

Министерство образования Украины

Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики

На правах рукописи

Аспирант АЛЬ-ЗАГХОЛ ХАЛЕД АХМЕД

СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ХЛАДОНОСИТЕЛЕМ НА
БАЗЕ ЖИДКОСТНОГО АККУМУЛЯТОРА ХОЛОДА И ДОГЕНЕРАТОРА

Специальность: 05.04.03 - Машины и аппараты холодильной и
криогенной техники и систем
кондиционирования

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса - 1994

Работа выполнена в Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики.

Научные руководители: Академик АНГК, доктор технических наук, профессор Чумак И. Г.
Доцент, к. т. н. Онищенко В. П.

Официальные оппоненты: Доктор технических наук, профессор Козьминых А.В.
Кандидат технических наук, старший научный сотрудник Чернозубов А.М.

Ведущая организация: НПО "Одэсхолдмаш", г.Одесса

Защита диссертации состоится "23" 05 1994 г. в 11 часов на заседании специализированного Совета К.068.27.01 при Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики, по адресу: 270100, г.Одесса, ул. Петра Великого, 1/3.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОИНТЭ

Автореферат разослан "20" 04 1994 г.

Ученый секретарь специализированного Совета
д.т.н., профессор Никульшин Р.К.

Вых. No 03-78



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Разработка и создание новых технологических приемов и технических средств, позволяющих уменьшить расходования материальных и энергетических ресурсов, является одной из важных общих задач мировой экономики. Актуальной является эта проблема и при выработке искусственного холода, его использовании для различных технологических целей. Прямо и непосредственно вклиниваются в эти задачи экологические аспекты, связанные с экономией энергоресурсов, загрязнением атмосферы хладагентами, использованием хладонносителей, частично взаимодействующих с пищевыми продуктами, проблемами безопасной эксплуатации холодильных установок.

Большая часть холодильных установок предназначена для охлаждения жидких хладонносителей (чаще воды), которые в свою очередь используются для охлаждения жидких пищевых продуктов, в системах кондиционирования воды и воздуха жилых зданий, промышленных цехов, шахт и т.п. В таких охлаждающих системах получили распространение водяные аккумуляторы холода, позволяющие осуществлять выработку холода ночью при использовании более дешевой, чем в дневное время, электроэнергии, оперативно пользоваться накопленным холодом, снижать мощности устанавливаемого оборудования, уменьшать эксплуатационные расходы наряду с удовлетворением ряда экологических требований. Однако, резкопеременный, пиковый характер нагрузок на такие охлаждающие системы часто приводит к нарушению технологических условий по температуре хладонносителя, сопряжен с дополнительными расходами энергии, потерями качества охлаждаемых пищевых продуктов. Поэтому актуальной является задача создания новых охлаждающих систем с льдогенераторами, вымораживающими лед из потока хладонносителя с возвращением льда обратно в поток. За счет таяния полученного мелкого, чешуйчатого льда можно понизить температуру хладонносителя до требуемого технологией уровня. Проведение необходимых исследовательских работ, разработка методики проектирования соответствующего этим целям льдогенератора и охлаждающей системы в целом позволят, сохранив преимущества систем с жидкостными аккумуляторами холода, получить охлаждающую систему более эффективную энергетически, экологически, по эксплуатационным затратам, чем ныне существующие с использованием процесса намораживания льда как способа аккумуляции холода.

Целью работы является разработка методики проектирования охлаждающей системы с промежуточным хладонносителем - ледяной водой на базе водяного аккумулятора холода и льдогенератора.

Для этого необходимо решить следующие задачи:

- разработать математические модели систем холодоснабжения с промежуточным хладонносителем и с использованием водяного аккумулятора холода, льдогенератора, а также различными системами циркуляции хладонносителя;
- на базе полученных математических моделей разработать соотношения для оценки необходимых и минимальных значений объемов аккумулятора холода, мощности устанавливаемого охлаждающего оборудования, производительности льдогенератора;
- опираясь на мировой опыт проектирования льдогенераторов чешуйчатого льда барабанного типа, разработать методику проектирования льдогенератора ледяной шуги с односторонним внутренним вымораживанием льда из водяного потока, соответствующего целям работы охлаждающих систем с промежуточным хладонносителем. При этом желательно использовать более высокие, чем -20 - -30 °C значения температур кипения озонобезопасного хладагента (аммиака

с растворимым маслом) и более низкой степени переохлаждения льда, срезаемого с внутренней поверхности барабана льдогенератора;

- провести расчеты временной длительности процесса таяния льда в потоке ледяной воды, а также конечной температуры хладоносителя при различных его расходах и производительности льдогенератора;
- обобщить и согласовать полученные результаты в рамках методики проектирования охлаждающих систем с промежуточным хладоносителем.

