

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1961 года №6

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1961 года №6 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 76 с.

ISBN 978-5-458-64574-4

ISBN 978-5-458-64574-4

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2021
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2021

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

1500 кг/час, и крупноблочного льда (500—2000 кг в одном блоке) без форм, производительностью 3000—5000 кг/час. Последний тип генераторов предназначается для крупных портовых льдозаводов. Одновременно должны быть разработаны и внедрены более совершенные льдодробилки и снеговальные агрегаты.

Наряду с развитием производства искусственного льда, необходимо совершенствовать технику заготовки естественного льда, для чего нужно обеспечить санитарно-гигиенические условия и применить комплексную механизацию работ.

Для сохранения рыбы на промысловых судах как до момента доставки на береговые предприятия, так и до замораживания или другой обработки следует широко применять охлаждающую морскую воду, обеспечивающую быстрое и глубокое предварительное охлаждение рыбы. Преимущества этого способа, позволяющего увеличить продолжительность сохранения рыбы по сравнению с охлаждением ее льдом, показаны в ряде работ научно-исследовательских институтов рыбной промышленности (Научно-исследовательского института механизации рыбной промышленности, Тихоокеанского и Каспийского научно-исследовательских институтов морского рыбного хозяйства и океанографии и др.).

Однако техника этого охлаждения еще не отработана. Если для охлаждения мелкой рыбы успешно применяются охладительные устройства (например, трубчатые циркуляционные охладители, предложенные Ленинградским кораблестроительным институтом), то такие устройства для более крупной рыбы еще не освоены. Научно-исследовательским и проектно-конструкторским организациям рыбной промышленности, особенно НИИМРП, необходимо создать специальные аппараты и устройства, обеспечивающие охлаждение в холодной воде рыбы различных видов.

Предварительное охлаждение рыбы в холодной воде с последующим ее хранением при широком использовании антибиотиков и других консервирующих веществ позволит существенно удлинить сроки хранения.

Одним из важнейших вопросов является технология и техника замораживания рыбы и рыбных продуктов и, в частности, вопрос о требуемой скорости замораживания.

Как показывают работы ВНИХИ, достаточная скорость замораживания рыбы, поступающей не позднее чем через 2—3 часа после ее

улова, составляет примерно 1 см/час. Имеются также указания на необходимость увеличения скорости до 5 см/час. Таким образом, данный вопрос не получил еще надлежащего решения.

По данным ВНИХИ, применяемые на судах воздушные морозильные аппараты интенсивного действия отвечают требованиям холодильной технологии при толщине рыбы или блока до 6 см. Для замораживания рыбы или блока большей толщины, а также для случаев, когда требуется повышенная скорость замораживания, существующие воздушные морозильные аппараты неприемлемы.

Таким образом, необходимо создать аппараты для замораживания рыбы при контакте ее с охлаждаемой поверхностью. Такие аппараты позволяют применять более низкую, по сравнению с воздушными, температуру замораживания, т. е. осуществлять более быстрое замораживание, а также получать значительно большую производительность на 1 м³ объема аппарата, что весьма важно для судовых условий. Кроме того, благодаря подпрессовыванию замораживаемых блоков рыбы резко повышается их объемный вес. Это позволяет экономить 20—30% холодильной емкости, т. е. лучше использовать имеющиеся холодильники, рефрижераторные суда и поезда, не говоря уже о колоссальной экономии тары и упаковочных материалов.

В настоящее время на береговых предприятиях рыбной промышленности насчитывается лишь несколько десятков плиточных аппаратов для замораживания филе. Кроме того, на китобазах «Советская Украина», «Советская Россия» и «Юрий Долгорукий» установлены вертикальноплиточные аппараты общей производительностью около 300 т/сутки. Осваивается также (к сожалению очень медленно) роторная морозилка МАР-8 производительностью до 8 т/сутки.

Вопросу создания судовых плиточных и других аналогичных аппаратов научно-исследовательские институты и конструкторские бюро машиностроительной, холодильной и рыбной промышленности должны уделять самое серьезное внимание.

Необходимо также совершенствовать имеющиеся воздушные морозильные аппараты, пока наиболее распространенные на судах и береговых холодильниках. Эти аппараты не механизированы. Загрузка и выгрузка их производится вручную. Кроме того, применяемые тележки со съемными формами затрудняют эксплуатацию и быстро повреждаются.

В связи с этим заслуживает внимания опыт Гипрорыбпрома по разработке комплексно-механизированного аппарата производительностью 25 т/сутки для холодильника в Петропавловске-на-Камчатке и опыт Мурманского совнархоза по созданию комплексно-механизированного аппарата большой производительности с использованием охлаждающих приборов от морозильного аппарата типа СА.

Представляет интерес созданный ВНИХИ и ЦКБ и установленный на рефрижераторе «Советская Родина» судовой морозильный аппарат производительностью 30 т/сутки, в котором осуществлена комплексная механизация загрузки рыбы в блок-формы и выгрузки из них. Блок-формы жестко связаны с конвейерными цепями аппарата, что позволяет отказаться от применения тележек и съемных противней. Несмотря на дополнительный объем, который занимают устройства по механизации загрузки и выгрузки рыбы, строительная кубатура аппарата в расчете на 1 т суточной производительности составляет 6,4 м³, что свидетельствует об удачном конструктивном его решении.

