать лишь по утилизационным одноступенчатым опреснителям кипящего типа, поскольку они применяются достаточно широко.

Стоимость их, отнесенная к поверхности испарителя, приведена на рис. 91. Строго говоря, стоимость опреснителя следует относить к суммарной поверхности испарителя и конденсатора, но данные по величине последней встречаются крайне редко,

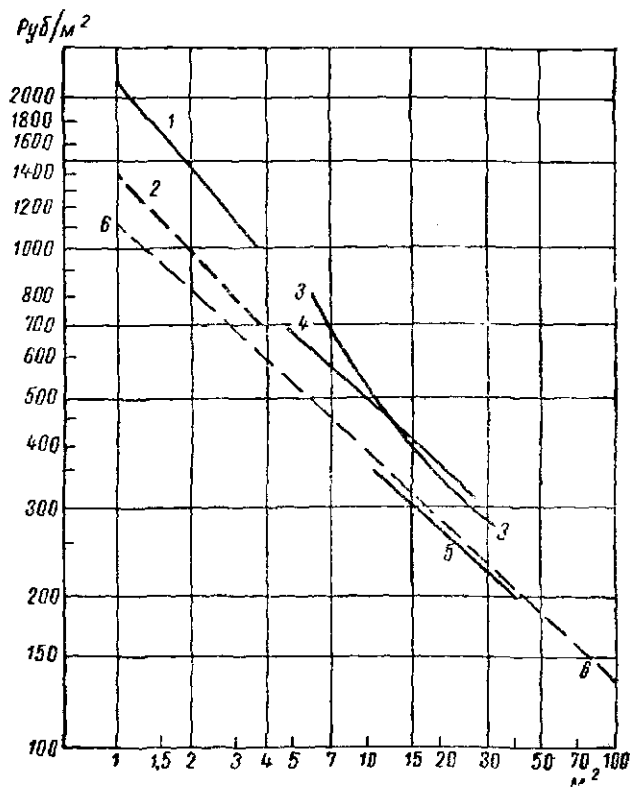


Рис. 91. К определению стоимости утилизионных опреснителей, отнесенной к поверхности нагрева испарителя.

1 — опреснители «Брэби»; 2 — то же без насосов и приборов; 3 — опреснители «Бакли и Тэйлор»; 4 — опреснители «Атлас» АФГУ; 5 — опреснители «Нирекс»; 6 — испарители с трубками из нержавеющей стали без насосов и приборов (по данным Картера и Крэбиалла).

и, кроме того, в зависимости от расчетной температуры заборной воды заметно различаются.

Для оценки стоимости опреснительной установки можно принять поверхность испарителя на 1 т суточной производительности равной $0,85 \div 1 \text{ м}^2$ для глубоковакуумных опреснителей, а для опреснителей с умеренным вакуумом, соответствующим

температуре испарения 50—70° С, при паровом обогреве — около 0,35 ÷ 0,4 м².

Таким образом, глубоковакуумные опреснители в 2÷2,5 раза более дорогие, чем опреснители с умеренным вакуумом той же производительности. Характер изменения стоимости в зависимости от величины поверхности нагрева для всех опреснителей рассматриваемого типа (одноступенчатых, кипящих) одинаковый. На основе этих данных с достаточной точностью можно считать, что стоимость одноступенчатых опреснителей одного и того же типа связана с их производительностью следующей зависимостью:

$$C = C_0 \left(\frac{W}{W_0} \right)^{0,57} = C_0 \left(\frac{H}{H_0} \right)^{0,57},$$

где C_0 — стоимость опреснителя с поверхностью нагрева H_0 и производительностью W_0 ;

C — искомая стоимость опреснителя производительностью W с поверхностью H .

Распределение стоимости по основным узлам опреснительной установки иллюстрируется данными по утилизационным опреснителям «Брэби» в табл. 23. Как видно из таблицы, даже при самой малой производительности (0,9 т/сутки) стоимость насосов, приборов и автоматики не превышает 37% от стоимости всей установки. С увеличением производительности доля стоимости этого оборудования, естественно, уменьшается и при

Таблица 23

К определению стоимости глубоковакуумных утилизационных опреснителей «Брэби», в фунтах стерлингов

Характеристики, стоимость	Модель		
	«Брэби 400»	«Брэби 800»	«Брэби 1200»
Производительность при температуре греющей воды 66° С, т/сутки	0,91	1,91	3,82
Расход энергии на насосы, квт	1,32	1,75	2,63
Вес агрегата, кг	112,5	214	301,5
Стоимость, руб:			
испарителя и конденсатора	552	710	977
запасного пучка трубок	30	47	60
прочих запчастей	22,5	25,5	35
щита приборов	43	45	50
насоса заборной воды	103	103	118
дистиллятного насоса	41	41	48
соленомера с соленоидным клапаном	98	98	98
всей установки	890	1070	1386
Доля стоимости насосов и приборов от стоимости установки, %	36,8	22,6	19,3

20—30 руб/сутки она составляет 12—15%. Это подтверждает равномерность определения стоимости опреснителей по размерам их поверхности нагрева.

Сложнее определить стоимость многоступенчатых адиабатных опреснителей, так как публикации о них весьма немногочисленны. Однако учитывая, что основу стоимости этих опреснителей также составляют теплообменники типа конденсаторов, охлаждаемых морской водой, можно определить стоимость, отнесенную к поверхности, по аналогии с этими теплообмени-

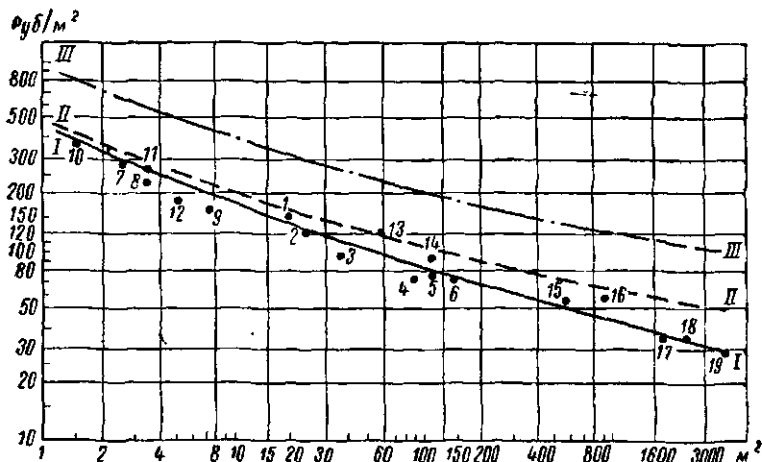


Рис. 92. К определению удельной стоимости теплообменников, охлаждаемых морской водой (I-I).

1 — конденсатор ХВС-19/3; 2 — ХВС-9; 3 — ХВС-34; 4 — ХВС-90; 5 — ХВС-120; 6 — ХВС-130; 7 — охладитель ОПВ-1,2; 8 — ОПВ-3,4; 9 — ОПВ-7; 10 — подогреватель питательной воды ППВ-1-20 В; 11 — ППВ-3,75 В; 12 — ППВ-520 В; 13 — конденсатор КП-60; 14 — КП-105; 15 — КП-540; 16 — КП-935; 17 — КП-1610; 18 — КП-1740; 19 — 50КПС.
II-II — стоимость конденсаторов в адиабатных опреснителях; III-III — удельная стоимость опреснителей.

ками. На рис. 92 приведены данные по удельной стоимости теплообменников в соответствии с преискурантами № 20—02 «Оптовые цены на судовые механизмы и оборудование» (1967 г.) и № 19—05 «Оптовые цены на котельно-турбинное вспомогательное оборудование» (1967 г.).

Все теплообменники, указанные в подписи к рис. 92, имеют трубки либо латунные, либо из сплава МНЖ-5. Как видно из графика, удельная стоимость этих теплообменников хорошо согласуется с общим законом ее изменения в зависимости от размера поверхности (линия I-I). В диапазоне от 2 до 200 м², представляющем наибольший интерес, она может быть выражена следующей формулой:

$$C' = 420H^{-0,37} \text{ руб/м}^2.$$

Однако так как конденсаторы опреснительных установок из соображений гигиены и долговечности должны иметь трубки из мельхиора, то удельную стоимость конденсаторов следует увеличивать в среднем на 20 руб/м² (линия II—II). С достаточной точностью в рассматриваемом диапазоне она может быть оценена из выражения

$$C'' = 450H^{-0,33} \text{ руб/м}^2.$$

Отсюда стоимость теплообменника с поверхностью H

$$C' = C''H \text{ руб.}$$

Принимая во внимание, что теплообменники составляют 50% стоимости опреснительной установки, определим стоимость каждой ее ступени с поверхностью H_1

$$C_1 = 2C' = 900H_1^{0,67} \text{ руб.}$$

Удельная стоимость ступеней опреснителя на рис. 92 дана линией III—III.

Для опреснителя с числом ступеней z получим полную его стоимость

$$C = (z + 1)C_1 = 900(z + 1)H_1^{0,67} \text{ руб.}$$

Членом $z+1$ здесь учтено наличие подогревателя, поверхность которого для простоты принята равной поверхности конденсатора. Если конденсаторы различных ступеней неодинаковы по размерам, то в формулу подставляют среднее значение H_1 . Величину поверхности каждой ступени H_1 можно найти по графику (рис. 93), где дана удельная поверхность (в м²) на 1 т/час производительности опреснителя в зависимости от числа ступеней и требуемого удельного расхода тепла. График составлен для случая работы опреснителей с температурой воды перед первой ступенью 75—80° С, обычной для судовых опреснителей рассматриваемого типа. Принято, что поверхности нагрева образованы трубками с наружным диаметром 16 мм, скорость воды в трубках 1,5 м/сек. Методика определения поверхности нагрева изложена в § 22.

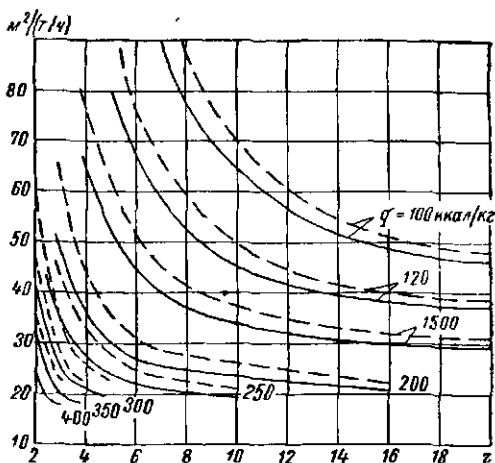


Рис. 93. К определению удельной поверхности адиабатных опреснителей в зависимости от числа ступеней при различных удельных расходах тепла.

— поверхность конденсаторов; - - - суммарная поверхность конденсаторов и подогревателей.

Определим для примера стоимость четырехступенчатого адиабатного опреснителя производительностью 50 т/сутки с удельным расходом тепла на 1 кг дистиллята 230 ккал.

По графику на рис. 93 находим, что удельная поверхность, соответствующая этому удельному расходу тепла, составляет 38 м² на 1 т часовой производительности.

Полная поверхность

$$H = \frac{50}{24} \cdot 38 = 79 \text{ м}^2.$$

Поверхность каждого конденсатора

$$H_1 = \frac{H_1}{z+1} = \frac{79}{4+1} = 15,8 \text{ м}^2.$$

Удельная стоимость такого конденсатора (по линии II—II, рис. 92) составляет

$$C' = 180 \text{ руб/м}^2.$$

Стоимость всего опреснителя

$$C = 2C'H = 900(z+1)H_1^{0,67} = 900(4+1)15,8^{0,67} = 23\,700 \text{ руб.}$$

Заметим, что в получаемую таким образом стоимость опреснительной установки не включены средства автоматизации. Их стоимость зависит прежде всего от уровня автоматизации и в значительно меньшей степени определяется производительностью и экономичностью опреснителя, которые в данном случае представляют наибольший интерес. Поэтому все последующие определения стоимости относятся к неавтоматизированным опреснителям.

При необходимости стоимость автоматики может быть найдена по прејскурантам и добавлена к расчетной стоимости опреснителя.¹

Предлагаемая методика приближенного определения стоимости предназначается только для сравнительной оценки опреснителей одного типа, но с разной экономичностью и при разной производительности, чтобы можно было проанализировать влияние требований к экономичности на величину амортизационных расходов.

Применительно к многоступенчатым опреснителям, в частности, к судовым опреснителям фирмы Вир и фирмы Бакли и Тэйлор, стоимость, определенная по этой методике, весьма близка к назначенной цене.

¹ В опреснителях с автоматизированным поддержанием рабочего режима, но без автоматического пуска и остановки стоимость автоматики и приборов колеблется от 2000—2500 руб при производительности 5—16 т/сутки до 5000—6000 руб при производительности 250—300 т/сутки.

Анализируя стоимость адиабатных опреснителей, нельзя не обратить внимание на то, что она определяется не столько числом ступеней, сколько требуемым удельным расходом тепла. Последний зависит не только от числа ступеней, но и почти в той же степени от разности температур между паром и охлаждающей водой Δt (см. рис. 22), которая в свою очередь определяется величиной удельной поверхности. Удельный расход тепла, например 200 ккал/кг, достигается при восьми ступенях с общей удельной поверхностью 28 м²/(т·ч) и при 16 ступенях с поверхностью 22,5 м²/(т·ч) (см. рис. 93). Сказать заранее, при каком числе ступеней опреснитель будет дешевле, нельзя, так как при большом числе ступеней поверхность каждой ступени значительно уменьшается, а с уменьшением поверхности растет ее удельная стоимость. Например, при восьми ступенях поверхность первой ступени составляет 3,1 м², удельная стоимость поверхности 505 руб/м², а полная стоимость опреснителя

$$C = 505 \cdot 28 = 14\,100 \text{ руб.}$$

При 16 ступенях поверхность каждой ступени составляет 1,32 м², удельная стоимость такой поверхности 750 руб/м², а полная стоимость опреснителя

$$C = 750 \cdot 22,5 = 16\,900 \text{ руб.}$$

Этот результат связан с малой производительностью, при которой дробление поверхности нагрева на множество ступеней приводит к резкому увеличению их удельной стоимости. При большой производительности, когда поверхность каждой ступени достаточно велика, влияние дробления поверхности на ее стоимость менее заметно и поэтому при большем числе ступеней можно получить более дешевый опреснитель.

В судовых условиях, где производительность ограничена, наименьшая стоимость опреснителя получается при сравнительно малом числе ступеней. В качестве примера на рис. 94 приведена расчетная стоимость опреснителей с часовой производительностью 10 т, определенная по изложенной методике. Как видно из рисунка, стоимость многоступенчатых опреснителей значительно зависит от требуемого удельного расхода тепла q , причем для каждого значения q можно указать следующее оптимальное число ступеней, при котором достигается наименьшая стоимость опреснителя:

Удельный расход тепла, ккал/кг	-500	380—500	320—380	250—320	200—250
Оптимальное число ступеней	2	3	4	5	6
Удельный расход тепла, ккал/кг	180—200	140—180	120—140	110—120	100—110
Оптимальное число ступеней	7	8	9	10	11

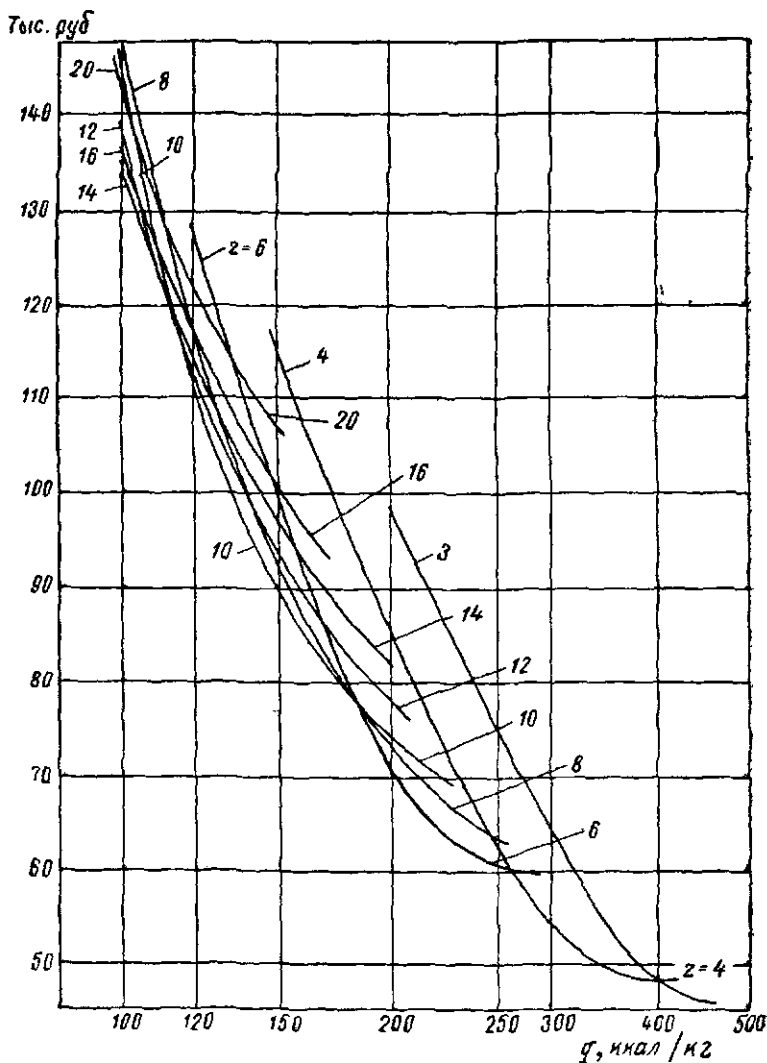


Рис. 94. К определению расчетной стоимости опреснителей производительностью 240 т/сутки при различном числе ступеней в зависимости от требуемого удельного расхода тепла.