НАУЧНОЕ ПОЛОЖЕНИЕ, ЗАЩИЩАЕМОЕ В РАБОТЕ

Применение аммиака с растворимым маслом в качестве хладагента в охлаждающих системах с промежуточным хладоносителем на базе жидкостных аккумуляторов холода и льдогенераторов позволяет снизить расходы электроэнергии на выработку холода от 20 до 50% по сравнению с действующими системами.

Научная новизна и основные научные результаты

1. Разработаны математические модели различных систем холодоснабжения с промежуточным хладоносителем на базе водяного аккумулятора холода, испарителя для охлаждения воды и льдогенератора чешуйчатого льда, которые представляют собой системы обыкновенных дифференциальных уравнений с запаздывающим аргументом и описывают объемные, энергетические характеристики и температурные изменения в этих системах.
2. Проведен на базе полученных математических моделей энерготехнологический анализ и сопоставление характеристик систем холодоснабжения с различной схемой циркуляции хладоносителя для случая их компактного исполнения и в условиях снятия пиковых тепловых нагрузок в течение суток, получены простые соотношения для проведения проектных расчетов общих требуемых характеристик этих систем.
3. Полуаналитическим методом корректно решена краевая задача намораживания тонкого слоя льда на внутренней цилиндрической поверхности, посредством этого решения подтверждена правомочность полуэмпирических подходов в решении этой задачи.
4. Получены численные результаты по динамике намораживания воды, средним температурам срезаемого льда, позволяющие утверждать, что льдогенератор барабанного типа с намораживанием льда на внутренней поверхности, изготовленный из алюминиевого сплава АМГ5 и с аммиаком (на растворимом смазочном масле) в качестве хладагента, может служить для интенсивного охлаждения потока воды до $0...2^{\circ}\text{C}$ и энергетически эффективно работать в составе систем охлаждения с промежуточным хладоносителем на базе водяных аккумуляторов холода.
5. Разработана методика проектирования охлаждающих систем с промежуточным хладоносителем на базе испарителей для охлаждения воды до $3...4^{\circ}\text{C}$, водяных аккумуляторов холода и льдогенераторов. Такая методика может быть использована для проектирования новых, а также для модернизации действующих охлаждающих систем на базе аммиачной холодильной установки с одной температурой кипения хладагента.

Практическая значимость полученных результатов исследования заключается в том, что разработанная методика проектирования ох-

лаждающих систем с промежуточным хладоносителем позволяет создать новые или модернизировать действующие охлаждающие системы в молочной, пивоваренной и других отраслях промышленности. При этом используется экологически чистый хладоноситель - вода, обеспечивается стабилизация его температуры в диапазоне 0...2 °С в условиях резкопеременной тепловой нагрузки при существенно меньших энергозатратах на производство холода, возможности его производства в ночное время при более дешевой, чем днем, электроэнергии.

Результаты работы переданы для использования в ИПО "Одэсско-лодмаш".

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на научных семинарах СИНТЭ, а также на Всесоюзной научно-технической конференции "Холод - народному хозяйству" в г. Ленинграде, сентябрь 1991 г.

Структура диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка использованной литературных источников (106 наименования). В ней содержится ___ стр. основного текста, в том числе 10 рисунков.

СО Д Е Р Ж А Н И Е Р А Б О Т Ы

Во введении представлена общая характеристика работы, обосновывается актуальность темы.

В первой главе представлен обзор и анализ публикаций различных исследователей, технических решений, авторских свидетельств и патентов в области производства холода, его аккумуляровании применительно к целям холодильной обработки жидких пищевых продуктов, кондиционирования воздуха в жилых, производственных помещениях, шахтах и т.п. Непосредственное отношение к этим задачам имеют исследования новых, альтернативных озоноразрушающим, хладагентов, фазовых переходов в хладоносителях, в частности, процесса намораживания льда как способа аккумуляции вырабатываемого холода. Фундаментальные исследования таких процессов и явления были проведены Лыковым А.В., Гухманом А.А., Даниловой Г.Н., Качевым А.Г., Чукиным С.Г., Шаталиной И.Н., Ржевской В.Б., Чумаком И.Г., Онищенко В.П., зарубежными исследователями Планком Р. (Германия), Фудзиси и., Хасатани м., Фукусакэ С. (Япония), Тэмбли Р.Т. (США) и многими другими. В настоящее время интенсивные исследования и технические разработки в этом направлении осуществляют фирмы Renault (Франция), Gfkk mbH (Германия), SUVA (Канада), Hitachi (Япония), ряд других английских, германских и американских фирм.