Однако этот морозильный аппарат осваивается крайне медленно. Совнархозам необходимо разработать и в ближайшие годы осуществить мероприятия по замене устаревших морозильных аппаратов и в первую очередь камерных морозилок новыми, более современными.

В рыбной промышленности в 1960 г. способом быстрого замораживания обработано более 530000 т рыбы, т. е. почти 3/4 общего объема замороженной рыбной продукции. В 1965 г. должно быть выработано до 1200000 т быстро-замороженной рыбы, что составит почти 90% от общего объема замораживания.

Для удовлетворения потребности рыбной промышленности в морозильных аппаратах машиностроительная промышленность должна организовать серийное их производство. Ориентировочно для укомплектования строящихся судов и береговых холодильников потребуется примерно 400 новых аппаратов производительностью в среднем по 15 т/сутки. Кроме того, необходимо заменить сотни износившихся аппаратов.

Большого внимания заслуживает вопрос холодильного хранения. В рыбной промышленности, начиная с 1930 г., температура хранения мороженой рыбы на большинстве холодильников и рефрижераторных судов снижена с $-6 \div -10^\circ$ до $-12 \div -18^\circ$; в настоящее время

на отдельных холодильниках и судах температура хранения доведена до -25° . Это—рыболовный траулер «Тропик» с морозильной установкой производительностью 30 т/сутки и рефрижераторными трюмами емкостью 450 т, а также несколько транспортных рефрижераторов.

В текущем семилетии рыбная промышленность получает несколько десятков судов типа «Тропик». Строятся новые холодильники (в бухте Камышевая и др.) и намечено строительство и реконструкция ряда холодильников (Владивосток, Находка, Калининград и др.) с температурой в камерах хранения -25° .

Однако из числа действующих холодильников примерно 40% имеют пока температуры хранения не ниже -10° . Перевод до 1965 г. всех действующих холодильников на температуру хранения мороженой рыбы не выше -18° , а рыбы с высоким содержанием жира до $-25 \div -30^\circ$ является неотложной задачей.

Вместе с этим следует обратить внимание на возможность широкого внедрения хранения мороженой рыбы в альгинатном желе, что позволит применить умеренно низкие температуры. Как показали исследования НИИМРП, мороженная рыба может сохраняться в желе при -18° до 12 месяцев, в то время как без желе она сохраняется не более 3 месяцев. Может оказаться экономически более выгодным замораживать рыбу, например сардину, в желе и сохранять при -18° вместо того, чтобы осуществлять замораживание до $-25 \div -30^\circ$, связанное с соответствующим переоборудованием холодильников на эти температуры хранения.

Научно-исследовательские институты рыбной промышленности, особенно НИИМРП, создавший аппарат для механизированного приготовления и розлива альгинатного желе, производительностью 10 т рыбы в час, должны закончить в ближайшее время проверку указанного способа и разработать мероприятия по его внедрению, в первую очередь, на рыбоморозильных судах, ведущих промысел жирной рыбы.

Одним из важнейших вопросов технического прогресса является автоматизация работы холодильных установок. Уже в ближайшие годы должны быть созданы холодильные установки средней мощности, не требующие постоянного наблюдения обслуживающего персонала, что особенно важно для судовых условий. Накопленный за последние годы опыт позволяет успешно решить эту задачу.

Следует предъявить особые требования к приборостроительной промышленности по коренному улучшению качества, расширению номенклатуры и увеличению выпуска соответствующих приборов автоматики и регулирования.

До сих пор не решен вопрос обеспечения холодильным оборудованием рефрижераторного флота. В 1961 г. завод «Компрессор», помимо серийно изготавливаемого судового двухсту-

пенчатого аммиачного компрессора типа ДАУ-80, освоил новый тип компрессора ДАУ-50. Однако для проектирующихся и строящихся судов-рефрижераторов необходимо создать и освоить компрессоры большей мощности, а также холодильные машины, работающие на фреоне-22, с тем, чтобы полностью автоматизировать судовые одноступенчатые машины, работающие при низких температурах кипения.

Экспериментальное исследование фреонового воздухоохладителя с плоскими трубками

Инж. А. Б. БАРЕНБОЙМ, канд. техн. наук, доц. Б. А. МИНКУС — Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности, *инж. И. Б. ШТЕЙНБЕРГ* — Пензенский дизельный завод

В холодильной технике теплообмен между воздухом и агентом (или теплоносителем) осуществляется преимущественно в теплообменных аппаратах с круглыми трубками.

Вес и габариты этих аппаратов больше, чем аппаратов с плоскими трубками (радиаторов), широко используемых на транспорте и в авиации.

Компактность радиаторов достигается уменьшением шага плоских трубок и расстояния между ребрами. При использовании трубок одинакового периметра в плоскотрубчатом пучке можно достигнуть такого же проходного сечения для воздуха, как и в пучке с круглыми трубками, при шаге трубок по фронту в 1,5—1,7 раза меньшем и глубине в 1,0—1,1 раза большей (рис. 1).

Таким образом, площадь ребра, приходящаяся на единицу теплопередающей поверхности трубок, уменьшается приблизительно в полтора раза и устраняются участки ребер, расположенные на большом расстоянии от трубок. Благодаря этому можно уменьшить толщину ребер и снизить вес аппарата.