При более высоких производительности и экономичности наивыгоднейшим может оказаться и большее число ступеней. Не случайно в опреснителе производительностью 600 т/сутки на п/х «Нозэрн Стар» с удельным расходом тепла около 100 ккал/кг принято 20 ступеней. Что касается стоимости котлов и вспомогательного котельного оборудования, которая должна быть отнесена к опреснительной установке, то она определяется без большой погрешности из расчета 3000—3500 руб за 1 т часовой паропроизводительности (см. прейскурант № 20—02) для главных котлов и 4000—4500 руб для вспомогательных судовых котлов производительностью от 2 до 15 т/ч.

Для малоекономичных опреснителей, потребляющих относительно большое количество пара, учет стоимости котла заметно повышает первоначальные затраты, хотя и мало сказывается на себестоимости опресненной воды. Например, широко применяемая на судах отечественной постройки опреснительная установка с испарителем ИВС-3 стоит в соответствии с прейскурантом № 19—05 1965 г. приблизительно 3300 руб. Паром она снабжается обычно от котлов КВС-30/1 или КВВА-2,5. В первом случае 1 т часовой производительности по прейскуранту № 20—02 1967 г. составляет 4450 руб, во втором — 4620 руб. Расход пара на испаритель ИВС-3 равен 540 кг/ч. Значит к стоимости опреснительной установки следует отнести часть стоимости котла, пропорциональную расходу пара, т. е. $0,54 \cdot 4450 = 2400$ руб в первом случае и 2480 руб во втором. Таким образом, стоимость всего оборудования, необходимого для опреснения, составляет уже не 3300, а 5700 руб, т. е. увеличивается на 70—75%. Себестоимость опресненной воды повышается в этом случае на 10 коп.

Если на опреснитель расходует пар из отбора от турбины, к стоимости опреснителя должна быть отнесена доля стоимости котла, пропорциональная не видимому расходу пара на опреснитель, а приведенному с учетом редуцированного коэффициента φ (методику определения φ см. в § 4).

В общем случае стоимость котла, отнесенная к опреснителю, выражается следующей зависимостью:

$$C_k^{\text{опр}} = \varphi D_{\text{опр}} \frac{C_k}{D_k},$$

где C_k и D_k — полная стоимость и паропроизводительность котла;

$D_{\text{опр}}$ — расход пара из отбора от турбины на опреснитель.

Учет стоимости котла в составе водоопреснительного оборудования принципиально важен для правильного выбора тепла опреснителя. Например, серьезным препятствием к широкому внедрению многоступенчатых адиабатных опреснителей

считается более высокая их стоимость по сравнению с одноступенчатыми вакуумными. Однако если учитывать, что для последних необходим котел большей производительности и, следовательно, более дорогостоящий, нетрудно обнаружить, что на многоступенчатый опреснитель с котлом первоначальные затраты меньше, чем на одноступенчатый опреснитель с относящейся к нему стоимостью котла. Более детально этот вопрос рассмотрен в следующем параграфе.

Размер амортизационных отчислений на опреснители устанавливается по обычным для судов нормативам, так как за все время службы судна (20 лет) опреснители замене не подлежат. В соответствии с действующими нормативами Госплана СССР, изданными в 1961 г., амортизационные отчисления на полное восстановление и капитальный ремонт должны составлять (в %): для морских сухогрузных судов 6,4; для морских танкеров 7,8; для рыбопромысловых судов 7,1.

Что касается расходов на текущий ремонт, то из-за отсутствия достаточных данных непосредственно по опреснителям в качестве временной ориентировочной величины можно принять 2%. Эта рекомендация основана на том, что для современных паротурбинных установок, где характер ремонтных работ близок к таковому для опреснителей, ежегодные затраты на ремонт составляют 1,5% от первоначальной стоимости энергетической установки.

Для дизельных установок, характеризующихся более быстрым износом основных рабочих узлов, расходы на ремонт принимают равными 3% от первоначальной стоимости.

В среднем для всех типов судов амортизационные отчисления и затраты на ремонт можно принять $9,4 \div 9,5\%$ от начальной стоимости опреснительной установки и относящейся к ней стоимости котла.

Затраты на обслуживающий персонал для установок производительностью менее 200—300 *т/сутки* не учитываются, так как специального персонала для опреснителей не требуется и, если они не автоматизированы, то обслуживаются тем же вахтенным персоналом, который обслуживает главный двигатель или котельную установку.

§ 19. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ТИПА ОПРЕСНИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТИПА СУДНА

Общие положения

К числу основных характеристик опреснительной установки, выбираемых при проектировании судна или судовой энергетической установки, относятся ее производительность, качество дистиллята, источник тепла и удельный расход тепла. Осталь-

ные характеристики — вес, занимаемый объем, стоимость и другие — являются производными и определяются для принятого типа опреснителя на основании предыдущих данных.

Особого внимания требует выбор *производительности* опреснительной установки. В практике судостроения известно немало случаев, когда из-за неправильно назначенной производительности опреснителей судовладельцам приходилось нести значительные дополнительные расходы. Так, вследствие недостаточной производительности опреснителей на промысловых судах ежегодные расходы Министерства рыбного хозяйства на доставку воды в районы промысла превышают 10 млн. руб.

Производительность опреснительной установки назначают исходя из суточного расхода пресной воды. Как правило, она должна в $1,5 \div 2$ раза превышать суточный расход. Выбор величины этого превышения определяется следующими соображениями. Почти на всех судах за время нахождения судна в море опреснители должны создать запас воды, необходимый для стоянки в порту. Это обусловлено тем, что почти все современные опреснительные установки при правильном выборе их типа и источников тепла позволяют получать воду, себестоимость которой меньше или равна цене на водопроводную воду в отечественных портах. Во всяком случае себестоимость опресненной воды меньше, чем валютные затраты на покупку воды в иностранных портах ($0,2 \div 1$ доллар за 1 т воды).

Напомним, что себестоимость дистиллята от утилизационных опреснителей, которая определяется только размером амортизационных отчислений, не превышает 30 коп/т, так что дистиллят оказывается дешевле даже водопроводной воды.

На судах с паротурбинными установками себестоимость дистиллята правильно выбранных опреснителей (60—70 коп/т) также не превышает стоимости воды, принимаемой с портовых плавсредств (85 коп/т).

Эксплуатация опреснителей в пределах портовых акваторий нежелательна как по экономическим соображениям (в стояночном режиме себестоимость дистиллята доходит до 2,5 руб/т), так и по санитарным (в портах не гарантируется стерильность дистиллята, полученного в вакуумных опреснителях). Кроме того, портовые воды обычно загрязнены нефтепродуктами, канализационными стоками и, как правило, отличаются от морских повышенной жесткостью. В некоторых странах, например в Англии, санитарные правила не разрешают эксплуатацию опреснителей в пределах 50-мильной прибрежной зоны. Использование опресненной воды имеет еще и то преимущество, что она отличается постоянством качества, в то время как береговая, особенно в южных портах, имеет высокую жесткость и состав ее сильно колеблется. Наконец, для котлов питательная вода во всяком случае должна быть дистиллированной.

Расход воды

По мере повышения уровня комфорта расход мытьевой воды быстро растет, так что расход, который считается достаточным сейчас, через 10 лет может не удовлетворить требованиям комфорта. Для иллюстрации этой тенденции приведена табл. 24 норм расхода мытьевой воды в военном и торговом флоте США в различные периоды.

Таблица 24

Нормы расхода мытьевой воды на судах

Годы	Расход воды на человека, л/сутки		
	на военных кораблях	на грузовых судах	на пассажирских судах
20-е	26—38	14—16	20—30
40-е	38—40	150—200	160—200
50-е	100—120	150—200	200—230
60-е	120—150	180—230	230—240

Аналогично менялись и нормы расхода мытьевой воды на отечественных морских судах.

Для оценки уровня комфорта на современных судах приведем в качестве примера французский углерудовоз «Цетра Колумбия» дедвейтом 87 000 т, построенный в 1967 г. Каждый из 27 членов экипажа этого судна занимает просторную отдельную каюту с санузлом, ванной и душем. На судне имеется плавательный бассейн с подогревом воды, спортивный зал с душем и зимний сад. Высокий уровень комфорта предусмотрен также на отечественных танкерах типа «София». В этих условиях расход пресной воды на каждого члена экипажа составляет около 250 л/сутки. Естественно, подобный уровень комфорта достигим далеко не на всех судах. Там, где на каждого члена экипажа приходится один душ, а ванны только в каютах комсостава, как на судах постройки 50-х годов, расход воды составляет 150—200 л/чел. На судах постройки 40-х годов, где команда размещается в общих каютах по два-три человека, причем в каютах нет ни умывальников, ни душа, а предусмотрен лишь общий душ для команды и индивидуальный — для старшего комсостава, суточный расход составляет 100—120 л/чел в сутки.

В связи с этим при проектировании опреснительной установки должен непременно учитываться достижимый на судне уровень комфорта. Принимается во внимание также расход воды на энергетическую установку. На современных паротурбинных судах он должен составлять 1 ÷ 1,2% от паропроизво-

длительности котлов с паромеханическими форсунками и $0,35 \div 0,5\%$ при механических форсунках.

Для вспомогательных котлов, обслуживающих общесудовые системы, требования к размеру потерь пара и конденсата менее строги: нормальным считается расход добавочной воды на их подпитку, составляющий 2—3% от паропроизводительности.

Отнесенный к мощности главных турбин расход добавочной воды на главные котлы составляет приблизительно 1 т на 1000 л. с. в сутки. В нормальных условиях утечки несколько меньше, но производительность приходится назначать с учетом вероятности повышенного расхода питательной воды.

Расход воды на систему охлаждения судовых двигателей внутреннего сгорания (главных и вспомогательных) колеблется в довольно широких пределах в зависимости от состояния холодильников. Ориентировочно он может быть назначен 0,2 т/сутки на 1000 л. с.

В последние годы на некоторых новых судах появилась еще одна статья расхода опресненной воды — на санитарную систему. Сейчас насчитывается около двух десятков судов, где в санитарных системах используется пресная вода. С каждым годом число этих судов увеличивается. Благодаря применению пресной воды на все бытовые нужды исключается необходимость использования специальной системы заборной воды для санитарных нужд, которая требует применения дорогостоящих коррозионностойких материалов и арматуры, и изнашивается в большей мере, чем система пресной воды.

Упрощением систем и уменьшением количества трубопроводов, насосов и пневмоцистern, достигаемым за счет использования опресненной воды в сапузлах, с избытком компенсируется некоторое увеличение стоимости опреснителей, производительность которых в этом случае увеличивается из расчета дополнительного расхода воды в количестве 30—50 л на человека в сутки.

Для грузовых теплоходов с утилизационными опреснителями экономическая целесообразность применения опресненной воды на все санитарные нужды очевидна, так как на опреснение воды топливо практически не затрачивается, а экономия на стоимости санитарной системы мытьевой воды вдвое превышает стоимость опреснителя, который вырабатывал бы дополнительное количество опресненной воды.

Для паротурбинных и иных судов, где нет отбросного тепла, подобное решение оправдывается только, когда опреснительная установка достаточно экономична и выход дистиллята составляет минимум 60—70 т на 1 т топлива. Поскольку на современных паротурбинных судах подобные опреснители стали основным типом, то и в этом случае нет препятствий к отказу от заборной воды для санитарных систем.

Первые суда с системами пресной воды на все санитарные нужды появились в 1963 г. (американский паротурбинный танкер «Синклер Тексас»). В 1964 г. в Дании с подобной системой был построен сухогрузный теплоход «Андорра», в 1965 г. в ФРГ — сухогрузный теплоход «Табора», а в США — серия из двенадцати сухогрузных паротурбинных судов типа «Луиза Лайкс» и др.

Характеристики этих судов и их опреснительных установок приведены в табл. 25.

На основании данных таблицы можно сделать вывод, что применение опресненной воды для всех санитарных нужд на сухогрузных судах и танкерах позволяет упростить эксплуатацию и снизить стоимость систем. Для пассажирских и рыбопромысловых судов с относительно большим расходом воды на санитарные нужды подобное решение потребовало бы слишком большой производительности опреснителей, и потому до сих пор ни на одном из судов этих двух классов не используется пресная вода в санитарных системах.

Для рыбопромысловых и рыбообрабатывающих судов должен быть учтен также расход пресной воды на технологические нужды. Конкретная его величина зависит от характера операций и особенностей используемого оборудования, и поэтому общих рекомендаций здесь привести невозможно. Для иллюстрации порядка величины укажем, что такая наиболее широко распространенная операция, как замораживание рыбы, требует расхода воды на глазирование брикетов и последующее их извлечение до 10% от веса замораживаемой рыбы. Для судов типа БМРТ эта величина составляет 3—4 т в сутки.

Производительность опреснителей и их число

Зная суточный расход воды и наиболее вероятный тип опреснительной установки, ее производительность можно выбрать с учетом статистических данных. Проще всего этот вопрос решается для судов, где все потребности в опресненной воде можно удовлетворить за счет работы утилизационных опреснителей. Таковы все современные *дизельные сухогрузные суда, углерудовозы, рефрижераторы и танкеры.*

С учетом необходимости создания запаса воды на период стоянки в портах, нецелесообразности круглосуточной работы опреснителей (особенно в ночное время, когда на многих новых судах машинное отделение остается без вахтенного надзора) и отмеченной ранее тенденции к росту потребления опресненной воды, запас производительности опреснителя принимают 1,5÷2. В тех сравнительно редких случаях, когда производительность располагаемой модели опреснителя близка к ожидаемому суточному расходу воды, принимают два опреснителя.

В остальных случаях, как правило, ограничиваются одним, так как надежность современных опреснителей достаточно высока. Даже если опреснитель выйдет из строя, имеющийся на судне запас воды, рассчитанный на время пребывания в порту, достаточен для того, чтобы при ограниченном потреблении воды судно могло закончить рейс. Кроме того, почти на каждом судне имеется котел, так что при выходе из строя насосов опреснительной установки последнюю можно эксплуатировать с ограниченной нагрузкой в безвакуумном режиме. По этим соображениям установка двух утилизационных опреснителей на судах рассматриваемого типа — явление все более редкое. Примеры выбора производительности утилизационных опреснителей для дизельных сухогрузных судов и танкеров, построенных за последние годы, приведены в табл. 26.

Для паротурбинных сухогрузных судов и танкеров с учетом необходимости бесперебойного обеспечения котлов высококачественным дистиллятом обычно устанавливают два опреснителя, один из которых резервный. За последние годы, однако, паротурбинные суда с одним опреснителем встречаются почти столь же часто, как и суда с двумя опреснителями (табл. 27). Это свидетельствует о достаточно

Таблица 26

Характеристики судов с системами пресной воды и их опреснительных установок

Название и тип судна	Дедвейт, т	Мощность (л. с.) и тип установок	Экипаж, чел.	Тип опреснителя	Производительность опреснителей, т/сутки
«Синклер Тексас», танкер	—	19 000, турбина	45	Двухступенчатый адиабатный	2×38,5
«Алдорра», сухогрузное	12 000	12 000, ДВС	39	Утилизационный вакуумный	30
«Табора»	13 550	9 600, ДВС	45	Утилизационный вакуумный	24
«Дунза Лайкс», сухогрузное	13 840	12 500, турбина	42	Двухступенчатый тонкоплочный	2×46
«Си Спирит», танкер	80 000	28 000, турбина	31	Одноступенчатый вакуумный	2×40
«Касторп», сухогрузное	14 200	11 200, дизель	49	Утилизационный «Атлас»	1×15

высокой надежности опреснителей, используемых на этих судах (обычно это двухступенчатые адиабатные опреснители).