Отличительной чертой этих исследований и технических решений является использование жидких хладоносителей (вода, растворы CaCl_2 , NaCl , этиленгликоля и др.) при включении в охлаждающую систему емкостей - аккумуляторов, которые заполняются (заряжаются) охлажденным хладоносителем в ночное время при использовании более дешевой электроэнергии. Основное преимущество таких охлаждающих систем состоит в возможности оперативного использования холода при резкопеременной во времени потребности в хладоносителе, сопряженных с этим уменьшением финансовых расходов на выработку холода и мощностей устанавливаемого холодильного оборудова-

ния. Основной недостаток - в необходимости установки аккумулирующих емкостей большого объема, если в дневное время требуются большие количества хладоносителя для технологических нужд. Кроме того, по разному рода техническим и экологическим причинам вода как хладоноситель часто отдается предпочтение, однако она (без намораживания льда на охлаждающих поверхностях испарителей) может быть охлаждена лишь до $3...4^{\circ}\text{C}$, при часто необходимом охлаждении до $0...1^{\circ}\text{C}$.

Использование теплоты фазового перехода вода-лед для целей аккумулирования холода позволяет в ряде технологических решений различных фирм существенно уменьшить требуемые объемы аккумуляторов. Однако такие решения часто нивелируют главное преимущество жидкостных аккумуляторов холода из-за низкой скорости таяния льда, его слипанием и всплыванием на поверхность хладоносителя. Кроме того, намораживание льда требует более низких температур кипения хладагента, что сопряжено с превышением энергозатрат на производство холода.

Поэтому в проблеме создания эффективных охлаждающих систем с промежуточным хладоносителем явно представляется необходимость поиска решения, которые оптимально согласовали бы в себе требуемые технологические, экологические условия наряду с минимизацией энергозатрат и аккумулированием необходимого холода в ночное время. Оно из таких решений предлагается в данной работе и состоит в том, что испаритель без намораживания льда используется для ночной зарядки аккумулятора холода до температур воды около $3...4^{\circ}\text{C}$ Доводка воды до температур около $0...2^{\circ}\text{C}$ осуществляется льдогенератором барабанного типа, на выходе из которого формируется двухфазный поток воды и мелкого чешуйчатого льда. Снижение энергозатрат в льдогенераторе может быть достигнуто использованием аммиака с растворимым маслом в качестве хладагента, поскольку по данным предварительных исследований при его кипении в вертикальных каналах могут быть достигнуты значения коэффициентов теплоотдачи, характерные для фреонов - около $9-10$ тыс. Вт/($\text{м}^2 \text{K}$). В связи с этим в данной главе также анализируются результаты исследований задач "аммиак - растворимое масло", изменение стандартов в области эксплуатации аммиачных холодильных установок, физические представления и математические модели процессов тонкослойного намораживания льда, конструкции льдогенераторов различного назначения.

В конце главы формулируются основные задачи диссертационных исследований и направления их решения.

Вторая глава посвящена разработке общей, увязывающей математической модели охлаждающей системы на базе испарителя, льдогенератора и жидкостного аккумулятора холода. При этом рассматриваются различные схемы (рис. 1, 2, 3) циркуляции хладоносителя в системе в предположении, что математические модели испарителя, льдогенератора и технологических теплообменных аппаратов имеются и позволяют рассчитывать переменные во времени величины подохлаждения Δt_o , $\Delta t_{\text{лг}}$ хладоносителя в испарителе, льдогенераторе, величины подогрева $\Delta t_{\text{та}}$ хладоносителя в теплообменных аппаратах. Математическое моделирование охлаждающей системы проведено путем составления соотношений для балансов массы и теплоты на дифференциальном уровне, в результате чего получены системы обыкновенных дифференциальных уравнений с запаздывающими аргументами, описыва-

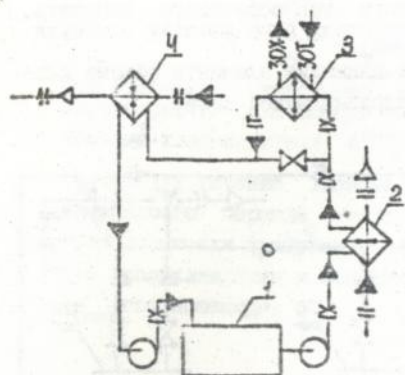


Рис. 1. Общая схема циркуляции хладоносителя в системе холодоснабжения

1 - аккумулятор, 2 - льдогенератор, 3 - теплообменные аппараты, 4 - испаритель.