По сравнению с круглотрубчатыми аппаратами радиаторы отличаются меньшим аэродинамическим сопротивлением. При одной и той

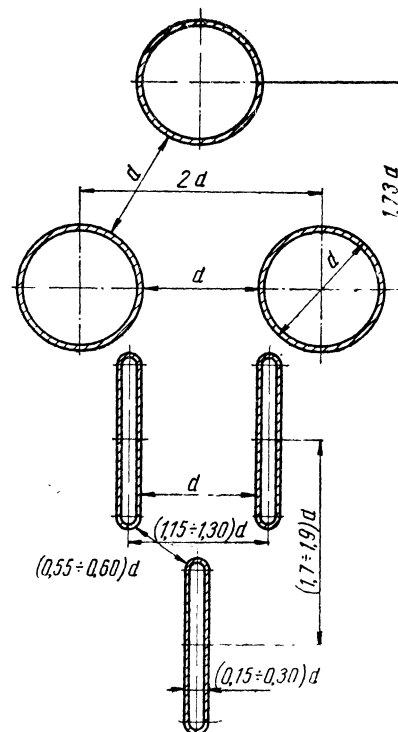


Рис. 1. Схемы пучков с круглыми и плоскими трубками.

же скорости воздуха коэффициент теплоотдачи в сравниваемых пучках (по наружной поверхности) приблизительно одинаков [1].

Наибольший интерес представляет использование плоских трубок в воздухоохладителях непосредственного охлаждения. В последние годы установлено, что коэффициент теплоотдачи при кипении внутри трубки в значительной мере зависит от ее диаметра, или точнее, от отношения длины к диаметру ($\frac{l}{a}$). Многочисленные исследования процес-

сов кипения без рециркуляции внутри вертикальных и горизонтальных трубок показали, что при уменьшении внутреннего диаметра коэффициент теплоотдачи возрастает в зависимости от тепловой нагрузки обратно пропорционально диаметру в степени 0,3—0,65.

Уже давно известно, что при кипении воды над горизонтальной плитой уменьшение толщины кипящего слоя ниже 5 мм вызывает резкое увеличение коэффициента теплоотдачи. Это, по-видимому, объясняется уменьшением диаметра пузырьков за счет ограниченной толщины кипящего слоя D'_0 , которая может оказаться соизмеримой или даже меньше отрывного диаметра пузырька при кипении в большом объеме.

С уменьшением диаметра D'_0 частота отрыва пузырьков увеличивается. Этот процесс наиболее интенсивно должен протекать в плоских трубках, где в отличие от трубок круглого профиля отрывной диаметр пузырьков не превышает 1—2 мм. В этом случае, как видно из рис. 2, каждый пузырек представляет собой паровой поршень, который стремительно проталкивается по трубке потоком кипящей жидкости. При увеличении частоты отрыва пузырьков пара, связанном с малыми размерами просвета плоской трубки, повышается коэффициент теплоотдачи. Кроме того, для плоских трубок характерно большее отношение теплопередающей поверхности к объему кипящего агента и, следовательно, повышенная скорость жидкости, омывающей внутреннюю их поверхность. Это также способствует росту коэффициента теплоотдачи.

Для изучения работы аппаратов с плоскими трубками в Одесском технологическом институте пищевой и холодильной промышленности были проведены испытания радиатора, работающего в качестве воздухоохладителя на фреоне-142. При испытании определяли коэффициент теплопередачи и аэродинамическое сопротивление, а также проверяли прочность и герметичность аппарата при работе на холодильном агенте.

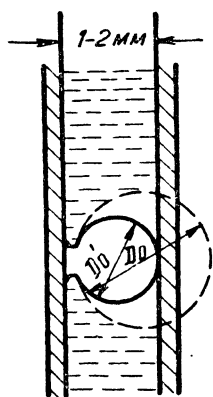


Рис. 2. Схема образования пузырька пара в трубке плоского профиля.

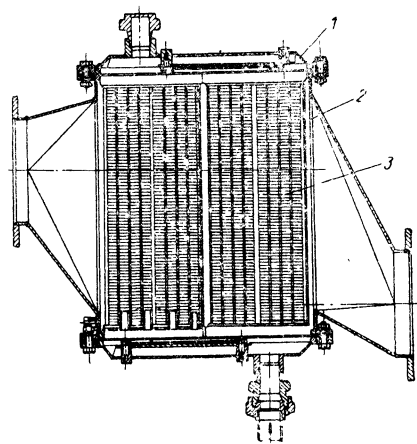


Рис. 3. Радиатор с плоскими трубками:
1 — крышка аппарата, 2 — корпус, 3 — теплопередающая секция.

Воздухоохладитель, изображенный на рис. 3, состоит из четырех укороченных секций радиатора тепловоза ТЭ-2, заключенных в корпус коробчатой формы. В этом аппарате для проведения испытаний пришлось заменить соединительные патрубки водяной полости фреоновыми фланцами и установить специальные плиты, повышающие жесткость плоских крышек. Приводим техническую характеристику воздухоохладителя:

Поверхность трубок, m^2 :	
омываемая воздухом	40
омываемая фреоном	5,5
Расположение трубок	Шахматное
Размеры трубок в свету, mm	1,1×17,9
Шаг, mm :	
ребер	3,0
трубок по фронту	16,0
трубок по глубине	22,0
Толщина, mm :	
стенки трубок	0,55
ребер	0,1
Габаритные размеры теплопередающей секции, mm	500×400×300
Вес теплопередающего элемента, kg	80
Материал трубок и ребер	Медь

Таким образом, характерной особенностью конструкции исследованного охладителя является наличие одноходового пучка вертикальных плоских трубок с тонкими стенками и горизонтальных ребер.