Коэффициент загрузки работающего опреснителя близок к 0,5. Наибольшее его значение в таблице составляет 0,7. Двукратный (а при двух опреснителях четырехкратный) запас производительности здесь необходим для создания запаса дистиллята на период стоянки в порту и в случае повышенных утечек пара и конденсата — в цикле установки.

Экономичность, достигаемая при двухступенчатых опреснителях, питаемых паром из отбора низкого давления, вполне достаточна (см. § 18). Случаи применения трех- или четырехступенчатых опреснителей на судах рассматриваемых типов не отмечены. Не менее широко распространена и традиционная для паротурбинных судов схема утилизации вторичного пара одноступенчатых опреснителей в подогревателях главного конденсата. Она оправдана, однако, лишь при эффективных мерах борьбы с накипью, в частности, при использовании противонакипных присадок. При температуре испарения около 60°С, необходимой для этих опреснителей по условиям утилизации вторичного пара, эффективны многие коллоидные и поверхностно-активные присадки, в частности, на основе конденсированных фосфатов, лигносульфонатов и дубителей.

Для работы в порту или на рейде предусматривается резервный опреснитель той же конструкции, охлаждаемый забортной водой.

Ввиду необходимости такого резервирования капитальные затраты оказываются не меньше, чем для одного многоступенчатого опреснителя, работающего без утилизации тепла вторичного пара и с меньшей скоростью образования накипи. Стоимость установки на первый взгляд могла бы быть снижена применением одного испарителя и двух конденсаторов, из которых один охлаждался бы главным конденсатом. Однако необходимость разветвления трубопровода вторичного пара и раздельное исполнение испарителя и конденсаторов приводят к тому, что не удается использовать наиболее дешевые и распространенные моноблочные опреснители. Между тем случаи применения дешевых утилизационных опреснителей, используемых при повышенных температурах испарения, на современных турбинных судах нередки. Таковы, в частности, известные опреснители «Атлас», конденсаторы которых на турбинных судах прокачиваются главным конденсатом.

Другой вариант упрощения опреснительной установки — применение моноблочного испарителя с конденсатором, охлаждаемым в зависимости от нагрузки турбины либо главным конденсатом, либо забортной водой. Основное препятствие к использованию этой схемы — большая вероятность засоления конденсата из-за пропусков арматуры и невозможность автоматической

Производительность утилизационных опреснителей на современных сухогрузных теплоходах и танкерах

Название судна, место постройки, год	Тип судна	Мощность двигателя, л. с.	Экипаж и пассажиры, чел.	Число опреснителей и их производительность, т/сутки	Расход воды на энергетическую установку, т/сутки	Расход воды на бытовые нужды (по 200 л/ч), т/сутки	Коэффициент загрузки опреснителя	Коэффициент запаса производительности
«Эконом» (ГДР), 1968	Сухогрузное	7 200	34	1×24	2	6,8	0,36	2,78
«Сетра-Колумбия» (Франция), 1967	Рудовоз	18 700	27	2×20	6,6	5,4	0,57/0,285*	1,75/3,5*
«Уолд Сойя» (Англия), 1966	»	17 000	60	1×30	4	12	0,534	0,87
«Нуолия» (Швеция), 1967	»	17 600	58	1×30	4,1	11,6	0,524	1,91
«Брунсхаузен» (ФРГ), 1964	Рефрижераторное	9 600	56	1×16	2	11,2	0,825	1,21
«Пасифик Оушн» (Англия), 1966	То же	11 200	46	2×18	2,5	9,2	0,65/0,31	1,54/3,23
«Вестерой» (Англия), 1966	Сухогрузное	11 200	45	1×24	2,5	9	0,48	2,09
«Сигханза» (Норвегия), 1966	Рудовоз	16 800	50	1×24	5,8	10	0,66	1,52
«Аустралиа Стар» (Англия), 1966	Танкер	16 000	44	1×25	4,9	8,8	0,526	1,9
«Галилео Галилей» (Италия), 1965	»	17 000	62	2×20	10	12	1/0,5	1,0/2
«Белорецк» (Дания), 1965	Сухогрузное	12 600	54	1×21	3,0	10,8	0,65	1,54
«Ахиллес» (Швеция), 1966	Рудовоз	11 500	46	1×25	2,7	9,2	0,476	2,1
«Хондо» (Швеция), 1966	Сухогрузное	12 000	41	1×21	2,6	8,2	0,515	1,94
«Нэсс Либерти» (Англия), 1965	Рудовоз	10 500	53	1×35	2,5	10,6	0,375/0,262	2,67/3,82
				1×15				
«Боргстен» (Швеция), 1964	Танкер	21 000	56	1×36	12,2	11,2	0,65	1,54

* В числителе указан коэффициент загрузки и запас производительности одного опреснителя, в знаменателе — обоих опреснителей.

Характеристики опреснительных установок на паротурбинных сухогрузных судах и танкерах

Название судна, место постройки и год	Тип судна	Мощность турбины, э. л. с.	Число опреснителей и их производительность, т/сутки	Тип опреснителей и источник питания паром	Расход воды на котлы, т/сутки	Численность экипажа и пассажиров, чел.	Расход воды на бытовые нужды, т/сутки	Коэффициент загрузки опреснителя
«Пруденшиэл Сиджет» (США), 1966	Сухогрузное	18 750	2×56,8	Двухступенчатый адиабатный (пар из отбора ТНД)	18	42	8,4	0,465/0,233*
«Санта Лючия» (США), 1966	»	12 500	2×38	То же	12	50	10	0,58/0,29
«Техсако Белджем» (Англия), 1966	Танкер	12 400	2×40	» »	12	48	9,6	0,54/0,27
«Орегон Мэйл» (США), 1965	Сухогрузное	19 250	2×75	Двухступенчатый тонкопеночный (пар из отбора ТНД)	19	72	14,4	0,435/0,218
«Америкэн Рэйсер» (США), 1964	То же	18 000	2×45,4	То же	18	34	6,8	0,546/0,273
«Президент Полк» (США), 1966	» »	17 500	1×75	» »	17	60	12	0,387
«Луиза Лайкс» (США), 1964	» »	12 500	2×45,4	» »	12	42	8,4	0,486/0,243
«Ларистан» (Англия), 1965	Танкер	19 000	2×40	Одноступенчатый кипящий (пар из отбора ТНД)	19	45	9	0,7/0,35
«Мормакарго» (США), 1964	Сухогрузное	17 500	1×60	Двухступенчатый адиабатный (пар из отбора ТНД)	17	60	12	0,486
«Ялта» (ФРГ), 1964	Танкер	19 000	1×60	То же	19	56	11	0,5
«Эссо Хаустон» (Англия), 1965	»	19 000	1×38	» »	17,5	27	5,4	0,602

* В знаменателе указан коэффициент загрузки, отнесенный к производительности обоих опреснителей.

смены режима охлаждения. По первой из указанных причин эта схема практически нереальна.

Интересный путь упрощения схемы предложен и реализован фирмой Вир. В ее вакуумных моноблочных опреснителях, которые в основном варианте выполняются как утилизационные, верхняя крышка над конденсатором снабжена фланцем с заглушкой. Установив опреснитель на турбинное судно, присоединяют к фланцу паропровод к подогревателю главного конденсата и эксплуатируют один и тот же опреснитель без существенного усложнения в любом из двух режимов. Сравнительно малая распространенность этой схемы объясняется только тем, что случаи применения одного опреснителя для турбинной установки вообще редки, поскольку не считается оправданным риск засоления главных котлов.

Для опреснителей турбинных судов, которые в большинстве случаев работают с заметным образованием накипи и непрерывно нарастающим тепловым сопротивлением, необходима регламентация понятия «номинальная производительность». Очевидно, что та производительность, которая достигается при чистых трубках и номинальных параметрах греющего пара и охлаждающей воды, не дает достаточного представления о том, обеспечит или не обеспечит опреснитель расход воды, необходимый в любой период эксплуатации судна на наиболее характерном режиме. Поэтому в ряде стран принято указывать на фирменной табличке в качестве номинальной ту производительность, которая при номинальных параметрах еще достижима к концу определенного достаточно большого периода работы опреснителя. Например, для опреснителей ВМФ США принято считать номинальной ту производительность, которую поставщик гарантирует в течение 90 суток непрерывной работы опреснителя без какой бы то ни было очистки.

При чистых трубках производительность оказывается значительно большей (в 1,5–2 раза) и обычно ограничивается не условиями теплопередачи, а условиями сохранения чистоты вторичного пара и производительностью дистиллятного и рассольного насосов. Она сохраняет некоторое значение лишь постольку, поскольку может быть воспроизведена на стенде без длительных испытаний.

Для *пассажирских судов* выбор оптимальных характеристик опреснительной установки — достаточно серьезная задача, так как ее стоимость велика и она потребляет относительно большое количество топлива. Возможность утилизации тепла главных двигателей здесь ограничена, и поэтому основное количество воды вырабатывается многоступенчатыми адиабатными опреснителями, потребляющими свежий редуцированный пар или отбираемый от постоянно действующего парового турбогенератора, а на переходе — от главных турбин.

В отличие от предыдущих типов судов запас производительности здесь невелик, так как нет нужды создавать запас воды на период стоянки в порту: экономичность работы опреснителей почти не зависит от режима работы главных двигателей или турбин, кроме того, расход воды на стоянке в порту резко падает.

Эксплуатируются опреснители круглосуточно, а операции по их обслуживанию и очистке, требующие остановки, производятся во время стоянки в порту. Поэтому нет необходимости допускать низкий коэффициент загрузки (обычная его величина $0,75 \div 0,85$).

Характеристики опреснительных установок на пассажирских судах, построенных за последние годы, приведены в табл. 28.

В связи с тем, что солесодержание воды, расходуемой на бытовые нужды, может быть сравнительно высоким (до 80 мг/л), а на котлы, требующие высококачественного дистиллята, расходуется относительно малое количество воды, на многих судах для этих целей предусмотрены разные опреснители. Благодаря этому удается упростить сепарационные устройства основных опреснителей, вырабатывающих мытьевую воду, и уменьшить габариты опреснителей.

Для дизельных пассажирских судов характерно сочетание утилизационных опреснителей, вырабатывающих до 40% от общего количества воды, с многоступенчатыми, питающимися паром от вспомогательных котлов. Количество первых равно числу главных двигателей, количество вторых определяется ожидаемым расходом мытьевой воды и производительностью предложенных к установке опреснителей. Как правило, опреснители большой производительности являются уникальным или малосерийным оборудованием, и поэтому в некоторых случаях дешевле приобрести несколько готовых опреснителей малой производительности, чем заказывать один новый.

Немалое значение для пассажирского судна имеет и возможность размещения опреснителей в помещениях, которые не могут быть использованы по основному назначению судна. Обычно это помещения в нижней части судна, где крупный опреснитель разместить не удается. Поэтому даже на больших пассажирских судах производительность в одном агрегате редко превышает 300—340 *т/сутки*. Случаи установки опреснителей большей производительности единичны (на п/х «Нозери Стар» и «Ахилле Лауро» по 600 *т/сутки*).

Даже на крупных военных кораблях, где из-за большой численности экипажа (авианосец «Джон Кеннеди» — 5222 человека) расход воды достигает 1700 *т/сутки*, устанавливают по четыре-пять многоступенчатых опреснителей, каждый производительностью по 300—340 *т/сутки*. Принципы выбора типа опреснителей для пассажирских судов в полной мере применимы

Характеристики опреснительных установок на пассажирских судах

Название судна, место постройки, год	Мощность (в л. с.) и тип энергетической установки	Количество пассажиров и экипаж, чел.	Количество, тип и суточная производительность опреснителя	Суммарная производительность опреснителей, т/сутки	Расход воды на установку, т/сутки	Расход воды на бытовые нужды, т/сутки *	Коэффициент загрузки опреснительной установки
«Репессанс» (Франция), 1966	11 400, дизель	683	Два утилизационных по 30 т/сутки	250	7	164	0,744
«Кунгсхольм» (Швеция), 1965	2×14 400, дизель	1180	» двухступенчатых по 95 т/сутки	360	8	283	0,805
«Ахилле Лауро» (Голландия), 1966	2×15 000, »	2200	» утилизационных по 80 т/сутки	600	16	528	0,907
«Пастер» (Франция), 1966	2×12 000, »	587	Один многоступенчатый, 200 т/сутки	200	10	141	0,69
» »	»	»	» четырехступенчатый	733,5	58	502	0,765
«Эугенио С» (Италия), 1966	2×27 500, турбины	2090	Два утилизационных по 60 т/сутки	689	60	518	0,815
» »	»	»	Один четырехступенчатый, 100 т/сутки	900	83	600	0,76
» »	»	»	» двухступенчатый для котельного отделения, 83,5 т/сутки	600	46	456	0,84
» »	»	»	Два пятиступенчатых по 325 т/сутки	1200	160	742	0,75
» »	»	»	Один для котельной установки, 55 т/сутки	600	34	480	0,86
» »	»	»	» двухступенчатый кипящий, 334 т/сутки	360	40	260	0,835
» »	»	»	» пятиступенчатый адиабатный, 300 т/сутки	1200	160	—	—
«Микельанджело», «Рифазль» (Италия), 1965	2×43 500, »	2495	Три пятиступенчатых адиабатных по 300 т/сутки	—	—	—	—
«Леонардо да Винчи» (Италия), 1963	2×30 000, »	1900	Три многоступенчатых по 200 т/сутки	—	—	—	—
«Франс» (Франция), 1962	4×40 000, »	3096	Четыре двухступенчатых испарителя кипящего типа по 300 т/сутки	—	—	—	—
«Нозерн Стар» (Англия), 1961	2×17 000, »	2000	Один двадцатиступенчатый адиабатный	—	—	—	—
«Гамбург» (ФРГ), 1969	2×11 500, »	1200	Три четырехступенчатых адиабатных	—	—	—	—
«Кунн Элизабет II» (Англия), 1969	2×55 000, »	3000	» шестиступенчатых адиабатных	—	—	—	—

* Расчетная норма расхода — 240 л/чел в сутки.

к китобазам и рыбопромысловым судам, т. е. к крупным судам, ведущим переработку рыбы (примером может служить рыбобазы «Восток») и к плавбазам, обслуживающим промысловые суда. Для таких судов также характерны ограниченная возможность утилизировать тепло главного двигателя и относительно большой расход воды на собственные и второстепенные нужды. Производительность опреснительных установок на этих судах находится в диапазоне от 100 т/сутки (транспортные рефрижераторы типа «Прибой») до 480 т/сутки (рыбобазы «Восток»). В этом диапазоне наиболее эффективно применение многоступенчатых адиабатных опреснителей.

Ввиду многообразия факторов, которые должны быть учтены при выборе оптимального варианта сочетания опреснительной установки с циклом всей энергетической установки, этот вопрос является предметом самостоятельного исследования. Методика же определения оптимальных характеристик — общая для опреснителей на любых судах. Проиллюстрируем ее на следующем примере. Предположим, что нужно подобрать опреснитель для судна с двигателем мощностью 6000 л. с., где суточный расход воды составляет 260 т. Путем утилизации тепла главного двигателя можно получить 60 т воды в сутки. Недостающие 200 т придется восполнять за счет работы многоступенчатого опреснителя. Его производительность с учетом непостоянной работы утилизационного опреснителя примем с некоторым запасом 240 т/сутки. Пар на этот опреснитель можно использовать либо от вспомогательного котла, либо из отбора от вспомогательного турбогенератора, если таковой имеется на судне. На транспортных дизельных судах турбогенераторы с отбором, как правило, не используются, и поэтому второй вариант можно рассматривать только применительно к рыбопромысловому судну или китобазе. Рассмотрим в связи с этим вариант питания опреснителя паром от вспомогательного котла. Каким же должен быть удельный расход тепла или пара на рассматриваемый опреснитель, чтобы получить достаточно низкую себестоимость при умеренных капитальных затратах?

Пользуясь методикой определения оптимальной себестоимости, изложенной в предыдущем параграфе, найдем долю затрат на топливо в общей сумме эксплуатационных расходов. Расчет приведен в табл. 29 для случая работы опреснителя в течение 250 суток в году. Как видно из таблицы, с увеличением числа ступеней и снижением удельного расхода тепла себестоимость опресненной воды снижается сравнительно медленно. Оптимальным для этих условий оказывается удельный расход тепла 120 ккал/кг, который достигается при 10—11 ступенях. Дальнейшее уменьшение удельного расхода тепла заметного снижения себестоимости не дает, но в то же время требует значительного увеличения первоначальных затрат.