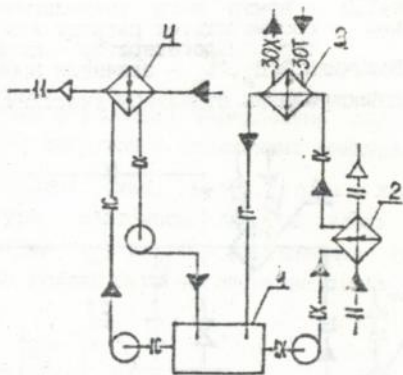


Рис. 2. Раздельная схема циркуляции хладоносителя в системе холодоснабжения

крупное изменение во времени объема хладоносителя $V(\tau)$, количества холода $Q(\tau)$ и температуры $t(\tau)$ хладоносителя в аккумуляторе холода. В качестве примера приведем эти уравнения для случая общей схемы циркуляции хладоносителя (рис. 1):

$$\frac{dQ(\tau)}{d\tau} = \rho [t^{**}(\tau)] G_n(\tau) \{T - t^*(\tau) + \Delta t_o(\tau - B)\} - \rho [t(\tau)] G_n(\tau) \{T - t(\tau)\}, \quad (1)$$

$$\frac{dV(\tau)}{d\tau} = \frac{1}{\rho [t(\tau)]} \{ \rho [t^{**}(\tau)] G_n(\tau) - \rho [t(\tau)] G_n(\tau) \}, \quad (2)$$

$$V(\tau) \frac{dt(\tau)}{d\tau} = \frac{\rho [t^{**}(\tau)]}{\rho [t(\tau)]} G_n(\tau) \left\{ T - t(\tau) - \left[T - t^*(\tau) + \Delta t_o(\tau - B) \right] \frac{c [t^*(\tau)]}{c [t(\tau)]} \right\}, \quad (3)$$

$$t^*(\tau) = \frac{\sum_{k=0}^n G_k(\tau) t_k c [t_k] \rho [t_k]}{\sum_{k=0}^n G_k(\tau) c [t_k] \rho [t_k]}, \quad (4)$$

$$t^{**} = t^* - \Delta t_o (\tau - B), \quad t_x = t(\tau - B - E_k) - \Delta t_{лг} (\tau - B - E_k) + \Delta t_k (\tau - B - L_k),$$

$k=1, n$ - номер k -го технологического теплообменного аппарата, $k=0$ - соответствует расходу хладоносителя G по участку аккумулятор - льдогенератор - испаритель.

Величины B, E_k, L_k - значения времен движения элемента объема хладоносителя по отдельным участкам гидравлической сети.

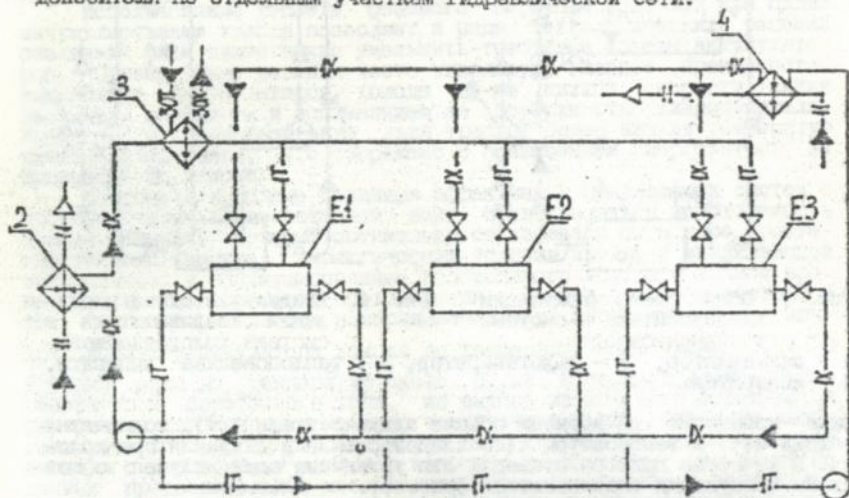


Рис. 3. Схема системы холодоснабжения с независимой циркуляцией холодного и отепленного хладоносителя: Е1, Е2, Е3 - аккумулятор холода, 2 - льдогенератор, 3 - теплообменные аппараты, 4 - испаритель