Теплотехнические и аэродинамические испытания аппарата были проведены на стенде с компрессор-конденсаторным агрегатом АК ФУ-25 в соответствии с рекомендованной методикой [2]. Наружный воздух подогревался до нужной температуры лампой АПЛ-2 и с помощью центробежного вентилятора подавался в охладитель.

Весовая скорость воздуха в узком сечении аппарата изменялась от 3,3 до 9,5 кг/м²сек, температура кипения — от -10 до 10°, температура воздуха перед охладителем — от 25 до 40°.

Наибольшее количество опытов было проведено при температурах, соответствующих режиму кондиционирования воздуха (t₀ = 5—10°, t_к = 35—40°). Результаты испытаний представлены на рис. 4 в виде зависимости

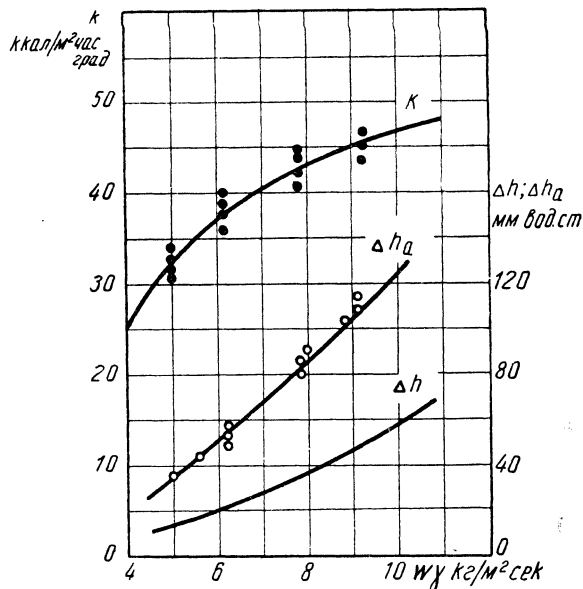


Рис. 4. Коэффициент теплопередачи и аэродинамические сопротивления воздухоохладителя.

коэффициента теплопередачи k ккал/м²час град и величины аэродинамического сопротивления аппарата Δh_a мм вод. ст. от весовой скорости воздуха $w\gamma$ кг/м²сек. Здесь же приведены значения аэродинамического сопротивления непосредственно теплообменного пучка Δh мм вод. ст., подсчитанные по уравнению [3, стр. 534].

$$\Delta h = \frac{0,004}{d_3} z \gamma \frac{w^2}{2g}, \quad (1)$$

где:

d_3 — эквивалентный диаметр живого сечения между трубками и пластинами,
 z — число рядов трубок по глубине аппарата.

Условие проведения опытов соответствовали тепловая нагрузка внутренней поверхности трубок $q_{вн} = 2800—5000$ ккал/м²час и весовая скорость агента внутри плоских трубок $w\gamma = 22,4—34,0$ кг/м²сек.

При весовой скорости воздуха от 6,0 до 10,0 кг/м²сек опытные значения коэффициента теплопередачи удовлетворяют степенной зависимости

$$k = 20,2 (w\gamma)^{0,36} \text{ ккал/м}^2\text{час град.} \quad (2)$$

При малых тепловых нагрузках ($w\gamma < 5$ кг/м²сек, $q_{вн} < 2800$ ккал/м²час) наблюдается резкое уменьшение коэффициента теплопередачи, что объясняется, по-видимому, изменением режима кипения от развитого пузырькового до микрокипения.

Из сравнения опытных значений коэффициента теплопередачи испытанного фреонового радиатора с данными расчетов круглотрубчатых аппаратов, проведенных по общепринятым уравнениям теплопередачи [4], видны преимущества фреоновых радиаторов даже при малых тепловых нагрузках.

Плоскотрубчатый ребристый пучок сравнивали со змеевиковым при равных тепловых нагрузках Q_0 , расходах энергии на преодоление аэродинамических сопротивлений Δh и одинаковых температурных условиях $t_{в1}$, $t_{в2}$ и t_0 . Найденные отношения коэффициентов теплопередачи этих пучков представлены на рис. 5.

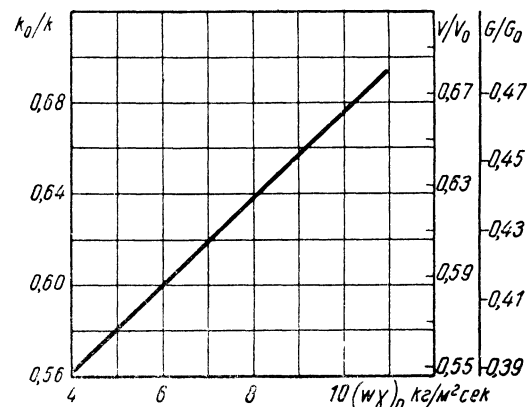


Рис. 5. Сравнение основных показателей пучков плоских и круглых трубок. Индекс «0» относится к круглым трубкам.

За образец (индекс «0») принята ребристая поверхность аппарата с круглыми трубками, удовлетворяющая основным рекомендациям по выбору оптимальных геометрических размеров трубок и ребер в змеевиковых аппаратах холодильных установок малой и средней производительности [2, 5]. Ее основные характеристики: диаметр трубок 9×1 , шаг их по фронту 22,5 мм и глубине 30 мм, расположение шахматное, шаг ребер 3 мм, толщина 0,3 мм, материал трубок и ребер — медь.