К определению оптимальных экономических характеристик многоступенчатого опреснителя производительностью 10 т/ч

Показатели	Удельный расход тепла q , ккал/кг				
	300	200	150	120	100
Удельный расход пара $d = q(i_0 - i_c)$, кг/кг, где $i_0 = 642$ ккал/кг, $i_c = 92$ ккал/кг	0,545	0,365	0,273	0,21	0,182
Часовой расход пара на опреснитель, т/ч	5,45	3,65	2,73	2,18	1,82
Стоимость котельной установки, отнесенная к опреснителю (4000 руб за 1 т/ч/руб)	21 800	14 600	10 900	8 700	7 300
Число ступеней, обеспечивающее минимальную стоимость опреснителя	4	6	8	10	14
Удельная поверхность опреснителя, м ² /т/ч	26,5	31,6	41,5	50	55,4
Полная поверхность опреснителя, м ²	265	316	415	500	554
Поверхность одной ступени, м ²	53	45,2	46,1	45,4	36,9
Удельная стоимость поверхности нагрева, руб/м ²	205	218	217	218	244
Стоимость опреснителя, руб.	54 500	69 300	90 200	109 200	135 600
Суммарная стоимость опреснителя с относящейся к нему стоимостью котла, руб	76 300	83 900	101 100	117 900	142 900
Суточный расход топлива на опреснитель, т (1 т топлива = 12 т пара)	10,9	7,3	5,46	4,36	3,64
Годовой расход топлива (250 суток), т	2730	1825	1365	1090	910
Годовые затраты на топливо, руб	62 800	42 000	31 400	25 100	21 000
Амортизация и ремонт (9,4% стоимости), руб	7 160	7 880	9 500	11 090	13 420
Годовые эксплуатационные расходы, руб	69 960	49 880	40 900	36 190	34 420
Себестоимость воды, коп/т	117	83	68,3	60,3	57,5
Доля затрат на топливо к годовым эксплуатационным расходам, %	89,9	84,1	76,9	69,3	61,0

Таблица 30

К определению $q_{\text{опт}}$, когда для опреснителя используется пар из отбора от турбогенератора ($\varphi = 0,35$; годовая загрузка 250 суток)

Статьи расхода	Удельный расход тепла, ккал/кг				
	300	200	150	120	100
Стоимость опреснителя, руб (см. табл. 29)	54 500	69 300	90 200	109 200	135 600
Расход пара на опреснитель (приведенный), кг/ч	1,9	1,28	0,95	0,76	0,64
Стоимость котла, отнесенная к опреснителю, руб	7 600	5 100	3 800	3 040	2 560
Стоимость опреснителя и кот- ла, руб	62 100	74 400	94 000	112 240	138 160
Расходы на амортизацию и ремонт, руб	5 840	7 000	8 830	10 550	13 000
Расход топлива на опресни- тель в год (250 суток), т	955	640	478	382	319
Расходы на топливо, руб.	22 000	14 700	11 000	8 800	7 350
Годовые эксплуатационные расходы, руб	27 840	21 700	19 830	19 350	20 350
Себестоимость 1 т воды, коп	46,5	36,2	33,1	32,3	34,0
Доля расходов на топливо, %	79,2	67,7	55,5	41,4	36,2

Таблица 31

К определению $q_{\text{опт}}$ при $\varphi = 0,35$ (годовая загрузка 150 суток)

Статьи расхода	Удельный расход тепла, ккал/кг				
	300	250	200	150	120
Годовой расход топлива, т	572	478	382	287	229
Затраты на топливо, руб	13 200	11 000	8 820	6 600	5 270
» » амортизацию и ре- монт, руб	5 840	6 400	7 000	8 830	10 550
Годовые эксплуатационные расходы, руб	19 040	17 400	15 820	14 430	15 820
Себестоимость воды, коп/т	53,0	48,3	44	40,1	44
Доля расходов на топливо, %	68,0	65	56	45,8	33,3

Очевидно, что чем дешевле топливо или тепло, тем меньшее число ступеней и меньший удельный расход тепла могут быть оптимальными. Пример определения $q_{\text{опт}}$ в случае, когда для опреснителя используется пар из отбора от турбогенератора, приведен в табл. 30. Параметры пара перед турбогенератором приняты: $p_0=40 \text{ ата}$, $t_0=450^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $0,08 \text{ ата}$. При давлении в точке отбора $1,5 \text{ ата}$ получаем коэффициент качества отбора $\psi=0,65$ и редуцированный коэффициент $\varphi=0,35$. В соответствии с этим расходы на топливо и стоимость котла, отнесенные к опреснителю, должны быть уменьшены в 1: $\varphi=1:0,35=2,86$ раза.

Из этих данных можно заключить, что $q_{\text{опт}}$ близко к 200 ккал/кг , соответствующее число ступеней $z_{\text{опт}}$, которое обеспечивает наименьшую стоимость опреснителя, при этом равно 6, а оптимальная себестоимость воды составляет около 37 коп/т .

Аналогичные расчеты при $\varphi=0,5$, что соответствует отбору пара при рассматриваемом давлении от турбогенератора с начальными параметрами около 15 ата и 350°C , дают $q_{\text{опт}}=185 \text{ ккал/кг}$ и $z_{\text{опт}}=7$.

Очевидно также, что себестоимость и оптимальный удельный расход тепла должны увеличиваться по мере уменьшения числа рабочих дней в году. В табл. 31 приведен расчет оптимальной себестоимости для случая, когда тот же опреснитель, потребляющий пар из отбора при $\varphi=0,35$, работает 150 дней в году и вырабатывает $36\,000 \text{ т}$ воды. Здесь оптимальное соотношение между расходами на топливо и амортизацию достигается при $q_{\text{опт}}=250 \text{ ккал/кг}$ и $z_{\text{опт}}=5$.

Это позволяет заключить, что экономические характеристики пятиступенчатого опреснителя для рыбобазы «Восток» (см. § 17), рассчитанного на питание паром из отбора от турбогенератора, достаточно близки к оптимальным.

Аналогично можно подобрать наилучшие экономические характеристики для любого опреснителя.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ОПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

§ 20. РАСЧЕТ УТИЛИЗАЦИОННОГО ОПРЕСНИТЕЛЯ

Выбор основных параметров и конструктивных размеров. Как показывают испытания и опыт эксплуатации ряда конструкций опреснителей рассматриваемого типа на судах отечественного флота, достижимый в этих конструкциях тепловой поток, длительность работы между очистками от накипи, а также габаритные размеры и главным образом высота во многом определяются выбором таких параметров, как коэффициент подачи питательной воды, высота нагревательной батареи, давление вторичного пара и скорость его подъема, организация движения испаряемой воды. Остальные размеры находятся расчетом.

Основные мотивы, определяющие выбор важнейших характеристик опреснителя и, в частности, длины трубок нагревательной батареи или ее высоты H_6 , — необходимость получить возможно большее значение теплового потока $q_1 = d \lambda \Delta t_{ст.в}$ и стремление уменьшить отложения накипи.

Чем больше высота батареи, тем больше гидростатическая депрессия, возрастающая по мере углубления вакуума и снижающая эффективную разность температур между стенкой трубки и кипящей водой $\Delta t_{ст.в}$. Так, при давлении 0,06 ата повышение H_6 от 0,4 до 0,8 м приводит к увеличению гидростатической депрессии в средней части трубок на 4 град, что соответствует уменьшению $\Delta t_{ст.в}$ на 40—45%. Но наряду с этим при увеличении высоты батареи затрудняется всплывание паровых пузырьков и, следовательно, повышается среднее по высоте паросодержание кипящей воды в трубках, уменьшается толщина пристенного слоя воды и улучшается теплоотдача.

Совместным влиянием этих факторов обусловлено существование некоторого оптимального значения H_6 , при котором произведение $a_2 \Delta t_{ст.в}$ максимально.

Что касается условий образования накипи, то главными факторами, влияющими на этот процесс при весьма малых тем-

пературах и концентрациях рассола, характерных для глубоковакуумных испарителей, следует признать паросодержание смеси и время задержки рассола. Чем меньше обе эти величины, тем менее вероятно образование накипи.

Ввиду весьма большого удельного объема пара в глубоковакуумных вертикально-трубных испарителях можно ожидать возникновения кольцевого режима течения, при котором в центре трубки движется пар с отдельными каплями воды, а по стенкам увлекается водяная пленка.

При большой длине трубок и малых значениях коэффициента подачи это может привести к разрыву пленки и ее высыханию на отдельных участках верхней части трубок. Образование накипи в таких условиях неизбежно, что и подтверждается опытом работы опреснителей серии Д. Грубо говоря, при этих условиях пар выбрасывает почти всю воду из верхней части трубки. Именно поэтому для всех благополучно работающих опреснителей рассматриваемого типа характерна значительно меньшая высота батарей и большее число трубок, чем для опреснителей серии Д, и увеличенный коэффициент подачи питательной воды ($m=4 \div 5$).

Кроме того, высота трубок влияет и на интенсивность заброса рассола в паровое пространство, так как при длинных трубках их общее количество меньше и, следовательно, скорость пароводяной смеси на выходе из трубок больше. Установка отбойного щита над трубками уменьшает общее увлажнение пара, но не изменяет его зависимости от высоты трубок, так как за щитом основную часть влаги составляют мелкие транспортируемые капли, образующиеся при интенсивных ударах фонтанирующих струй об отбойный щит.

Методика назначения оптимальной высоты трубок с учетом указанных факторов еще не разработана. Однако, исходя из опыта эксплуатации ряда опреснителей, можно отметить, что к оптимальным наиболее близки значения, характерные для успешно эксплуатируемых и достаточно компактных опреснителей «Атлас». Они составляют 350, 450 и 500 мм для моделей АФГУ 2, 5 и 7 с производительностью 5—6, 21—25 и 42—50 т/сутки соответственно.

Заслуживает внимания и такая эксплуатационная особенность коротких трубок, как возможность ручной их очистки без разбора опреснителя. Для этого в корпусе предусматриваются лаз и съемный отбойный щиток.

Из других конструктивных отличий батарей, связанных с меньшей ее высотой, следует отметить соответственно меньшее число ходов греющей воды: оно не превышает четырех (в опреснителях серии Д число ходов доходит до восьми). Чем меньше число ходов, тем меньше доля бесполезных сопротивлений при повороте потока греющей воды и, следовательно,

больше скорость воды между трубками, достижимая при данном напоре циркуляционного насоса.

В новых батареях отсутствует центральный рециркуляционный канал, так что батарея является прямоточной. Это позволяет до минимума (0,5 ÷ 1 мин) сократить время задержки воды в батарее, благодаря чему распад бикарбонатов происходит лишь частично, и соответственно уменьшается вероятность отложения накипи. Этому же способствует повышенная скорость движения воды во входной части трубок, достигаемая за счет увеличенных значений коэффициента подачи. В рассматриваемых испарителях время задержки испаряемой воды — порядка одной минуты. Как видно из материалов § 7, увеличение времени задержки до двух минут более чем в полтора раза повысило бы карбонатную щелочность и соответственно количество образующейся накипи. И наоборот, сокращение времени задержки позволяет существенно уменьшить отложение накипи. В связи с этим при длительной эксплуатации средних по времени коэффициент теплопередачи оказывается более высоким, чем в батареях с рециркуляцией, где первоначальное его значение при чистых трубках может быть несколько большим благодаря малой высоте экономайзерного участка.

Другой фактор, способствующий сокращению времени задержки рассола, — количество питательной воды. Увеличением коэффициента подачи m (отношения количества питательной воды к производительности опреснителя) до 4—5 против обычного для вакуумных испарителей (2,5—3) удастся добиться пропорционального снижения времени задержки и соответственно уменьшения темпов образования накипи настолько, что становится возможной эксплуатация опреснителей без очистки в течение 5—6 тыс. ч.

Увеличение подачи питательной воды и снижение концентрации рассола также позволяет увеличить коэффициент теплоотдачи в экономайзерных и парообразующих участках трубок. Так, если для морской воды значения α_2 лишь на 28% меньше, чем для дистиллированной, то для рассола двойной концентрации эта разница составляет уже 36%. Поэтому улучшение теплопередачи за счет разбавления рассола дает значительный эффект, с избытком компенсирующий некоторое увеличение расхода тепла на опреснитель. Это увеличение расхода тепла на подогрев добавочной воды до температуры кипения составляет всего лишь 12—14 ккал/кг, т. е. не превышает 2%, что для утилизационного опреснителя никакого значения иметь не может.

Таким образом, при увеличении m от 2,5—3 до 4—5 можно добиться следующих результатов:

— уменьшения паросодержания в трубках и вероятности высыхания пленки воды;

- сокращения времени задержки рассола и степени распада бикарбонатов и соответственно замедления образования накипи;
- снижения солесодержания вторичного пара;
- увеличения коэффициента теплоотдачи.

В соответствии с этим для дальнейших расчетов принято $m=4$.

Температура вторичного пара t_2 принята равной 40°C . Основанием для этого служит условие получения минимальной суммарной поверхности испарителя и конденсатора, а следовательно, и наименьшей стоимости опреснителя.

Расчет

Исходные данные:

Тип — глубоковакуумный кипящий одноступенчатый вертикально-трубный (испаритель и конденсатор в общем корпусе).

Производительность $W_2=5$ т/сутки = 208 кг/ч.

Температура греющей воды на входе в испаритель $t_1' = 60^\circ\text{C}$.

Температура греющей воды на выходе из испарителя $t_2' = 52,5^\circ\text{C}$.

Концентрация солей в заборной воде $B_0 = 3,5\%$.

Солесодержание дистиллята $S = 20$ мг/л.

Температура заборной воды $t_{з.в} = 28^\circ\text{C}$.

Принимают:

1. Коэффициент подачи питательной воды в соответствии с приведенными выше данными $m=4$.

2. Температуру вторичного пара $t_2 = 40^\circ\text{C}$. Основанием служит условие получения минимальной суммарной поверхности испарителя и конденсатора. Из этого условия можно вывести следующее соотношение между коэффициентами теплопередачи в испарителе и конденсаторе $K_{\text{и}}$ и $K_{\text{к}}$ и температурными напорами $\Delta t_{\text{и}}$ и $\Delta t_{\text{к}}$:

$$\frac{\Delta t_{\text{и}}}{\Delta t_{\text{к}}} = \sqrt{\frac{K_{\text{к}}}{K_{\text{и}}}}; \quad \Delta t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{и}} = t_1^{\text{ср}} - t_{з.в}^{\text{ср}}$$

где $t_1^{\text{ср}} = 56,3^\circ\text{C}$ — средняя температура греющей воды в испарителе;

$t_{з.в}^{\text{ср}} \approx 31^\circ\text{C}$ — средняя температура заборной воды в конденсаторе.

Отсюда

$$\Delta t_{\text{к}} = \frac{t_1^{\text{ср}} - t_{з.в}^{\text{ср}}}{1 + \sqrt{\frac{K_{\text{к}}}{K_{\text{и}}}}} = \frac{56,3 - 31}{1 + \sqrt{2}} \approx 10,5 \text{ град},$$

а температура вторичного пара $t_2 = 31 + 10,5 = 41,5^\circ\text{C}$. Учитывая, однако, что вблизи минимума эта сумма изменяется незначительно, принимаем ради уменьшения накипеобразования расчетное значение $t_2 = 40^\circ\text{C}$.