Соответствующие уравнения для случая раздельной схемы циркуляции (рис.2) хладоносителя имеют аналогичную структуру, являются также нелинейными и могут быть проинтегрированы известными численными методами. Заметим, что высокое значение объемной теплоемкости воды s, ρ требует достаточно точного учета изменений температуры хладоносителя на участках его циркуляции и зависимости s, ρ от температуры. Учет времен циркуляции хладоносителя вдоль отдельных участков гидравлической сети важен при проектировании разветвленных систем охлаждения, с дальним транспортом хладоносителя.

В случае компактных охлаждающих систем, какими часто являются охлаждающие системы молочных, пивоваренных и т.п. заводов, запаздывающие аргументы в уравнениях типа (1-4) малы и ими можно пренебречь. Кроме того, можно пренебречь зависимостью расходов и изменения $\Delta t_o, \Delta t_{лг}, \Delta t_{тв}$ от времени. В этом случае уравнения вида (1-4) упрощаются и могут быть проинтегрированы аналитически. Например, в случае общей схемы циркуляции хладоносителя уравнения (2, 3) принимают вид:

$$\frac{dv(\tau)}{d\tau} = 0, \quad v(\tau) = \text{const} = V_{\text{акк}}. \quad (5)$$

$$\frac{dt(\tau)}{d\tau} = \frac{G_n}{V_{\text{акк}}} \left\{ \Delta t_{\text{те}} - \Delta t_{\text{лг}} - \Delta t_o \right\}. \quad (6)$$

Эти уравнения правомочно применить для грубой оценки требуемых характеристик охлаждающей системы в условиях чередования пиковых (расход хладоносителя $G_n^{\text{пик}} > G_n^{\text{ср}}$) нагрузок и пониженных межпиковых ($G_n < G_n^{\text{ср}}$) в течение дневных рабочих смен. Требуя, чтобы к концу межпикового периода температура хладоносителя снизилась до технологически требуемого значения t_o , получим из анализа (6), что подохладнение в испарителе должно быть согласовано с $\Delta t_{\text{те}}$ и $\Delta t_{\text{лг}}$ соотношением:

$$\Delta t_o = \Delta t_{\text{те}} \frac{\tau_{\text{max}} + \left[\frac{G_n^{\text{ср}}}{G_n^{\text{пик}}} \right]^2 \tau_{\text{min}}}{\tau_{\text{max}} + \left[\frac{G_n^{\text{ср}}}{G_n^{\text{пик}}} \right] \tau_{\text{min}}} - \Delta t_{\text{лг}}, \quad (7)$$

где τ_{max} , τ_{min} - максимальная и минимальная длительности пикового и межпикового периодов.

Необходимая холодопроизводительность испарителя равна при этом произведению $\text{ср} G_n^{\text{ср}} \Delta t_o$. Аналогично, требуя, чтобы при разрядке аккумулятора в межпиковый период температура не превысила допустимое значение T , получаем необходимую минимальную емкость аккумулятора холода:

$$V_{\text{акк}}^{\text{min}} = \frac{G_n^{\text{пик}} \left[\Delta t_{\text{те}} - \Delta t_o - \Delta t_{\text{лг}} \right]}{T - t_o} \tau_{\text{max}}. \quad (8)$$

Аналогичные соотношения получены для случая охлаждения с раздельной схемой (рис. 2) циркуляции хладоносителя. Эти соотношения служат для выбора той или иной схемы циркуляции применительно к условиям конкретного производства, возможности установки аккумуляторов различного объема.

Полная стабилизация температуры хладоносителя на уровне значения t_o достигается при использовании системы охлаждения с независимой схемой циркуляции хладоносителя, где отепленный и охлажденный хладоноситель не смешиваются за счет разделения емкости аккумулятора холода на несколько отдельных (минимум три) емкостей. Необходимый объем такого аккумулятора из $(N+1)$ -ой емкости составляет:

$$V_{\text{акк}}^{\text{св}} = \frac{N+1}{N} \sum_{k=1}^N G_k \tau_k, \quad (9)$$

а холодопроизводительность испарителя:

$$Q_{\text{исп}} = \sigma \rho \left[\Delta t_{\text{те}} - \Delta t_{\text{лг}} - \Delta t_{\text{о}} \right] \frac{1}{\tau_{\text{ном}}} \sum_{k=1}^n G_k \tau_k, \quad (10)$$

где G_k, τ_k - требуемые расходы и времена работы k -го теплообменного аппарата;

$\tau_{\text{ном}}$ - длительность ночной смены для зарядки аккумулятора.