Как видно из рис. 5, опытные значения коэффициента теплопередачи радиатора на 50—75% выше, чем обычного воздухоохладителя.

Отношения объемов $\frac{V}{V_0}$ и весов $\frac{G}{G_0}$ сравниваемых пучков имеют вид

$$\frac{V}{V_0} = a \frac{k_0}{k}, \quad (3)$$

$$\frac{G}{G_0} = b \frac{k_0}{k}, \quad (4)$$

$$a = \frac{1 + f_0}{1 + f} \cdot \frac{p_0}{p} \cdot \frac{(s_1 \cdot s_2)_0}{s_1 \cdot s_2},$$

$$b = \frac{1 + f_0}{1 + f} \cdot \frac{p_0}{p} \cdot \frac{g_0}{g}.$$

Здесь: f — коэффициент оребрения,
 p — периметр сечения трубки,
 s_1, s_2 — шаг трубок по фронту и глубине,
 g — вес теплопередающей поверхности, приходящийся на 1 пог. м трубки.

В результате представляется возможным выразить зависимость этих отношений от весовой скорости воздуха (см. рис. 5). На оси абсцисс графика отложена весовая скорость воздуха в аппарате с круглыми трубками.

Поскольку при расчетах пучка с круглыми трубками не учитывались загрязнения и наличие масла во фреоне, полученное уменьшение объема плоскотрубчатого пучка по сравнению с круглотрубчатым на 45—35% и его веса — почти вдвое, по-видимому, неполно отражает преимущества фреонового радиатора. Однако при сопоставлении этих аппаратов необходимо учесть вес трубных решеток и крышек радиатора, который в данном случае составляет 40% от веса теплопередающей поверхности.

Испытываемый радиатор можно переделать в плоскотрубчатый змеевиковый аппарат, применив вместо съемных крышек переходные калачи и расположив трубки горизонтально. Использование калачей плоского профиля позволяет сохранить малый шаг трубок, свойственный радиаторному пучку. При этом еще более уменьшается вес аппарата.

В радиаторах подобной конструкции с малой высотой ребер [6] при замене дефицитных цветных металлов алюминием или сталью теплопередача улучшается очень незначительно.

Применение плоскотрубчатых радиаторов требует разрешения ряда вопросов. В частности, необходимо исследовать теплопередачу при малой разности температур между воздухом и фреоном, при горизонтальном расположении трубок, различной длине змеевика и рециркуляции фреона. Подлежат дополнительной проработке вопросы прочности и плотности при использовании в этих аппаратах фреона-12 и -22, удаления снеговой шубы и обеспечения надежного контакта трубки с ребрами при вакуумировании.

Выводы

Проведенные испытания показали возможность применения плоскотрубчатых аппаратов в качестве фреоновых воздухоохладителей.

По сравнению с обычными ребристыми воздухоохладителями фреоновый радиатор отличается более интенсивной теплопередачей, малыми габаритами и весом.

Плоскотрубчатые воздухоохладители могут быть использованы в установках для кондиционирования воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. М. Антуфьев, Г. О. Белецкий, Теплопередача и аэродинамические сопротивления трубчатых поверхностей в поперечном потоке, Машгиз, 1948.
2. Д. М. Иоффе, Конденсаторы с воздушным охлаждением для малых холодильных агрегатов, Госторгиздат, 1958.
3. Машиностроение, энциклопедический справочник, т. 13, Машгиз, 1949.
4. Л. М. Розенфельд, А. Г. Ткачев, Холодильные машины и аппараты, Госторгиздат, 1960.
5. А. А. Гоголин, Кондиционирование воздуха в предприятиях торговли и общественного питания, Госторгиздат, 1958.
6. Н. Б. Марьямов, Расчет трубчато-пластинчатых и трубчато-ребристых радиаторов, Труды ЛИИ, 1946.

Энергетическая эффективность различных типов генераторов холода

*Доктор техн. наук, проф. В. С. МАРТЫНОВСКИЙ, канд. техн. наук Л. З. МЕЛЬЦЕР,
инж. И. М. ШНАЙД* — Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности

В связи с применением низких температур в широком интервале целесообразно выявить температурные границы рационального использования различных типов генераторов холода путем сопоставления их технико-экономических характеристик и энергетической эффективности.

При оценке энергетической эффективности генераторов холода будем полагать, что обратный цикл в них осуществляется между источниками тепла с постоянными температурами T и T_0 . В этом случае действительный холодильный коэффициент обратного цикла

$$\epsilon_d = \eta_k \frac{T_0}{T - T_0}.$$

Степень термодинамического совершенства генератора холода

$$\eta_k = \frac{\epsilon_d}{\epsilon_k},$$

где ϵ_k — холодильный коэффициент обратного цикла Карно в интервале температур $T - T_0$.

Как известно, все энергетические потери (при $\epsilon_d < \epsilon_k$) могут быть разделены на потери, связанные с внутренней необратимостью цикла, и внешние необратимые, вызванные теплообменом между рабочим телом и источниками тепла при конечной разности температур.

В действительных процессах внешняя и внутренняя необратимости взаимно влияют друг на друга. Однако во многих случаях эта взаимосвязь потерь не настолько существенна, чтобы отказываться от их разграничения. Как это будет показано ниже, благодаря разграничению энергетических потерь можно объяснить некоторые особенности функции $\eta_k = f(T_0)$.