Определяют по таблицам:

Давление вторичного пара

$$p_2 = 0,0752 \text{ ата.}$$

Теплоемкость питательной воды

$$c_{п.в} = 0,96 \text{ ккал/(кг·град).}$$

Теплоемкость греющей воды

$$c_1 = 1 \text{ ккал/(кг·град).}$$

Теплосодержание вторичного пара

$$i_2 = 614,7 \text{ ккал/кг.}$$

Теплосодержание дистиллята

$$q_2 = 40 \text{ ккал/кг.}$$

Удельный объем вторичного пара

$$v_2 = 19,55 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Порядок расчета

Количество продуваемого рассола

$$W_p = (m - 1) W_2 = (4 - 1) 208 = 624 \text{ кг/ч.}$$

Расход питательной воды

$$W_1 = m W_2 = 832 \text{ кг/ч.}$$

Количество тепла для подогрева и испарения питательной воды при условии, что она направляется в испаритель с температурой $t_{п.в} = 28^\circ \text{C}$,

$$Q = W_2 [r_2 + mc(t_2 - t_{п.в})] = 208 [574,7 + 4 \cdot 0,96(40 - 28)] = \\ = 127\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Расход греющей воды

$$W_{гр} = Q : [c_1(t'_1 - t''_1)] = 127\,000 : [1(60 - 52,5)] = 16,9 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Наружный диаметр трубок греющей батареи $d_n = 16 \text{ мм}$, внутренний $d_{вн} = 14 \text{ мм}$. Высота сечения для прохода греющей воды принята конструктивно в соответствии с диаметром трубопровода и ожидаемой скоростью воды между трубками $h = 60 \text{ мм}$, ширина $b = 83 \text{ мм}$. Скорость греющей воды в межтрубном пространстве

$$w = \frac{W_{гр}}{3600bh} = \frac{16,9}{3600 \cdot 0,083 \cdot 0,060} = 0,95 \text{ м/сек.}$$

Критерий Рейнольдса для греющей воды

$$Re = \frac{wd_n}{\nu} = \frac{0,95 \cdot 0,016 \cdot 10^6}{0,508} = 29\,900.$$

Критерий Прандтля для греющей воды при $t_1^{ср}$

$$Pr = 3,21 \text{ (по таблице).}$$

Критерий Нуссельта по формуле В. Н. Тимофеева для охлаждаемой жидкости

$$Nu = 0,0263 Re^{0,8} Pr^{0,35} = 0,0263 \cdot 29\,900^{0,8} \cdot 3,21^{0,35} = 167,5.$$

Коэффициент теплопроводности греющей воды

$$\lambda_b = 0,563 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град)} \text{ (по таблицам).}$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к трубке

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_b Nu}{d_n} = \frac{0,563 \cdot 167,5}{0,016} = 5900 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}.$$

Коэффициент теплопроводности металла трубок греющей батареи

$$\lambda_m = 330 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град)} \text{ (по таблицам).}$$

Средняя температура стенки трубки

$$t_{\text{ср}}^{\text{ст}} = 0,5 \left[\left(\frac{t_1' + t_1''}{2} \right) + \left(\frac{t_2 + t_{\text{п. в}}}{2} \right) \right] =$$

$$= 0,5 \left[\left(\frac{60 + 52,5}{2} \right) + \left(\frac{40 + 28}{2} \right) \right] = 45,13 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя разность температур стенки трубки и кипящего рассола

$$\Delta t = t_{\text{ср}}^{\text{ст}} - \frac{t_2 - t_{\text{п. в}}}{2} = 45,13 - 34 = 11,13 \text{ град.}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к кипящему рассолу по формуле М. А. Михеева

$$\alpha_2 = 22\rho^{0,58} \Delta t^{2,33} = 22 \cdot 0,0752^{0,58} \cdot 11,13^{2,33} = 1350 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}.$$

Средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t_F = \frac{(t_1' - t_{\text{п. в}}) - (t_1' - t_2)}{2,3 \lg \frac{t_1' - t_{\text{п. в}}}{t_1' - t_2}} = \frac{(52,6 - 28) - (60 - 40)}{2,3 \lg \frac{52,6 - 28}{60 - 40}} = 22,2 \text{ град.}$$

Коэффициент теплопередачи от греющей воды к рассолу определяют как для плоской стенки, так как $d_{\text{вн}}/d_{\text{вн}} < 1,5$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{l}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{5900} + \frac{0,001}{330} + \frac{1}{1350}} = 1090 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}.$$

Поверхность нагрева испарителя (греющей батареи)

$$F = \frac{Q}{\Delta t_F K} = \frac{127000}{22,2 \cdot 1090} = 5,25 \text{ м}^2.$$

С учетом запаса поверхности на образование накипи принимают

$$F = 6,5 \text{ м}^2.$$

Высоту греющей батареи конструктивно принимают

$$l = 0,36 \text{ м}.$$

Число трубок греющей батареи

$$z = \frac{F}{\pi d_{\text{вн}} l} = \frac{6,5}{3,14 \cdot 0,014 \cdot 0,36} = 380.$$

Из условия размещения этого количества трубок при треугольной их разбивке с шагом 22 мм получают необходимую площадь трубной доски 0,194 м² и соответствующий ей внутренний диаметр батареи 500 мм. Наружный диаметр по фланцу батареи принят 580 мм. В соответствии с этим, а также с учетом необходимости размещения отбойного щита над батареей принимают внутренний диаметр корпуса $D_{\text{вн}} = 0,8 \text{ м}$.

Отсюда напряжение зеркала испарения

$$R_F = \frac{4W_2 v_2}{\pi D_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 208 \cdot 19,55}{3,14 \cdot 0,8^2} = 8100 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Такое напряжение, предохраняющее скорость подъема пара над зеркалом 2,25 м/сек, позволяет получить солесодержание дистиллята менее 10 мг/л без дополнительных сепарационных устройств (см. § 13, табл. 13). Однако расстояние между зеркалом испарения и приемным отверстием конденсатора в этом случае должно быть не менее 600 мм. Поэтому назначаем высоту парового пространства $H=0,95$ м.

Наружный диаметр кожуха конденсатора $D_k=0,34$ м определен из расчета конденсатора

Отсюда напряженность парового объема

$$R_v = \frac{W_2 v_2}{H \pi D_{вн}^2 \frac{1}{4} - 0,785 D_k^2 D_{вн}}$$

$$= \frac{208 \cdot 19,55}{0,95 \cdot 3,14 \cdot 0,95^2 \cdot 0,25 - 0,785 \cdot 0,34^2 \cdot 0,8} = 9850 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{ч}).$$

Это значение меньше предельного [35—30 тыс. м/(м·ч)], допускаемого в побных опреснителях. Его увеличение потребовало бы для сохранения требуемой чистоты пара установить сепаратор, что привело бы к увеличению H . Поэтому в данном случае такое увеличение не оправдано.

Диаметр патрубка выхода рассола конструктивно принимают

$$d_p = 0,025 \text{ м.}$$

Скорость рассола в патрубке

$$w_p = \frac{W_p}{2825 d_p^2} = \frac{0,624}{2825 \cdot 0,025^2} = 0,357 \text{ м/сек.}$$

Расчет сопротивления в межтрубном пространстве греющей батареи

Число рядов трубок, пересекаемых потоком, $m=20$.

Число ходов греющей воды

$$n = H : h = 0,36 : 0,06 = 6.$$

Ширина живого сечения для прохода воды

$$a = 0,083 \text{ м.}$$

Скорость греющей воды в межтрубном пространстве

$$w = 0,95 \text{ м/сек.}$$

Удельный вес греющей воды (по таблицам)

$$\gamma_1 = 984 \text{ кг/м}^3.$$

Коэффициент динамической вязкости (по таблицам)

$$\mu = 51 \cdot 10^{-6} \text{ кг·сек/м}^2.$$

Функция числа Рейнольдса

$$f Re = 0,75 \left(\frac{aw\gamma_1}{\mu g} \right)^{-0,2} = 0,75 \left(\frac{0,068 \cdot 0,95 \cdot 984}{51 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} \right) = 0,122,$$

где g — ускорение силы тяжести

Потеря напора при движении вдоль перегородки

$$\Delta P_1 = \frac{4f Re m w^2 \gamma_1}{2g} = \frac{4 \cdot 0,122 \cdot 15 \cdot 0,95 \cdot 984 \cdot 6}{2 \cdot 9,81} = 2090 \text{ кг/м}^2.$$

Потеря напора при повороте на 180°

$$\Delta P_2 = 0,0815 \gamma_1 w^2 (n - 1) = 0,0815 \cdot 984 \cdot 0,95^2 \cdot 5 = 325 \text{ кг/м}^2.$$

Диаметры входного и выходного патрубков (принимают конструктивно)

$$d_{\text{п}} = d_{\text{вх}} = d_{\text{вых}} = 0,06 \text{ м.}$$

Скорость греющей воды в патрубках

$$w_{\text{в. п}} = \frac{W_2 \cdot 10^3}{2825 d_{\text{п}}^2 \gamma_1} = \frac{16,9^3 \cdot 10^3}{2825 \cdot 0,06^2 \cdot 984} = 1,69 \text{ м/сек.}$$

Потери во входном и выходном патрубках

$$\Delta P_3 = 2 \frac{w_{\text{в. п}}^2 \cdot \pi \gamma_1}{2g} = \frac{1,69^2 \cdot 984}{2 \cdot 9,81} \cdot 2 = 287 \text{ кг/м}^2.$$

Коэффициент неучтенных потерь (принимают)

$$\psi = 1,3.$$

Полное гидродинамическое сопротивление по греющей воде

$$\Delta P = (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3) \psi = (2090 + 325 + 287) \cdot 1,3 = 3520 \text{ кг/м}^2.$$

Расчет конденсатора

Исходные данные:

Количество пара, поступающего в конденсатор,

$$W_2 = 5 \text{ т/сутки} = 208 \text{ кг/ч.}$$

Давление пара, поступающего в конденсатор (из теплового расчета испарителя),

$$p_{\text{п}} = 0,0752 \text{ ата.}$$

Температура охлаждающей воды (принимают)

$$t_{\text{з. в}} = 28^\circ \text{С.}$$

Давление охлаждающей воды (принимают)

$$p_{\text{з. в}} = 4 \text{ ата.}$$

Коэффициент использования тепла в конденсаторе (принимают)

$$\eta = 0,98.$$

Число ходов воды в конденсаторе (принимают)

$$z = 4.$$

Кратность охлаждения (расход циркуляционной воды в кг на 1 кг конденсирующего пара) принимают

$$M = 80$$

Определяют по таблицам:

Теплоемкость заборной воды (см. прилож. II)

$$c_{\text{з. в}} = 0,93 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{град).}$$

Теплосодержание конденсата при давлении $p_{\text{п}}$ в конденсаторе

$$q_{\text{к}} = 40 \text{ ккал/кг.}$$

Теплоемкость конденсата

$$c_{\text{к}} = 1 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{град).}$$

Тепловой расчет

Количество тепла, отдаваемого паром при конденсации,

$$Q_{\text{п}} = W_2 (i_{\text{п}} - q_{\text{к}}) = 208 (614,7 - 40) = 120\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Расход охлаждающей воды

$$W_{\text{з. в.}} = MW_2 = 80 \cdot 208 = 16,65 \text{ т/ч.}$$

Принимают $W_{\text{з. в.}} = 17 \text{ т/ч.}$

Повышение температуры охлаждающей воды при конденсации пара

$$\Delta t_{\text{з. в.}} = \frac{Q_{\text{п}} \eta}{W_{\text{з. в.}} c_{\text{з. в.}}} = \frac{120\,000 \cdot 0,98}{17 \cdot 10^3 \cdot 0,93} = 7,4 \text{ град.}$$

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора

$$t_{\text{з. в. вых}} = t_{\text{з. в.}} + \Delta t_{\text{з. в.}} = 28 + 7,4 = 35,4^\circ \text{С.}$$

Средняя температура охлаждающей воды в конденсаторе

$$t_{\text{з. в. ср}} = 0,5 (t_{\text{з. в.}} + t_{\text{з. в. вых}}) = 0,5 (28 + 35,4) = 31,7^\circ \text{С.}$$

Сортамент охлаждающих трубок принимают

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{16}{14} \text{ мм.}$$

Средняя скорость воды по трубкам из латунных сплавов $w_{\text{в}} < 2,4 \text{ м/сек.}$

Принимают $w_{\text{в}} = 1,1 \text{ м/сек.}$

Для трубок из сплава 70% Cu + 30% Ni $w_{\text{в}} < 3 \text{ м/сек.}$; для трубок из титана $w_{\text{в}} > 3 \text{ м/сек.}$

Количество охлаждающих трубок

$$N = \frac{z W_{\text{з. в.}}}{0,554 w_{\text{в}}} = \frac{4 \cdot 16,65}{0,554 \cdot 1,1} = 110 \text{ трубок.}$$

Полезная длина трубки, равная длине парового корпуса конденсатора,

$$l_{\text{тр}} = 1,2 \text{ м.}$$

Шаг разбивки трубок по треугольнику $S \geq 24 \text{ мм.}$

Принимают $S = 30 \text{ мм} = 0,03 \text{ м.}$

Коэффициент заполнения трубной доски

$$\eta_{\text{тр}} \approx 0,6.$$

Наружный диаметр пучка трубок

$$D = 1,05 S \sqrt{\frac{N}{\eta_{\text{тр}}}} = 1,05 \cdot 0,03 \sqrt{\frac{110}{0,6}} = 0,43 \text{ м.}$$

Средняя скорость пара в конденсаторе

$$w_{\text{п}} = \frac{W_2 v_{\text{п}}}{3600 l_{\text{тр}} D \left(1 - \frac{d_1}{S} \sqrt{\eta_{\text{тр}}}\right)} = \frac{208 \cdot 19,55}{3600 \cdot 1,2 \cdot 0,43 \left(1 - \frac{0,016}{0,03} \sqrt{0,6}\right)} = 3,8 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент парового сопротивления конденсатора принимают [6]
 $\mu = 0,02$.

Паровое сопротивление конденсатора

$$\Delta p = \mu \frac{\omega_{\text{п}}^2}{v_{\text{п}}} = 0,02 \frac{3,8^2}{19,55} = 0,015 \text{ мм рт. ст.}$$

Температура насыщения, соответствующая давлению $p_{\text{отс}} = p_{\text{п}} - \Delta p$,

$$t_{\text{отс}} = 39,17^\circ \text{С.}$$

Средняя логарифмическая разность температур пара и воды в конденсаторе ($z \geq 2$, где z — число ходов воды в конденсаторе)

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{п}} &= \frac{(t_{\text{отс}} - t_{\text{з. в.}}) - (t_{\text{п}} - t_{\text{з. в. вых}})}{2,3 \lg \frac{t_{\text{отс}} - t_{\text{з. в.}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{з. в. вых}}}} = \\ &= \frac{(39,17 - 28) - (40 - 31,7)}{2,3 \lg \frac{39,17 - 28}{40 - 31,7}} = 8,95 \text{ град.} \end{aligned}$$

При $z = 1$

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{t_{\text{з. в. вых}} - t_{\text{з. в.}}}{2,3 \lg \left(\frac{1}{1 - 2,3 \frac{t_{\text{з. в. вых}} - t_{\text{з. в.}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{отс}}}} \right) \lg \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{з. в. вых}}}{t_{\text{отс}} - t_{\text{з. в.}}}}$$

При $p_{\text{п}} \geq 0,15 \text{ кг/см}^2$ и любых значениях z

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{t_{\text{з. в. вых}} - t_{\text{з. в.}}}{2,3 \lg \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{з. в.}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{з. в. вых}}}}$$

Коэффициент теплопередачи

$$\begin{aligned} K &= 794 \sqrt{\omega_{\text{в}}} \sqrt[4]{t_{\text{з. в. ср}} + 17,8} = \\ &= 794 \sqrt{1,1} \sqrt[4]{31,7 + 17,8} = 2210 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}. \end{aligned}$$

Необходимая поверхность конденсатора

$$F' = \frac{Q_{\text{п}}}{K \Delta t_{\text{п}}} = \frac{120\,000}{2210 \cdot 8,95} = 6,07 \text{ м}^2.$$

Фактическая поверхность F при размерах, принятых выше, незначительно превышает необходимую

$$F = \pi d t_{\text{р}} N = 3,14 \cdot 0,016 \cdot 1,2 \cdot 110 = 6,64 \text{ м}^2. \quad \text{т.е.}$$

При более значительном расхождении нужно изменить число труб, но если связанное с этим изменение скорости воды приведет к отклонению от допустимых величин, следует соответственно изменить число ходов воды.

§ 21. РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ИСПАРИТЕЛЯ КИПАЮЩЕГО ТИПА С ПАРОВЫМ ОБОГРЕВОМ

Исходные данные:

Производительность $W_2 = 2080$ кг/ч (50 т/сутки).

Давление и температура греющего пара

$$p_1 = 1,35 \text{ ата}; \quad t_{н1} = 108^\circ \text{ С (пар насыщенный)}.$$

Концентрация солей в заборной питательной воде и ее температура

$$B_0 = 3,5\%; \quad t_{3в} = 28^\circ \text{ С}.$$

Температура питательной воды

$$t_{п.в} = 32^\circ \text{ С}.$$

Принимают:

Конструктивный тип испарителя — моноблок с горизонтальной прямо трубной нагревательной батареей и горизонтальным конденсатором. Трубки батареи и конденсатора латунные диаметром 16/14 мм. Давление вторичного пара в испарителе по условиям предотвращения образования накипи и снижения удельного расхода пара

$$p_2 = 0,1 \text{ ата}.$$

Концентрацию солей в рассоле в испарителе

$$B = 5,25\%.$$

Температуру конденсата греющего пара

$$t_k = 60^\circ \text{ С}.$$

Предусматривается охлаждение конденсата в нижних трубках нагревательной батареи. Специальный охладитель отсутствует.