Полученные соотношения являются основой для проектирования и подбора охлаждающего оборудования систем охлаждения, их сравнительного анализа, который также проведен в работе.

Третья глава диссертации посвящена анализу краевой задачи о тонкослойном намораживании льда на внутренней поверхности охлаждаемого цилиндра и вытекающим отсюда соотношениям для холодильной части задачи проектирования льдогенератора чешуйчатого льда, как интенсивного водоохладителя, как его ранее определил проф. Чулкин С.Г. Это обусловлено тем, что в отличие от пластинчатого испарителя или технологического теплообменного аппарата для такого льдогенератора в литературе отсутствуют данные о его возможных теплотехнических характеристиках, хотя конструктивно-технологические решения известны и могут быть использованы. Если обозначить через $t(r, \tau)$, $t_m(t, \tau)$ температурные поля в слое льда и металлической обечайке льдогенератора, а через $\delta(\tau)$ зависимость толщины слоя намораживаемого льда от времени, то краевая задача в линейной одномерной постановке имеет вид:

$$\sigma \rho \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial \tau} = \lambda \left[\frac{\partial^2 t(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial r} \right], \quad r \in [r_0 - \delta(\tau), r_0], \quad (11)$$

$$\sigma_m \rho_m \frac{\partial t_m(r, \tau)}{\partial \tau} = \lambda_m \left[\frac{\partial^2 t_m(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_m(r, \tau)}{\partial r} \right], \quad r \in [r_0, r_0 + R], \quad (12)$$

$$t[r_0, \tau] = t_m[r_0, \tau], \quad \tau > 0, \quad (13)$$

$$\lambda \frac{\partial t[r_0, t]}{\partial r} = \lambda_m \frac{\partial t_m[r_0, \tau]}{\partial r}, \quad (14)$$

$$-\lambda N \frac{\partial t[r_0 - \delta(\tau), \tau]}{\partial r} = \alpha_b N [t_b - t[r_0 - \delta(\tau), \tau]] + \rho L \frac{d\delta(\tau)}{d\tau}, \quad (15)$$

$$t[r_0 - \delta(\tau), \tau] = t_{\text{кр}} = \text{const.} \quad (16)$$

$$-\lambda_m \frac{\partial t_m[r_0 + R, \tau]}{\partial r} = \alpha_o [t_m[r_0 + R, \tau] - t_o], \quad (17)$$

$$t_m(r, 0) = f(r), \quad (18)$$

$$\delta(0) = 0. \quad (19)$$

Здесь N учитывает наличие стефановского потока массы в пограничном слое ($N \approx 2$). Классический подход в решении этой задачи использует предположение о профиле температур в слоях, например вида:

$$t(r, \tau) = C_1 \ln\left(\frac{r}{r_0}\right) + C_2, \quad t_m(r, \tau) = C_3 \ln\left(\frac{r}{r_0}\right) + C_4, \quad (20)$$

и в дальнейшем необходимые величины находятся путем удовлетворения граничных условий (13-17, 19). Начальное распределение температур (18) и, тем более, уравнения теплопроводности (11, 12) не учитываются. Проведенная нами реализация такого подхода дала соотношения:

$$\tau = \frac{\rho L}{N \alpha_n (t_n - t_{кр})} \left\{ \frac{A}{B-A} \delta + \frac{B(1-A)}{2 r_0 (B-A)^2} \delta^2 + \frac{2A^2 B - 3A B - B^2 + 2B}{8 r_0^2 (B-A)^2} \delta^3 + \dots \right\}, \quad (21)$$

$$A = \frac{\lambda}{\alpha_o (r_0 + R)} + \frac{\lambda}{\lambda_m} \ln \frac{r_0 + R}{r_0}, \quad B = \frac{\lambda (t_{кр} - t_o)}{r_0 \alpha_n (t_n - t_{кр})},$$

а для средней температуры срезаемого льда:

$$t_{ср}(\tau) = t_{от}(\tau) + \frac{\lambda_m \alpha_o [t_{от}(\tau) - t_o]}{\frac{\lambda \lambda_m}{r_0 + R} + \lambda \alpha_o \ln \frac{r_0 + R}{r_0}} * \left\{ \frac{r_0 - \delta(\tau)}{\delta(\tau)} \ln \left[\frac{r_0 - \delta(\tau)}{r_0} \right] + 1 \right\}. \quad (22)$$

Численная реализация этих соотношения дает возможность исследовать влияние внутреннего диаметра барабана $2r_0$, толщины стенки R , теплопроводности λ_m материала стенки, частоты оборотов срезающего устройства, температур t_o и коэффициентов теплоотдачи α_o при кипении хладагента, расходов хладоносителя (α_n) через льдогенератор и других на производительность льдогенератора, толщину и температуру срезаемого льда.