Известно, что хотя числовое значение действительного холодильного коэффициента повышается с ростом температуры T_0 (при неизменной T), величина η_k для каждого типа генератора холода достигает максимального значения в определенном интервале температур T_0 .

Экспериментальные исследования газовой регенеративной холодильной машины фирмы Филипс [2] показали, что степень ее термодинамического совершенства имеет максимум при $T_0 \approx 130^\circ\text{K}$.

К. Нессельман [3] отмечает, что в действительном цикле воздушной регенеративной холодильной машины оптимальным значениям T_0 соответствует максимальная величина η_k .

Для абсорбционных и компрессионных повышающих и понижающих термотрансформаторов подобная зависимость была обнаружена Б. А. Минкусом [7].

Расчеты, проведенные нами, показали, что оптимальные значения T_0 наблюдаются в циклах паровых компрессионных холодильных машин с одноступенчатым и двухступенчатым сжатием, а также термоэлектрических охлаждающих устройств.

Оптимальные значения T_0 закономерны для действительных циклов и являются следствием одновременного влияния потерь от внутренней и внешней необратимости на энергетическую эффективность.

Справедливость этого вывода подтверждается анализом характера изменения этих потерь с изменением T_0 .

Положим, что коэффициент η_Δ учитывает внешнюю необратимость в цикле, а коэффициент $\eta_{\text{вн}}$ — внутреннюю, тогда [1]

$$\eta_k = \eta_\Delta \eta_{\text{вн}}.$$

В этом случае η_Δ представляет собой степень термодинамического совершенства обратного цикла Карно, построенного на среднепланиметрических температурах рабочего тела при подводе и отводе тепла в действительном цикле, т. е.

$$\eta_\Delta = \frac{\epsilon_\Delta}{\epsilon_k} = \frac{T_{0m}}{T_0} \frac{T - T_0}{T_m - T_{0m}},$$

а

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{\epsilon_d}{\epsilon_\Delta}.$$

Здесь T_{om} и T_m — соответственно, средне-планметрические температуры рабочего тела при подводе и отводе от него тепла.

Очевидно, что, при $T_o \rightarrow T$, $\lim \eta_{\Delta} = 0$.

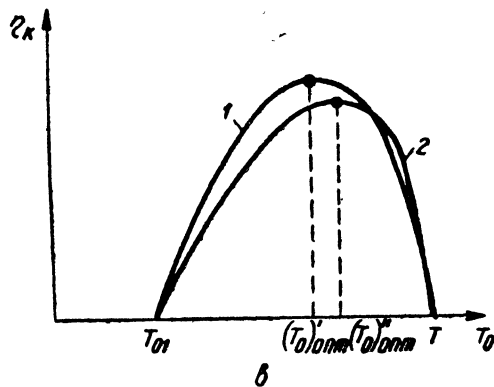
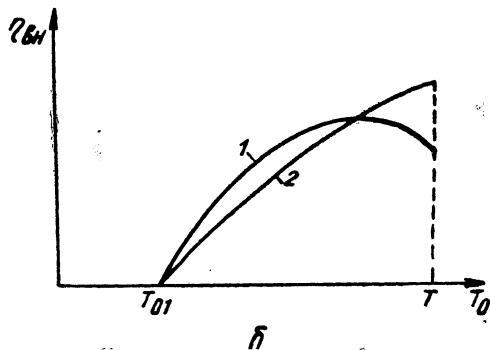
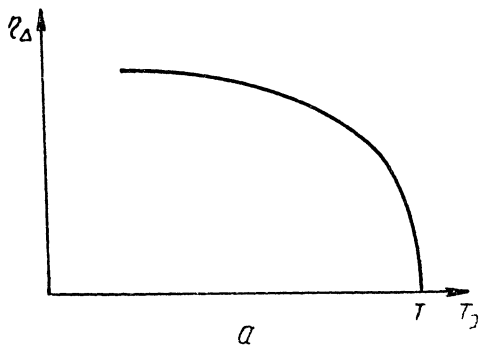


Рис. 1. Характер изменения величин η_{Δ} (а), $\eta_{вн}$ (б), $\eta_к$ (в) при различной температуре T_o .

В пределах умеренных температур величина η_{Δ} постепенно возрастает с понижением T_o . При более низких температурах значение η_{Δ} может уменьшиться, если разность температур $T_o - T_{om}$ остается неизменной.

При уменьшении разности температур с понижением T_o , что обычно и наблюдается в установках глубокого охлаждения, величина η_{Δ} достигает максимума при весьма низких значениях T_o . Поэтому в большинстве случаев η_{Δ} можно рассматривать как функцию, постепенно возрастающую с понижением T_o (рис. 1, а).

Установим характер изменения коэффициента $\eta_{вн}$ с понижением T_o , исследуя действительные циклы для различных генераторов холода.

Паровая компрессионная холодильная машина. Если не учитывать потери в приводе компрессора, то

$$\eta_{вн} = \eta_{э} \eta_e.$$

Здесь η_e — эффективный к.п.д. компрессора,

$$\eta_e = \frac{\epsilon_э}{\epsilon_{\Delta}},$$

где: $\epsilon_э$ — холодильный коэффициент цикла паровой компрессионной холодильной машины с изэнтропическим процессом сжатия;

ϵ_{Δ} — холодильный коэффициент обратного цикла Карно, построенного по среднепланметрическим температурам при подводе и отводе тепла в действительном цикле.