Коэффициент теплопроводности греющих трубок (латунных)

$$\lambda = 95 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}.$$

Определяют по таблицам:

Теллосодержание греющего пара

$$i_1 = 642 \text{ ккал/кг}.$$

Температуру насыщения вторичного пара

$$t_{н2} = 45,5^\circ \text{ С}.$$

Скрытую теплоту парообразования вторичного пара

$$r_2 = 571,5 \text{ ккал/кг}.$$

Удельный объем вторичного пара и его удельный вес

$$v_{п2} = 15,0 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad \gamma_2 = 0,0666 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность вторичного пара

$$\rho'' = 0,0068 \text{ (кг} \cdot \text{сек}^2\text{)/м}^4.$$

Удельный вес рассола при температуре $t_{п2}$

$$\gamma_p = 1030 \text{ кг/м}^3.$$

Коэффициент кинематической вязкости рассола

$$\nu_p = 0,64 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}.$$

Теплоемкость рассола

$$c_p = 0,93 \text{ ккал/кг}.$$

Коэффициент поверхностного натяжения рассола

$$\sigma = 7,1 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м.}$$

Скрытую теплоту парообразования греющего пара

$$r_1 = 533,5 \text{ ккал/кг.}$$

Удельный вес греющего пара при $p_1 = 1,35 \text{ ата}$

$$\gamma_{п1} = 0,77 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес конденсата греющего пара (при $t_n = 60^\circ \text{C}$)

$$\gamma_k = 997 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес питательной воды

$$\gamma_{п.в} = 1024 \text{ кг/м}^3.$$

Порядок расчета

Коэффициент подачи воды в испаритель

$$m = \frac{B}{B - B_0} = \frac{5,25}{5,25 - 3,50} = 3.$$

Температурная депрессия

$$\Delta t_{\text{кип}} = 0,64 \text{ град.}$$

Влияние гидростатического эффекта

Приинимают $H \approx 0,4 \text{ м}$ — высота столба воды в испарителе

$$\Delta t_{\text{гс}} = \frac{(273 + t_{\text{н2}}) v_{\text{н2}} H \gamma_p}{2 \cdot 427 r_2} = \frac{(273 + 45,5) \cdot 15 \cdot 0,4 \cdot 1030}{2 \cdot 427 \cdot 571,5} = 4,06 \text{ град.}$$

Заметим, что при вертикальном расположении трубок высота H , а отсюда и $\Delta t_{\text{гс}}$ были бы значительно большими, что резко ухудшило бы условия теплообмена.

Действительная температура кипения рассола

$$t'_{\text{кип}} = t_{\text{н2}} + \Delta t_{\text{кип}} + \Delta t_{\text{гс}} = 45,5 + 0,64 + 4,06 = 51,2^\circ \text{C.}$$

Расход тепла на получение 1 кг вторичного пара

$$q'_2 = r_2 + m (t'_{\text{кип}} - t_{\text{п.в}}) c_p = 571,5 + 3 (51,2 - 32) 0,93 = 625 \text{ ккал/кг.}$$

Расход тепла на получение заданной производительности

$$Q_2 = \varphi q'_2 W_2 = 1,01 \cdot 625 \cdot 2080 = 1,31 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч,}$$

где $\varphi \approx 1,01$ — коэффициент, учитывающий потерю тепла в окружающую среду.

Расход греющего пара

$$G = \frac{Q_2}{i_1 - i_k} = \frac{1,31 \cdot 10^6}{642 - 60} = 2200 \text{ кг/ч.}$$

Удельный расход пара $d = G : W_2 = 2260 : 2080 = 1,085 \text{ кг/кг.}$

Средняя температура стенки трубки

$$t_{ст} = \frac{t_{н1} + t'_{кнп}}{2} = \frac{108 + 51,2}{2} = 79,6^\circ \text{С.}$$

Разность температур стенки и кипящего рассола

$$\Delta t_2 = t_{ст} - t'_{кнп} = 79,6 - 51,2 = 28,4 \text{ град.}$$

Тепловая нагрузка на трубку со стороны наружного диаметра

$$q_2 = 39p_2^{0,5} \Delta t_2^{3,33} = 39 \cdot 0,1^{0,5} \cdot 28,4^{3,33} = 8500 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч).}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к рассолу

$$\alpha_2 = 3p_2^{0,15} q_2^{0,7} = 3 \cdot 0,1^{0,15} \cdot 8500^{0,7} = 5230 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град).}$$

Коэффициент E (характеристика теплового сопротивления пленки конденсата)

$$E = 11,6 - 0,032t_{н1} = 11,6 - 0,032 \cdot 108 = 8,1.$$

Длина греющих трубок (принимается с последующей проверкой)

$$L = 2,0 \text{ м.}$$

Тепловая нагрузка с внутренней стороны трубки

$$q_1 = q_2 \frac{d_{н}}{d_{вн}} = 85000 \cdot \frac{16}{14} = 97200 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч).}$$

Коэффициент теплоотдачи от греющего пара к стенке

$$\alpha_1 = 1,26E q_1^{0,5} L^{0,35} d_{вн}^{-0,25} = 1,26 \cdot 8,1 \cdot 97200^{0,5} \cdot 2,0^{0,35} \cdot 0,014^{-0,25} = \\ = 10460 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град).}$$

Коэффициент теплопередачи от греющего пара к рассолу при чистых трубках

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{10460} + \frac{0,001}{95} + \frac{1}{5230}} = 3370 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град),}$$

где

$$\delta = \frac{d_{н} - d_{вн}}{2} = \frac{0,016 - 0,014}{2} = 0,001 \text{ м.}$$

По современным мировым стандартам спецификационная, или паспортная, производительность испарителя в условиях накипеобразования должна сохраняться до конца 90-суточного периода его работы без очистки нагревательной батареи. В связи с этим требуемую поверхность батареи следует определять по коэффициенту теплопередачи K_n для трубок, покрытых накипью. Его величина находится из условия

$$\frac{1}{K_n} = \frac{1}{K_0} + \frac{\delta_n}{\lambda_n},$$

где δ_n — толщина слоя накипи, образующейся при нормальных условиях эксплуатации за 90 суток работы. По данным испытаний испарителей рассматриваемого типа на транспортном рефрижераторе «Карл Линней» при температуре и концентрации, принятой в настоящей задаче, за этот период $\delta_n = 0,6 \text{ мм}$;

λ_n — коэффициент теплопроводности накипи.

В соответствии с данными рис 29 $\lambda_{ж}$ может быть приближенно принят равным $0,85 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$.

При этих условиях

$$\frac{1}{K_{\text{н}}} = \frac{1}{3370} + \frac{0,0006}{0,85} = 0,00091 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}/\text{ккал},$$

$$K_{\text{н}} = 1100 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}).$$

Разность температур между греющим паром и кипящим рассолом

$$\Delta t = t_1 - t'_{\text{кип}} = 108 - 51,2 = 56,8 \text{ град.}$$

Необходимая поверхность батарей

$$F = \frac{Q}{K_{\text{н}} \Delta t} = \frac{1,31 \cdot 10^6}{1100 \cdot 56,8} = 20,9 \text{ м}^2.$$

Удельный паросъем

$$\frac{W_2}{F} = \frac{2080}{20,9} \approx 100 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Заметим, что полученные результаты достаточно хорошо совпадают с конструктивными характеристиками испарителя «Эврика» (см § 16), работающего при тех же условиях и обеспечивающего фактическую производительность $47 \text{ т}/\text{сутки}$ при $F=18,6 \text{ м}^2$, что свидетельствует о приемлемости принятой методики.

Число трубок нагревательной батареи

$$z = \frac{F}{\pi d_{\text{н}}^2} = \frac{20,9}{3,14 \cdot 2,0 \cdot 0,016} = 208.$$

Принимаем треугольную разбивку трубной доски с шагом $t=24 \text{ мм}$.
Площадь треугольной ячейки

$$f = 0,867 \frac{t^2}{2} = 0,867 \frac{2,4^2}{2} = 2 \text{ см}^2.$$

Площадь поперечного сечения трубного пучка

$$\Phi = 1,05zf = 1,05 \cdot 208 \cdot 2 = 437 \text{ см}^2.$$

Диаметр трубного пучка

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4\Phi}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 437}{3,14}} = 34,3 \text{ см.}$$

Диаметр корпуса нагревательной батареи

$$D_{\text{к}} = 1,2D_{\text{п}} = 1,2 \cdot 34,3 = 41,2 \text{ см.}$$

Расчет сепаратора.

Площадь поперечного сечения парового пространства испарителя принимают равной $1,4 \text{ м}^2$. Тогда скорость подъема пара над зеркалом испарения

$$\omega_{\text{п}} = \frac{W_2 v_{\text{п2}}}{3600 F_{\text{п}}} = \frac{2080 \cdot 15}{3600 \cdot 1,4} = 6,2 \text{ м}/\text{сек.}$$

Высоту парового пространства примем $H_{\text{п}}=1 \text{ м}$.

С учетом, однако, незначительного ее влияния на влажность при величине $H_{\text{п}} > 0,8 \text{ м}$ в последующий расчет подставляют $H_{\text{п}}=0,8 \text{ м}$.

По формуле (III-4) влажность пара на высоте H_n перед сепаратором составляет

$$\omega = 14,1 \cdot 10^{10} \frac{\omega_n^{2,76}}{H_n^{2,3}} \cdot \frac{\sqrt{2,2} (p)^{1,1}}{\sigma^{1,19}} =$$

$$= 14,1 \cdot 10^{10} \frac{6,2^{2,76}}{0,8^{2,3}} \cdot \frac{0,64^{2,2}}{10^{13,2}} \cdot \frac{6,8^{1,1}}{10^{3,3}} \cdot \frac{7,1^{1,1}}{10^{3,57}} = 1,5\%.$$

Сепаратор принимают с проволочной набивкой. Характеристики сепаратора указаны в § 14. Предельная скорость пара, допускаемая для данного сепаратора,

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{3,6}{\gamma_2}} = \sqrt{\frac{3,6}{0,0666}} = 7,45 \text{ м/сек.}$$

Скорость прохода пара через сепаратор ω должна быть меньше предельной. Примем ее 6 м/сек. Тогда необходимая площадь сепаратора

$$F_c = \frac{W_2 v_{2n}}{3600 \omega} = \frac{2080 \cdot 15}{3600 \cdot 6} = 1,45 \text{ м}^2.$$

Сопrotивление сепаратора при высоте слоя $l=0,1$ м

$$\Delta P = 124 f \frac{la \gamma_2 \omega^2}{\epsilon^2 g} = 124 \cdot 0,16 \frac{0,1 \cdot 36 \cdot 0,0666}{0,977^2} \cdot \frac{6^2}{9,81} = 190 \text{ мм вод. ст.,}$$

где $f=0,16$ — коэффициент трения при $Re > 1000$;
 $a=36 \text{ м}^2/\text{м}^3$ — относительная поверхность сетчатой набивки;
 $\epsilon=0,977$ — относительная пустотность сетки.

Отсюда давление за сепаратором

$$p_2' = p_2 - \Delta P = 0,1 - 0,019 = 0,081 \text{ ата.}$$

К. п. д. сепаратора

$$\log \left[\frac{1}{1-r} \right] = \frac{2,65}{\omega^{0,138}} = \frac{2,65}{6^{0,138}} = 2,07.$$

Отсюда $\eta=0,992$.

Влажность пара за сепаратором

$$\omega_{\text{вых}} = \omega (1 - \eta) = 1,5 (1 - 0,992) = 0,012\%.$$

Солесодержание вторичного пара и дистиллята

$$S_{\text{дист}} = S_p \frac{\omega_{\text{вых}}}{100} = 52 \cdot 500 \frac{0,012}{100} = 6,3 \text{ мг/л.}$$

Расчет конденсатора ничем не отличается от приведенного в предыдущем примере и потому здесь не повторяется.

§ 22. РАСЧЕТ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО АДИАБАТНОГО ОПРЕСНИТЕЛЯ

Исходные данные:

- Производительность $W_2=5$ т/ч.
- Удельный расход тепла $q=200$ ккал/кг.
- Давление греющего пара $p_1=3$ кг/см² (пар насыщенный)
- Температура заборной воды $t_{3в}=29,7^\circ \text{С.}$
- Солесодержание заборной воды $S_{3в}=35 \cdot 000$ мг/л

Схему движения испаряемой воды принимают проточную, так как число ступеней при заданном q сравнительно невелико. Температура испаряемой воды перед первой ступенью при условии применения противонакипных присадок (триполифосфат натрия) может быть принята $t_0 = 90^\circ \text{C}$.

Число ступеней, обеспечивающее минимальную стоимость при заданном q (см. рис. 94), равно 6. Однако с учетом того, что с увеличением числа ступеней увеличиваются по технологическим причинам и размеры испарителя, а также малой разницы в стоимости принимаем $z = 5$.

Порядок расчета

Полный нагрев заборной воды в опреснителе

$$\Delta T = t_0 - t_{з.в} = 90 - 29,7 = 60,3 \text{ град}$$

Средняя температура испаряемой воды и среднее значение скрытой теплоты парообразования

$$t_{\text{ср}} = 0,5 (t_0 + t_{з.в}) = 0,5 (90 + 29,7) = 59,85^\circ \text{C};$$

$$r_{\text{ср}} = 563,4 \text{ ккал/кг.}$$

Недогрев заборной воды в каждом конденсаторе (для обеспечения заданного q при $\varphi = 0,96$) из уравнения (1-6)

$$\Delta t = \frac{\Delta T}{z} \cdot \frac{\frac{\varphi q z}{r_{\text{ср}}} - 1}{1 + \frac{\varphi q}{r_{\text{ср}}}} = \frac{60,3}{5} \cdot \frac{\frac{0,96 \cdot 200 \cdot 5}{563,4} - 1}{1 + \frac{0,96 \cdot 200}{563,4}} = 6,3 \text{ град.}$$

С учетом температурной депрессии принимают $\Delta t = 5,8 \text{ град}$.

Нагрев заборной и охлаждение испаряемой воды в каждой ступени

$$\delta = \frac{\Delta T - \Delta t}{z + 1} = \frac{60,3 - 5,8}{5 + 1} = 9 \text{ град.}$$

Температура испаряемой воды по ступеням: $t_1 = t_0 - \delta = 90 - 9 = 81^\circ \text{C}$;

$$t_{II} = t_1 - \delta = 81 - 9 = 72^\circ \text{C}.$$

Аналогично $t_{III} = 63^\circ \text{C}$; $t_{IV} = 54^\circ \text{C}$; $t_V = 45^\circ \text{C}$.

Температура пара в ступенях с учетом температурной депрессии $0,5^\circ \text{C}$:

$$t_{\text{пI}} = 80,5^\circ \text{C}; t_{\text{пII}} = 71,5^\circ \text{C}; t_{\text{пIII}} = 62,5^\circ \text{C}; t_{\text{пIV}} = 53,5^\circ \text{C}; t_{\text{пV}} = 44,5^\circ \text{C}.$$

Давление пара в ступенях в соответствии с температурой: $p_I = 0,49 \text{ ата}$;

$$p_{II} = 0,34 \text{ кг/см}^2; p_{III} = 0,235 \text{ кг/см}^2; p_{IV} = 0,150 \text{ кг/см}^2; p_V = 0,095 \text{ кг/см}^2.$$

Температура охлаждающей воды на выходе из каждой ступени: $t_{вI} =$

$$t_{\text{пI}} - \Delta t = 80,5 - 5,8 = 74,7^\circ \text{C}; t_{\text{вII}} = t_{\text{пII}} - \Delta t = 71,5 - 5,8 = 65,7^\circ \text{C}.$$

Аналогично $t_{\text{вIII}} = 56,7^\circ \text{C}$; $t_{\text{вIV}} = 47,7^\circ \text{C}$; $t_{\text{вV}} = 38,7^\circ \text{C}$.

Коэффициент потерь тепла через изоляцию $\eta = 0,99$.