С другой стороны, экспериментальные данные по динамике образования слоя льда в различных условиях весьма бедны. Поэтому возникает необходимость более детального анализа краевой задачи (11-19), учета уравнения теплопроводности и начального распределения температур в стенке барабана. Классический подход к такому решению приводит к выражениям, содержащим ряды Фурье, которые плохо сходятся и неприемлемы для анализа задач тонкослойного намораживания льда. В связи с этим нами решена краевая задача (11-19) полуаналитическим (конечно-разностная аппроксимация по времени и аналитическое решение по координатам) методом. Таким способом мы получаем возможность выразить температурное поле в $(k+1)$ -ый момент времени через значения в предыдущий k -ый момент времени. В частности для температурного поля слоя льда получено:

$$t_{k+1}(r) = B_{1k} I_0(\beta r) + B_{2k} K_0(\beta r) - \int_{r_0 - \delta(\tau_k)}^r \left[\beta^2 y t_k(y) + \frac{\partial t_k(y)}{\partial y} + y \frac{\partial^2 t_k(y)}{\partial y^2} \right] \left\{ K_0(\beta y) I_0(\beta r) - I_0(\beta y) K_0(\beta r) \right\} dy, \quad (23)$$

где B_{1k} , B_{2k} - величины, вычисляемые через $t_k(r)$, $\beta^2 = \frac{2 \alpha \rho}{\lambda h}$, h - шаг по времени, I , K - модифицированные функции Бесселя первого и второго рода.

Подстановка (23) в (15) дает возможность численным интегрированием вычислять $\delta(\tau_k)$ и соответствующую среднюю температуру слоя льда $t_{ср}(\tau_k)$. Проведенные вычисления показали, что начальные температурные поля различного профиля существенно не уточняют результаты, получаемые по соотношениям (21, 22) и поэтому последние могут быть взяты за основу при проведении теплотехнических расчетов характеристик льдогенератора.

Вычисление времен таяния чешуйчатого льда с различным размером частиц в потоке воды с температурой 3 - 4 °С проведено нами по соотношениям Шталайна И. Н. и по модифицированным формулам Р. Пэнка, предложенным новозеландским ученым Д. Клиландом. Оба метода дают близкие результаты и показывают, что если массовая доля частиц льда ($G_{отн}$, %) в потоке воды составляет около 2,5 - 3 %, то время таяния составляет величины от одной до нескольких минут, а результирующая температура воды достигает значений, близких к 1 °С. Нерастаявший лёд в виде ледяной шуги достаточно быстро растает в теплообменных аппаратах. В этом плане требуемая относительная производительность льдогенератора $G_{отн}$ должна составлять величины не менее 2,5 % при температуре входного потока воды около 3 - 5 °С и различных его расходах.

На рис. 4 иллюстрируются результаты расчетов толщины намороженного льда во времени при параметрах процесса, для которого имеются экспериментальные данные. На рис. 5, 6, 7 представлены результаты расчетов при параметрах, характерных для систем охлаждения небольших (100 - 150 тонн молока в сутки) молочных заводов. Эти результаты свидетельствуют, что при использовании сплава АМг5 для изготовления барабана льдогенератора и аммиака с растворимым маслом можно изготовить льдогенератор, отвечающий выше сформулированным требованиям. При этом требуемые характеристики льдогенератора достигаются при температурах кипения аммиака около минус 10 - 12 °С, а получаемый лёд имеет температуру, при которой он может как скалываться, так и срезаться с поверхности барабана.