Известно, что с понижением T_o величина η_e уменьшается, а значения η_e и $\eta_{вн}$ постепенно убывают до нуля (см. кривую 2 на рис. 1, б).

Газовые регенеративные холодильные машины. В дальнейшем мы будем рассматривать газовые регенеративные холодильные машины с изобарной регенерацией тепла, адиабатическими процессами сжатия и расширения, работающие на идеальном газе. Получаемые при этом выводы можно отнести к машинам, осуществляющим как цикл Стирлинга (например, машины фирмы Филипс), так и цикл, состоящий из двух изобар и двух адиабат.

Находим

$$\eta_{вн} = \frac{\epsilon_{д}}{\epsilon_{\Delta}},$$

где $\epsilon_{д}$ — действительный холодильный коэффициент газовой регенеративной холодильной машины.

С достаточной точностью для действительных циклов, ϵ_{Δ} можно определить как холодильный коэффициент газовой регенеративной холодильной машины, не обладающей внутренней необратимостью:

$$\epsilon_{\Delta} = \frac{Al_{\Delta}}{Al_{\kappa} - Al_{\Delta}},$$

где Al_{κ} и Al_{Δ} — работы изэнтропического сжатия и расширения 1 кг рабочего вещества.

Если гидравлические сопротивления в машине пренебрежимо малы, то

$$\epsilon_{\Delta} = \frac{Al_{\Delta} \alpha_2 - q_p}{\frac{Al_{\kappa}}{\alpha_1} - Al_{\Delta} \alpha_2},$$

где: α_1 и α_2 — адиабатические к.п.д. процессов сжатия и расширения;

q_p — потеря холодопроизводительности из-за неполноты регенерации.

Если ввести обозначения

$$x = \frac{Al_{\Delta}}{Al_{\kappa}}, \quad y = \frac{q_p}{Al_{\Delta}},$$

то формулу для определения $\eta_{\text{вн}}$ можно представить в виде

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{(1-x)\alpha_1}{1-x \cdot \alpha_1 \alpha_2} (\alpha_2 - y).$$

С понижением T_0 величина q_p обычно увеличивается, а Al_{Δ} уменьшается; поэтому при некотором значении T_0

$$\alpha_2 = y, \quad \text{а } \eta_{\text{вн}} = 0.$$

Следует отметить, что характер изменения функции $\eta_{\text{вн}} = f(T_0)$ при понижении T_0 зависит от значений α_1 и α_2 , так как в этом случае величина x уменьшается. При $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ величина $\eta_{\text{вн}}$ с понижением T_0 постепенно убывает до нуля (см. кривую 2 на рис. 1,б); при $\alpha_1 < 1$ и $\alpha_2 < 1$ функция $\eta_{\text{вн}} = f(T_0)$ может иметь максимум (см. кривую 1 на рис. 1,б).

Если гидравлические сопротивления в газовой регенеративной холодильной машине значительны, то уравнение для определения $\eta_{\text{вн}}$ усложняется, однако характер изменения $\eta_{\text{вн}}$ с понижением T_0 остается таким же, как и при пренебрежимо малых гидравлических сопротивлениях.

Термоэлектрические охлаждающие устройства. В термоэлектрических охлаждающих устройствах внутренняя необратимость является следствием теплообмена между горячими и холодными средами через ветви термо-

элемента и выделения в нем джоулева тепла.

Максимальный холодильный коэффициент термоэлектрического охлаждающего устройства зависит от температур T' горячего и T_0' холодного спаев и определяется по известной формуле (см. работу [4]):

$$\epsilon_{\Delta \text{ max}} = \frac{T_0'}{T' - T_0'} \cdot \frac{\sqrt{1 + \frac{T' + T_0'}{2} z - \frac{T'}{T_0'}}}{\sqrt{1 + \frac{T' + T_0'}{2} z + 1}}.$$

С учетом того, что холодильный коэффициент цикла Карно, осуществляемого между источниками тепла с температурами T' и T_0' ,

$$\epsilon_{\Delta} = \frac{T_0'}{T' - T_0'},$$

получаем

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{\sqrt{1 + \frac{T' + T_0'}{2} z - \frac{T'}{T_0'}}}{\sqrt{1 + \frac{T' + T_0'}{2} z + 1}}.$$

Из формулы для определения $\eta_{\text{вн}}$ следует, что с понижением T_0 (а следовательно, и T_0') $\eta_{\text{вн}}$ постепенно убывает до нуля (см. кривую 2 на рис. 1,б).

Следовательно, общим для рассмотренных различных типов генераторов холода является то, что при некотором значении $T_0 = T_{01}$ $\eta_{\text{вн}} = 0$.

Из изложенного видно, что степень термодинамического совершенства $\eta_{\kappa} = \eta_{\Delta} \eta_{\text{вн}}$ дважды обращается в нуль: при $T_0 = T$, когда $\eta_{\Delta} = 0$, и при $T_0 = T_{01}$, когда $\eta_{\text{вн}} = 0$.

Принимая во внимание, что для различных генераторов холода характерно изменение $\eta_{\text{вн}}$, показанное на рис. 1,б, степень термодинамического совершенства в интервале температур $T_{01} \leq T_0 \leq T$ должна иметь максимум (см. рис. 1,в).