Расход заборной воды через опреснитель с учетом потерь тепла на вторичное испарение дистиллята в последующих ступенях и через изоляцию

$$W_{з.в} = \frac{W_2}{\varphi} \cdot \frac{r_{\text{ср}}}{c_{з.в} (t_0 - t_V)} = \frac{1}{0,96} \cdot 5000 \cdot \frac{563,4}{0,93 (90 - 45)} = 70 000 \text{ кг/ч.}$$

Количество вторичного пара, образующегося в ступенях,

$$D_I = \gamma W_{з.в} \cdot \frac{c_{з.в} (t_0 - t_1)}{r_1} = 0,99 \cdot 70 000 \cdot \frac{0,93 (90 - 81)}{550,7} = 1050 \text{ кг/ч.}$$

$$D_{II} = \eta (W_{с.в} - \Sigma D) \frac{c_{с.в} (t_I - t_{II})}{r_{II}} =$$

$$= 0,99 (70\,000 - 1050) \frac{0,93 (81 - 72)}{555,6} = 1030 \text{ кг/ч};$$

$$D_{III} = \eta (W_{с.в} - \Sigma D) \frac{c_{с.в} (t_{II} - t_{III})}{r_{III}} =$$

$$= 0,99 (70\,000 - 1050 - 1030) \frac{0,93 (72 - 63)}{561} = 1000 \text{ кг/ч};$$

$$D_{IV} = 0,99 (70\,000 - 1050 - 1030 - 1000) \frac{0,93 (63 - 54)}{566,2} = 980 \text{ кг/ч};$$

$$D_V = 0,99 (70\,000 - 1050 - 1030 - 1000 - 980) \frac{0,93 (54 - 45)}{571,6} = 960 \text{ кг/ч}.$$

Суммарная производительность всех ступеней

$$W_2 = \Sigma D_{II} = 5020 \text{ кг/ч}.$$

Расчет конденсаторов

Конденсатор первой ступени

Тепловая нагрузка

$$Q_I = D_I r_I = 1050 \cdot 550,7 = 579\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t_{cp}^I = \frac{9}{2,3 \log \frac{t_{nI} - t_{вII}}{t_{nI} - t_{вI}}} = \frac{9}{2,3 \log \frac{80,5 - 65,7}{80,5 - 74,7}} = 9,62 \text{ град.}$$

Средняя температура охлаждающей воды в конденсаторе

$$t_{в. cp} = \frac{t_{вI} + t_{вII}}{2} = \frac{165,7 + 74,7}{2} = 70,2^\circ \text{C}.$$

Скорость охлаждающей воды в трубках принимаем

$$w_b = 1,95 \text{ м/сек}.$$

Коэффициент теплопередачи для чистых латунных трубок диаметром $d = 19 \text{ мм}$

$$K' = 935 \sqrt{w_b} \sqrt[4]{t_{в. cp} + 17,8} =$$

$$= 935 \sqrt{1,95} \sqrt[4]{70,2 + 17,8} = 4100 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}.$$

С учетом загрязнения трубок накипью и повышенного содержания газов в конденсаторе

$$K_I = 0,7 K' = 0,7 \cdot 4100 = 2870 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}.$$

Необходимая поверхность трубок конденсатора

$$F_I = \frac{Q_I}{K_I \Delta t_{cp}^I} = \frac{579\,000}{2870 \cdot 9,62} = 21,4 \text{ м}^2.$$

Конденсатор пятой ступени

Тепловая нагрузка

$$Q_V = D_V r_V + c^0 (D_I + D_{II} + D_{III} + D_{IV}) = \\ = 955 \cdot 571,6 + 1,9 (1050 + 1030 + 1000 + 980) = 584,6 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч.}$$

Средняя логарифмическая разность температур по аналогии с первой ступенью

$$\Delta t_{cp} = 9,62 \text{ град.}$$

Средняя температура охлаждающей воды в трубках

$$t_{в, cp} = 0,5 (t_{з, в} + t_{з, в}^V) = 0,5 (29,7 + 38,7) = 34,2^\circ \text{ C.}$$

Скорость воды в трубках

$$w_B = 1,95 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент теплопередачи для чистых трубок

$$K' = 935 \sqrt{w_B} \sqrt[4]{t_{в, cp} + 17,8} = \\ = 935 \sqrt{1,95} \sqrt[4]{34,2 + 17,8} = 3540 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град).}$$

Ввиду меньшей температуры воды в пятой ступени и менее интенсивного образования накипи коэффициент загрязнения может быть принят 0,75. Тогда с учетом загрязнения

$$K_V = 0,75 K' = 0,75 \cdot 3540 = 2830 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град).}$$

Необходимая поверхность трубок

$$F_V = \frac{Q_V}{K_V \Delta t_{cp}} = \frac{584600}{2830 \cdot 9,62} = 21,4 \text{ м}^2.$$

Поскольку расчетные поверхности конденсаторов в первой и последней ступенях различаются незначительно, фактическую поверхность для всех ступеней принимают одинаковой и равной 22 м².

Число ходов воды из условия размещения всех перепускных трубок на одной стороне должно быть четным. В опреснителях производительностью 5—10 т/ч оно бывает либо 2, либо 4. При малом числе ходов конденсаторы получаются длинными и относительно узкими. В соответствии с этим узкими должны быть и камеры испарения, что затрудняет монтаж внутрикамерных устройств и усложняет технологию постройки испарителя. Поэтому двухходовые конденсаторы применяются лишь при производительности каждой ступени около 2 т/ч и выше, когда абсолютная ширина камер не менее 500 мм.

В нашем примере, как показывают прикидочные расчеты, приемлемое соотношение между длиной трубок и шириной камеры достигается при четырех ходах. Отсюда число трубок в каждом ходе, необходимое для пропуска охлаждающей воды,

$$z = \frac{4w}{\gamma \pi d_{вн}^2 c_p} = \frac{4 \cdot 70000}{1020 \cdot 3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 1,95 \cdot 3600} = 48.$$

Расчетная длина трубок

$$l = \frac{F}{nz \pi d_{вн}} = \frac{22}{4 \cdot 48 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 2,28 \text{ м.}$$

Для обеспечения достаточно малой ширины ступени принимают форму пучка трубок прямоугольную с вертикальным расположением большей сто-

роны. Приняв шаг трубок $t \approx 1,5d$ (28 мм) и число трубок в горизонтальных рядах 12, получают ширину пучка 340 мм.

Высота пучка с треугольной решеткой, при четырех рядах в каждом ходе и просвете между ходами по 20 мм, будет равна 515 мм. Ширина прохода между стенкой камеры и корпусом конденсатора составляет 200 мм. В этом случае ширина камеры будет равна 540 мм. Изготовление камеры при такой ширине не представляет технологических затруднений.

Приняв размеры камер испарения во всех ступенях одинаковыми, получают длину корпуса опреснителя

$$L = 1,05 \cdot 5b = 1,05 \cdot 5 \cdot 540 = 2670 \text{ мм.}$$

Высота камер определится из условия

$$H = h_{\text{в}} + h_{\text{п}} + h_{\text{с}} + h_{\text{к}} + h_{\text{пр}} = 0,1 + 0,8 + 0,1 + 0,72 + 0,1 = 1,82 \text{ м,}$$

где $h_{\text{в}} = 0,1 \text{ м}$ — высота слоя воды в камере;
 $h_{\text{п}} = 0,8 \text{ м}$ — высота парового пространства до сепаратора;
 $h_{\text{с}} = 0,1 \text{ м}$ — высота сепаратора (ввиду сравнительно малой скорости подъема пара сепаратор может быть принят горизонтальный);
 $h_{\text{к}} = 0,72 \text{ м}$ — высота трубного пучка конденсатора и расположенного под ним сборника дистиллята;
 $h_{\text{пр}} = 0,1 \text{ м}$ — высота парового канала, подводящего пар к трубиному пучку.

Общая высота агрегата с учетом пространства под корпусом для размещения насосов и перепускных труб около 0,68 м составляет 2,5 м.

Площадь поперечного сечения камеры

$$F_{\text{к}} = 0,54 \cdot 2,28 = 1,23 \text{ м}^2.$$

Скорость подъема пара в камере пятой ступени:

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D_{\text{в}} v_{\text{в}}}{3600 F_{\text{к}}} = \frac{960 \cdot 15,85}{3600 \cdot 1,23} = 3,44 \text{ м/сек.}$$

Как можно судить по выполненным конструкциям, скорость пара в них достигает 6—8 м/сек, так что величина, полученная в данном расчете, не создает опасности повышенного уноса и вполне допустима.

Расчет подогревателя здесь не приведен, так как он аналогичен расчету конденсатора. При определении расхода тепла и пара на подогреватель следует предварительно определить нагрев воды в конденсаторе эжектора (если эжектор пароструйный).

Обычно расход пара на эжектор не превышает 200—250 кг/ч.

Если применен водоструйный эжектор или вакуумный насос, то расход тепла на подогреватель определится просто

$$Q = \frac{1}{\eta} W c_{\text{в}} (t_0 - t_{1\text{в}}) = \frac{1}{0,99} 70\,000 \cdot 0,93 (90 - 74,7) = 1 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч.}$$

Удельный расход тепла (уточненный)

$$q = \frac{Q}{\Sigma D_{\text{п}}} = \frac{1 \cdot 10^6}{5020} = 199 \text{ ккал/кг.}$$

Энтальпия греющего пара $i_1 = 650,7 \text{ ккал/кг.}$

Энтальпия конденсата на выходе $i_{\text{к}} = 110 \text{ ккал/кг.}$

Расход пара на подогреватель

$$G = \frac{Q}{i_1 - i_{\text{к}}} = \frac{1 \cdot 10^6}{650,7 - 105} = 1840 \text{ кг/ч.}$$

Удельный расход греющего пара

$$g = \frac{W_2 G}{\Sigma D_n} = \frac{1840}{5020} = 0,366 \text{ кг/кг.}$$

Некоторого снижения удельного расхода пара можно достигнуть более глубоким охлаждением конденсата (до 90—85° С) в дополнительной секции подогревателя или специальном охладителе, включенном перед подогревателем.

Приложение I

Перевод используемых единиц измерения в единицы измерения по системе СИ

Величина	Единицы измерения	Размер единицы в системе СИ
Сила	кГ	9,80665
	ат (ата) или кГ/см ²	$\frac{98066,5 \text{ н/м}^2}{9,80665 \text{ н/м}^2}$
	кГ/м ² или мм вод. ст. мм рт. ст.	
Удельный вес	кг/м ³	133,332 н/м ²
Работа, энергия	кГ·м	9,80665 н/м ²
Количество теплоты	ккал	4186,8 дж
Мощность	л. с.	735,449 вт
Тепловой поток	ккал/ч	1,163 вт
Теплосодержание (энтальпия)	ккал/кг	4186,8 дж/кг
Удельная теплоемкость	ккал/кг·град	4186,8 дж/(кг·град)
Удельная тепловая нагрузка	ккал/(м ² ·ч)	1,163 вт/м ²
Коэффициент теплопроводности	ккал/(м ² ·ч·град)	1,163 вт/м ² ·град
Коэффициент теплопередачи	ккал/(м ² ·ч·град)	1,163 вт/м ² ·град
Динамическая вязкость	кг·сек/м ²	9,80665 н·сек/м ²

Приложение II

Некоторые теплофизические характеристики водяного пара, дистиллированной и морской воды

Поверхностное натяжение воды

t, °С	0	10	20	30	40	50	60	70
$\sigma \cdot 10^4$, кГ/м	77,1	75,6	74,1	72,6	71,0	69,1	67,5	65,6
t, °С	80	90	100	110	120	130	140	150
$\sigma \cdot 10^4$, кГ/м	63,8	61,9	60,0	58,0	55,9	53,9	51,7	49,6

Теплоемкость морской воды в зависимости от солености и температуры (при атмосферном давлении)

t, °C	Соленость, °Бр				
	0	1000	2000	3000	4000
0	1,005	0,973	0,956	0,944	0,930
5	1,003	0,971	0,954	0,942	0,928
10	1,002	0,970	0,952	0,940	0,927
15	1,000	0,968	0,951	0,938	0,926
20	0,999	0,967	0,950	0,938	0,925
25	0,998	0,967	0,949	0,937	0,924
30	0,998	0,966	0,949	0,937	0,923

Значение коэффициентов температуропроводности, плотности, кинематической вязкости и критерия Прандтля для морской воды в зависимости от ее температуры (3000° Бр, $C = 0,94$ ккал/(кг·град), $\gamma = 1025$ кг/м³)

t, °C	$\psi \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	$\rho, \text{кг-сек}^2/\text{м}^4$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$\nu \cdot 10^3, \text{м}^2/\text{ч}$	Pr
5	4,785	104,48	1,517	5,461	11,413
10	4,857		1,316	4,738	9,754
15	4,930		1,148	4,133	8,383
20	5,002		1,019	3,668	7,383
25	5,065		0,9093	3,273	6,462
30	5,138		0,8183	2,946	5,734
35	5,210		0,7561	2,722	5,224

Значение коэффициентов вязкости и теплопроводности морской воды в зависимости от солености и температуры

t, °C	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^3, \text{кг-сек}/\text{м}^2$			Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч})$			
	Соленость, °Бр						
	1000	2000	3000	1000	2000	3000	3500
0	184,0	185,0	186,0	0,465	0,457	0,454	0,453
5	156,0	157,5	158,5	0,471	0,464	0,461	0,460
10	134,7	136,0	137,5	0,477	0,471	0,468	0,467
15	117,5	118,8	120,0	0,484	0,478	0,475	0,474
20	104,0	105,2	106,5	0,490	0,484	0,482	0,480
25	92,4	93,5	95,0	0,497	0,491	0,488	0,487
30	83,2	84,5	85,5	0,503	0,498	0,495	0,494
35	76,9	78,0	79,0	0,510	0,505	0,502	0,501

Повышение температуры кипения морской воды
в зависимости от концентрации солей в ней

Концентрация солей в морской воде и ее рассолах, %	Температура кипения при соответствующем давлении, °С					
	25	50	75	100	125	150
	повышение температуры кипения					
1	0,08	0,09	0,095	0,10	0,11	0,12
2	0,15	0,17	0,19	0,20	0,22	0,23
3	0,25	0,28	0,30	0,32	0,35	0,37
4	0,35	0,39	0,41	0,43	0,47	0,50
5	0,45	0,50	0,54	0,58	0,62	0,67
6	0,56	0,62	0,67	0,72	0,77	0,82
7	0,68	0,75	0,80	0,87	0,94	1,00
8	0,80	0,88	0,96	1,04	1,12	1,20
9	0,93	1,04	1,14	1,23	1,33	1,43
10	1,07	1,19	1,32	1,45	1,57	1,68

Приложение III

Удельный вес и солесодержание в различных бассейнах

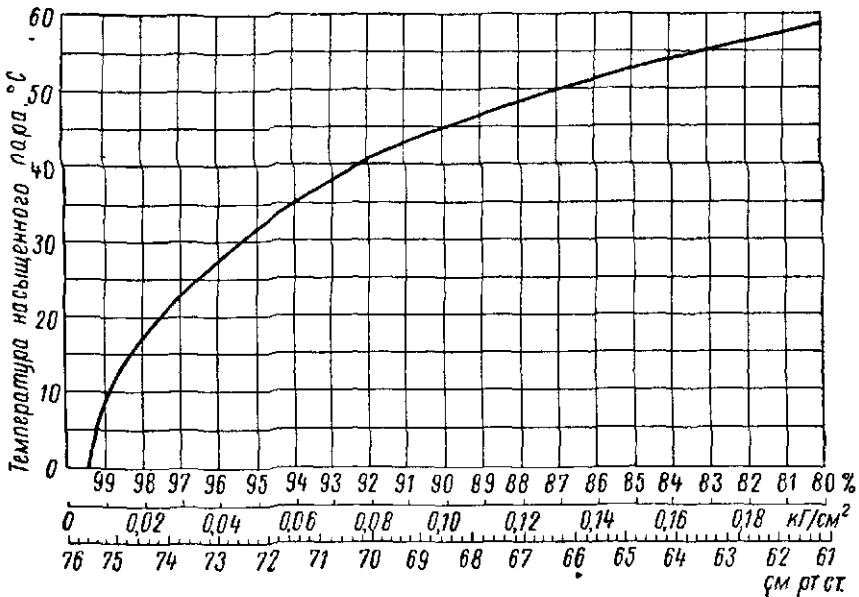
Бассейн	Удельный вес, т/м ³	Солесодержание, %
Белое море:		
в горле		3,3
в средней части	1,019 ÷ 1,021	2,5 ÷ 2,6
в Двинском заливе		0,1
Балтийское море:		
в Ботническом заливе		0,2 ÷ 0,5
в Финском заливе	1 ÷ 1,006	0,2 ÷ 0,4
Гогланд и Алаидские острова	1,01 ÷ 1,016	0,6 ÷ 0,67
в проливе Бельт	1,01 ÷ 1,016	1 ÷ 2,2
Черное море:		
северо-западная часть	1,015 ÷ 1,018	1,7
средняя и южная часть	1,015 ÷ 1,018	1,85
Каспийское море:		
в середине	—	1 ÷ 1,5
вдоль берега	—	1 ÷ 1
Мраморное море:		
у Босфора	—	2 ÷ 2,1
у Дарданелл	—	2,4 ÷ 2,5
Азовское море	—	0,93 ÷ 1,2
Средиземное море	—	До 4,1°
Красное море	—	До 4,1
Японское море	—	3,4
Немецкое море	—	3,4
Северный Ледовитый океан	1,024 ÷ 1,025	3,5
Атлантический океан	1,025 ÷ 1,027	3,5 ÷ 3,79
Индийский океан	1,025 ÷ 1,032	3,2 ÷ 3,75
Тихий океан	1,025 ÷ 1,032	3,4 ÷ 3,69

Физико-технические константы изоляции

Материал	Объемный вес, кг/м ³	Формула коэффициента теплопроводности λ , ккал/(м·ч·град)	Значения λ при темпера- туре $t_{\text{ср}}^*$		Темпера- тура устойчи- вости, °C
			$t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	λ , ккал/(м·ч·град)	
Ньювель	В порошке 200 В изделии 350	$\lambda = 0,0695 + 0,000083 t_{\text{ср}}$	100 200	0,078 0,086	330
Асбестовый картон	500	$\lambda = 0,135 + 0,00012 t_{\text{ср}}$	50 100 150 200	0,142 0,147 0,153 0,159	До 400
Асбестовый матрац с набив- кой ньювеля	При толщине 25 мм 340 При толщине 50 мм 290	$\lambda = 0,088 + 0,00079 t_{\text{ср}}$	100 200	0,167 0,246	До 370
Стекланный войлок	120	$\lambda = 0,035 + 0,00035 t_{\text{ср}}$	100 200	0,07 0,105	До 450
Гофрированный термаль	115	$\lambda = 0,051 (1 + 0,0043 t_{\text{ср}})$	100 200	0,073 0,095	До 450
Гладкий термаль, уложенный слоями (не менее пяти слоев)	115	$\lambda = 0,046 (1 + 0,004 t_{\text{ср}})$	100 200	0,064 0,082	До 450

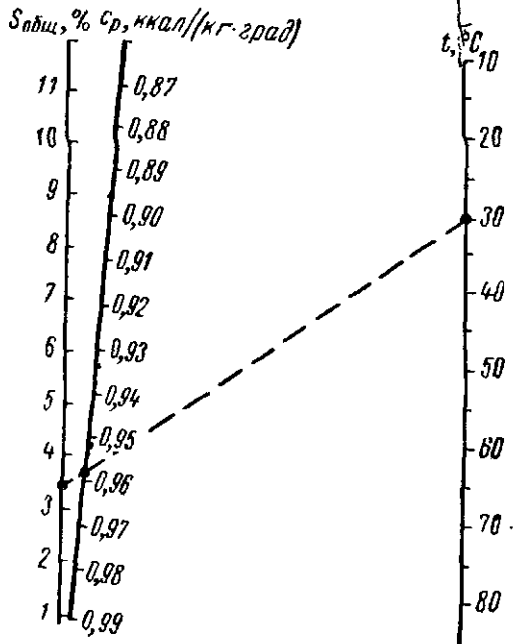
* $t_{\text{ср}}$ — средняя арифметическая между температурами теплоносителя и наружной поверхности изоляции.