Для каждого типа генератора холода значения T_{01} , $T_{\text{опт}}$ и $\eta_{\kappa \text{ max}}$ зависят от степени энергетического совершенства отдельных его элементов и условий теплообмена со средами (рис. 2).

Определим температурные области наивысшей термодинамической эффективности для некоторых типов генераторов холода.

В качестве первого примера рассмотрим па-

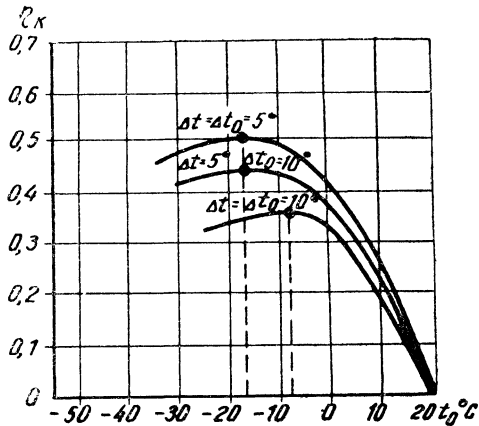


Рис. 2. Влияние разностей температур Δt (в конденсаторе) и Δt_0 (в испарителе) на степень термодинамического совершенства аммиачной одноступенчатой холодильной машины с поршневым компрессором (температура окружающей среды $t=20^\circ$).

ровые холодильные машины с поршневыми компрессорами.

Для определения в этом случае степени наибольшего термодинамического совершенства были использованы усредненные действительные энергетические характеристики современных фреоновых (Ф-12, Ф-22) и аммиачных поршневых компрессоров средней производительности [5, 6, рис. 131].

Расчеты были проведены для значений температурных напоров в конденсаторе и испарителе, близких к принятым на практике: разность между температурами охлаждаемой среды и кипения холодильного агента $\Delta t_0=10^\circ$, а между температурами окружающей среды и конденсации — $\Delta t=5^\circ$; температура окружающей среды $t=25^\circ$.

Графики на рис. 3 показывают, что при этих условиях оптимальная температура работы холодильной машины с одноступенчатым сжатием находится, в зависимости от вида агента, в пределах $t_{\text{опт}}=-5 \div -10^\circ$, т. е. оптимальная температура кипения равна $-15 \div -20^\circ$, а максимальное значение степени термодинамического совершенства для различных агентов изменяется от 0,38 до 0,45.

Применение двухступенчатых компрессоров понижает оптимальную температуру $t_{\text{опт}}$ до $-20 \div -25^\circ$ (оптимальная температура кипения $-30 \div -35^\circ$). При этом степень термодинамического совершенства $\eta_{\text{к max}} \approx 0,5$.

Сделанные нами выводы справедливы только при соблюдении выбранных условий сопоставления и, естественно, с изменением этих условий и степени энергетического совершенства элементов паровой компрессионной холодильной машины они также меняются.

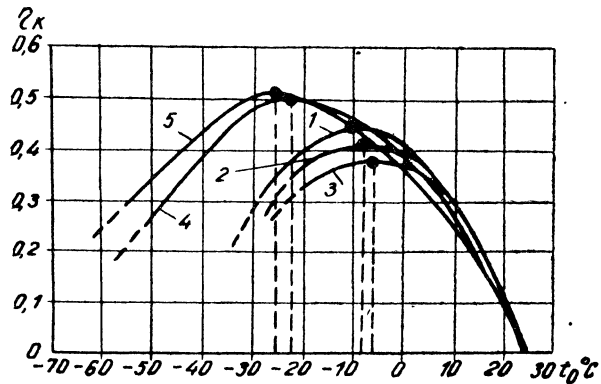


Рис. 3. Степень термодинамического совершенства паровых холодильных компрессионных машин: 1 — одноступенчатое сжатие фреона-22, 2 — одноступенчатое сжатие аммиака, 3 — одноступенчатое сжатие фреона-12, 4 — двухступенчатое сжатие аммиака, 5 — двухступенчатое сжатие фреона-22.

В качестве второго примера рассмотрим газовые регенеративные холодильные машины.

На основании опытных данных можно принять, что оптимальная температура для машин фирмы Филипс $T_{\text{опт}} \approx 130^\circ\text{K}$, при этом степень термодинамического совершенства $\eta_{\text{к max}} \approx 0,42$ (рис. 4).

Для определения температурной области наибольшего термодинамического совершенства обычных газовых регенеративных холодильных машин имеются только расчетные данные. Разность температур в регенераторе принималась равной 2° . В расчетах учитыва-

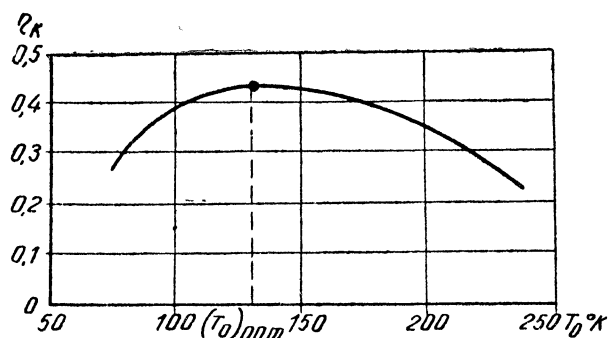


Рис. 4. Степень термодинамического совершенства газовой регенеративной холодильной машины фирмы Филипс.