Температура насыщенного водяного пара в зависимости от вакуума или давления в испарителе



Приложение VI

Номограмма для определения теплоемкости морской воды и ее производных при различных температурах



ЛИТЕРАТУРА

1. Алёкин О. А. Химия океана. Л., Гидрометеоиздат, 1966.
2. Апельцин И. Э., Клячко В. А. Опреснение воды. М., Стройиздат, 1968
3. Анатолиев Ф. А. Теплообменные аппараты судовых паросиловых установок. Л., Судпромгиз, 1963.
4. Астратов Н. А. Опреснение и деаэрация воды на судах. Л., «Судостроение», 1966
5. Афанасьев К. А. Метод определения оптимальных теплообменных поверхностей одноступенчатой опреснительной установки.—Инф. сборник ЦНИИМФ, 1965, № 38.
6. Берман С. С. Расчет теплообменных аппаратов турбоустановок. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962.
7. Бузник В. М. Теплопередача в судовых энергетических установках. Л., «Судостроение», 1967.
8. Бондарчук Л. Д. Расходы электроэнергии, пресной и соленой воды на бытовые нужды судна.—Инф. сборник ЦНИИМФ, 1967, № 51.
9. Гребер Г. и др. Основы учения о теплообмене. М., ИЛ, 1958.
10. Гончаренко Г. К., Жуков В. А. Теплообмен при движении двухфазного потока в вертикальной трубе.—Известия вузов. Химия и химическая технология. 1963, т. 6, № 6, 1964, т. 7, № 2.
11. Гухман А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло-массообмена М., «Высшая школа», 1967.
12. Ермилов В. Г. Судовые конденсационные установки и теплообменные аппараты. М., «Морской транспорт», 1958
13. Зайцев Д. В. Опреснение воды. М., Стройиздат, 1948.
14. Зингер Н. М., Соколов Е. Я. Струйные аппараты. М., ГЭИ. 1965.
15. Захаров Г. П. Типовое счетно-решающее устройство для управления некоторыми судовыми объектами—Известия вузов, Электротехника, 1965
16. Каишев Р. О. О некоторых вопросах молекулярно-кинетической теории образования и роста кристаллов.—Сборник «Рост кристаллов». М., АН СССР, т. III, 1961.
17. Клячко В. А., Апельцин И. Э. Подготовка воды для промышленного и городского водоснабжения. М., Госстройиздат, 1962.
18. Клячко В. А., Кастаньский А. А. Очистка воды для промышленного водоснабжения М., Госстройиздат, 1960.
19. Кичигин М. А., Костенко Г. Я. Теплообменные аппараты и выпарные установки. М.—Л., Госэнергоиздат, 1955.
20. Кичигин М. А. Вопросы рационализации теплового хозяйства промышленных предприятий. Киев, Гостехиздат, 1953.
21. Коваленко В. Ф. Опытное исследование влияния вибрации на теплоотдачу при кипении.—«Теплоэнерготехника», 1958, № 2.
22. Коваленко В. Ф. Некоторые данные по исследованию теплоотдачи при кипении водных растворов хлористого натрия и морской воды ОВИМУ. Научные труды, вып. 2. М., «Морской транспорт», 1956.
23. Коваленко В. Ф., Лукин Г. Я., Рогалев Б. М. Водоопреснительные установки морских судов. М., «Транспорт», 1964.
24. Коваленко В. Ф. Способ очистки греющей батареи опреснителя от накипи продувкой ее внутренних поверхностей холодным конденсатом.—Авторское свидетельство № 171288. Бюллетень изобретений и товарных знаков, № 10, 1965.
25. Коваленко В. Ф. Способ увеличения производительности опреснителей введением в нагреваемый рассол воздуха.—Авторское свидетельство № 176505. Бюллетень изобретений и товарных знаков, № 22, 1965.
26. Коваленко В. Ф. Термическое опреснение морской воды. М., «Транспорт», 1966.

27. Коваленко В. Ф., Федоренко В. М., Жидков И. А., Чумаченко К. Г. Гидродинамика, теплообмен и интенсификация работы глубоковакуумного испарителя.— «Судостроение», 1968, № 2.
28. Колодин М. В., Дыхно А. Ю. Современные методы опреснения воды. Ашхабад, АН СССР, Институт пустынь, 1967.
29. Козлов Б. М., Мологин М. А. О скорости подъема и гидравлическом сопротивлении газовоздушных пузырей жидкости. АН СССР, ОТН, 1951, № 3.
30. Козловский М. И. Кристаллография. М., Гостехиздат, 1962.
31. Колач Т. А., Радун Д. В. Выпарные станции. М., Машгиз, 1963.
32. Кот А. А. Водоподготовка и водный режим атомных электростанций. М., Атомиздат, 1964.
33. Кружили Г. Н. Теплоотдача от поверхности нагрева в кипящей однокомпонентной жидкости при свободной конвекции.— Известия АН СССР, ОТН, 1947, № 7, 1948, № 7, 1949, № 5.
34. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М.—Л., Машгиз, 1957, 1962.
35. Кутателадзе С. С., Стыркович М. А. Гидравлика газожидкостных систем. М.—Л., Госэнергоиздат, 1958.
36. Кутателадзе С. С. (редактор). Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
37. Левич В. Г. Физико-химическая гидродинамика. М., Физматгиз, 1959.
38. Лукин Г. Я. Об экономической эффективности опреснения морской воды на судах.— «Морской флот», 1962, № 3.
39. Лукин Г. Я. О нормах расхода воды и выборе производительности опреснителей.— «Судостроение», 1966, № 12.
40. Петровский Ю. Б., Фастовский В. Г. Современные эффективные теплообменники. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962.
41. Мак-Адамс В. Т. Теплопередача. Пер. с англ. М., Металлургия, 1961.
42. Мальцев Е. Д. Опреснение соленых вод. М., Атомиздат, 1965.
43. Макинский И. З. Перспективы использования высокоминерализованных вод для выработки пресной воды на тепловых электростанциях.— Сборник «Обессоливание и опреснение соленых и солоноватых вод», М., 1960.
44. Макинский И. З., Симонов П. П. К вопросу зависимости скорости подъема пузырьков пара и воздуха от соледержания жидкости.— Известия вузов. Нефть и газ. 1959, № 3.
45. Максимова Г. А. Метод совместного определения коэффициентов переноса тепла и влаги табака.— Труды Московского технологического института пищевой промышленности. «Тепло-массообмен в пищевых продуктах», МВО СССР, вып. VI, 1956.
46. Маргулова Т. Х. (редактор). Водный режим тепловых электростанций. М., ГЭИ, 1965.
47. Миркис И. М. Исследование стимуляторов капельной конденсации.— Сборник «Опреснение соленых вод». М., ЦБНТИ, 1966.
48. Опреснение соленых вод. Материалы 137-й национальной конференции Американского химического общества. М., ИЛ, 1963.
49. Сорокин А. Ф., Колач Т. А. Влияние некоторых факторов на теплоотдачу при кипении жидкостей в трубах.— Труды МЭИ, вып. 24, Госэнергоиздат, 1956.
50. Семека В. А. Тепловой расчет судовых паротурбинных установок. М., «Транспорт», 1965.
51. Слесаренко В. Н. Исследование процесса теплопередачи при кипении морской воды в судовых испарительных установках.— Всесоюзная конференция по теплообмену и гидравлическому сопротивлению. Секция I, Тезисы докладов, 1964.
52. Стриж К. А. Корабельные вспомогательные механизмы, ч. 4. Водоопреснительные установки. Военмориздат, 1939.

- 53 Сыромятников В Ф Автоматическое регулирование судовых паротрубных установок Л, «Судостроение», 1965
- 54 Толубинский В И, Ямпольский Н. Г Об эффективности применения воздуха для интенсификации теплопередачи в промышленных вакуумных испарителях.— Труды ТЭИАН ССР, вып. 7, 1952.
- 55 Толубинский В И К теории теплообмена при кипении.— Известия вузов Энергетика, 1959, № 1
- 56 Хоблер Тадеуш Теплопередача и теплообменники Л, ИЛ, 1961.
57. Френкель Я. И. Кинетическая теория жидкостей М.—Л., АН СССР, 1945
58. Цыганков А С Судовые водоопреснительные установки. Л., Судпромгиз, 1951.
- 59 Хлопова А Н, Кузнецов В. Г. Рентгенографический качественный фазовый анализ котельных накипей. АН СССР Институт общей и неорганической химии М, 1952.
- 60 Невструева Е И, Романовский И. М К вопросу о механизме накипеобразования при кипении —ИФЖ, 1967, т. XIII, № 5.
- 61 Чернобыльский И. И Некоторые пути интенсификации работы теплообменников — Юбилейный сборник КПИ, 1948
- 62 Шкроб М С, Прохоров Ф. Г Водоподготовка и водный режим паротрубных электростанций. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
63. Шулейкин В. В. Физика моря М.—Л., Академиздат, 1953.
- 64 Эккерт Э П, Дрейк Р М Теория тепло- и массообмена Пер. с англ Госэнергоиздат, 1961
- 65 Якоб М Вопросы теплопередачи Пер с англ М, ИЛ, 1960.
- 66 Виаписси G La conversione dell'acqua ad acqua dolce e demineralizzate Aspetti chimico-fisici — „Thermotechnica“, 1962, 16, № 8.
- 67 Hillier H Scale Formation in Sea Water Distilling Plants and its Prevention.— „The Institute of Mech Engineers Proceedings“, 1952, series B, № 7.
- 68 Hasson D Rate of decrease of Heat Transfer Due to Scale Deposition— Süßwasser Aus dem Meer. Dechema Monographien, 1962, Band 47, № 781—804
- 69 Elliott D Sea Water Purification— “Second Pacific Area Meeting Papers”. Symposium on Industrial Water. ASTM Special Publication, № 207.
- 70 Langelier W. F. Scale Control in Sea Water Distillation Equipment — “Industrial and Engineering Chemistry”, 1950, jan
- 71 Peaver R. G Distillation for Marine Purposes — “Institute of Marine Engineers Transactions”, 1960, v 72, № 9.
72. Sarek D. Verdampfungsvorgang und Wärmeübergang in Verdampfungsapparaten — “VDJ Zeitschrift”, 1939, № 18
73. Verhoor, Stemerding S Heat Transfer in Two—Phase Flow — “Proceedings of the General Discussion on Heat Transfer”, 1951, № 2
- 74 Gillam W, Sherman Division of Research „Saline Water Conversion Report for 1961“ Washington, D. C. OSW, US Department of Interior, 1962
- 75 Symposium of American Chemical Society 1961/62. “Advances in Chemistry Series”, 1963, № 38.
- 76 Reed M. Heat Transfer and Vapour Purification in Low—Pressure Distillation Plants — “The Institute of Mechanical Engineers Proceedings”, 1963—1964, v 78, № 4.
- 77 Reed M Fresh Water From the Sea.— “The South African Mechanical Engineer” May 1966, v. 15, № 10.
78. Standiford F., Sinek J Stop scale in sea water evaporators — “Chemical Engineering Progress”, January 1961
79. Butcher D B The effects of brine side variables on the performance of the sea water evaporators Süßwasser aus dem Meer. Dechema Monographien, Band 47, № 781—804.

ОГЛАВЛЕНИЕ

От авторов	3
Глава I. Теория работы и типы опреснительных установок	4
§ 1. Состав и свойства морской воды. Методы опреснения	—
§ 2. Типы испарителей и краткий очерк их развития	15
Кипящие испарители	—
Адиабатные опреснители	21
Пленочные испарители	24
Прочие типы испарителей	30
Вторичные признаки классификации	32
§ 3. Расход тепла, пара и электроэнергии на опреснительные установки	37
Расход тепла в одноступенчатых опреснителях	—
Регенерация тепла в опреснительных установках	42
§ 4. Определение расхода топлива на опреснительную установку Схемы включения испарителей в цикл паротурбинной уста- новки	60
Определение расхода тепла на испаритель в цикле паротур- бинной установки	62
Определение расхода тепла на испаритель в цикле паротур- бинной установки	65
Глава II. Накипеобразование в испарителях морской воды и методы его предотвращения	70
§ 5. Исследование накипеобразования в испарителях. Состав и свойства накипи	71
§ 6. Механизм процесса накипеобразования в испарителях мор- ской воды	80
§ 7. Количество накипи в различных условиях испарения мор- ской воды	86
Потенциальное количество накипи	—
Реальное количество накипи в зависимости от основных конструктивных и эксплуатационных факторов	97
§ 8. Снижение термического сопротивления накипи в испарите- лях морской воды	108
§ 9. Расчет термического сопротивления при накипеобразовании в испарителях морской воды	114
Глава III. Теплообмен в испарителях морской воды	123
§ 10. Теплоотдача при кипении морской воды	—
§ 11. Некоторые методы интенсификации конвективного тепло- обмена в испарителях морской воды	141
§ 12. Взаимосвязь гидродинамических и тепловых характеристик в турбулизированном потоке теплоносителей глубоковаку- умных вертикально-трубных испарителей морской воды	155

Глава IV. Сепарация пара	173
§ 13. Требования к чистоте дистиллята. Загрязнение пара	—
Факторы, определяющие засоление вторичного пара	175
§ 14. Паросепарационные устройства	183
Диффузионная сепарация	190
Промывка пара	193
Определение размеров парового пространства с учетом эффективности сепараторов	195
Глава V Конструкции судовых опреснителей и характеристики опреснительных установок	197
§ 15. Общие принципы компоновки опреснителей. Состав опреснительных установок	—
§ 16. Утилизационные глубоковакуумные опреснители	201
Общие положения	—
Опреснитель «Эврика»	208
Опреснитель «Август Шмидт» (CASS)	211
Опреснитель «Атлас»	213
Утилизационные опреснители «Нирекс»	217
Отечественные утилизационные опреснители серии Д	221
§ 17. Вакуумные испарители паротурбинных судов	224
Испарительные установки судов типов «Варшава» и «Ленинский Комсомол»	226
Испарительная установка танкера «Джузеппе Гарibaldi»	231
Испарительная установка танкера «Мир»	234
Пятиступенчатый адиабатный опреснитель производительностью 240 т/сутки для рыбобазы «Восток»	239
Глава VI. Техничко-экономическая эффективность опреснения и выбор типа опреснительной установки	245
§ 18. Методика определения оптимальных экономических показателей судовых водоопреснительных установок	246
Стоимость опреснителей	251
§ 19. Выбор основных характеристик и типа опреснительной установки в зависимости от типа судна	260
Общие положения	—
Расход воды	262
Производительность опреснителей и их число	264
Глава VII Примеры расчета опреснительных установок	276
§ 20. Расчет утилизационного опреснителя	—
§ 21. Расчет одноступенчатого испарителя кипящего типа с паровым обогревом	286
§ 22. Расчет многоступенчатого адиабатного опреснителя	290
Приложения I—VI	295
Литература	300