В четвертой главе представлена разработанная нами методика проектирования охлаждающих систем с промежуточным хладоносителем на базе охлаждающего испарителя без намораживания льда, интенсивного охладителя ледяной воды в виде льдогенератора и водяного аккумулятора холода. Методика регламентирует порядок проектных расчетов на базе численных процедур для входных и выходных характеристик технологических теплообменных аппаратов (молочоохладителей), пластинчатых испарителей, разработанного в работе льдогене-

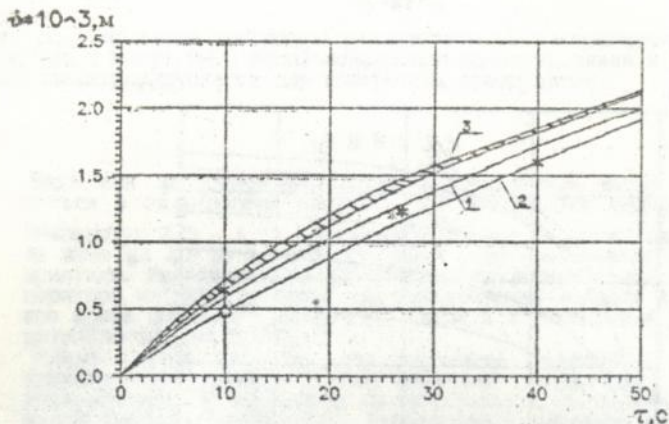


Рис. 4. Зависимость толщины слоя намораживаемого льда на внутренней поверхности цилиндра (сталь X18H9T, $t_{в} = 20^{\circ}\text{C}$, $G_{в} = 10 \text{ м}^3/\text{час}$, $t_{0} = -20^{\circ}\text{C}$, $\alpha_{0} = 1180 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, $D_{0} = 340 \text{ мм}$, $R = 8 \text{ мм}$)
 1 - расчет авторов, 2 - расчет по формуле Чулкина С.Г.,
 * - опытные данные Чулкина С.Г.. Заштрихованная полоса - результаты при различных профилях температур.

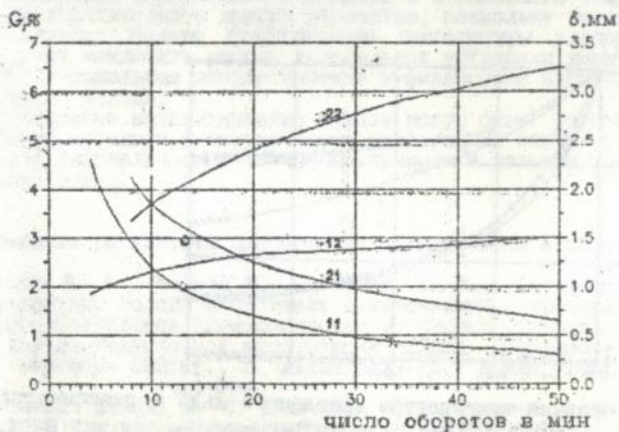


Рис. 5. Толщина слоя намораживаемого льда и относительная производительность льдогенератора; изготовленного из стали X18H9T ($R = 8 \text{ мм}$, кривые 11, 12) и сплава АМГБ ($G_{в} = 30 \text{ м}^3/\text{час}$, $t_{в} = 4^{\circ}\text{C}$, $\alpha_{0} = 8100 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, $t_{0} = -30^{\circ}\text{C}$, $D_{0} = 340 \text{ мм}$, $L_{0} = 1000 \text{ мм}$).

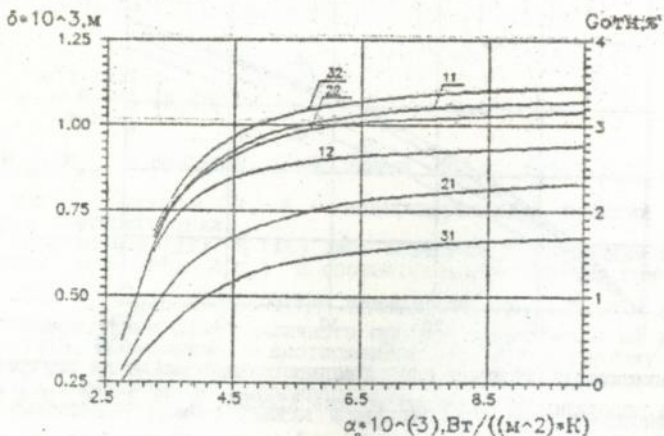


Рис. 6. Толщина слоя намораживаемого льда (кривые 11, 21, 31) и относительная проводимость (кривые 12, 22, 32) льдогенератора в зависимости от значений коэффициента теплоотдачи для различного числа оборотов $n = 10, 15, 20$ об/мин ($G_B = 30$ м³/час, $R = 12$ мм, АМГБ, $D_0 = 450$ мм, $L_0 = 1000$ мм, $t_a = 4^\circ$ С).

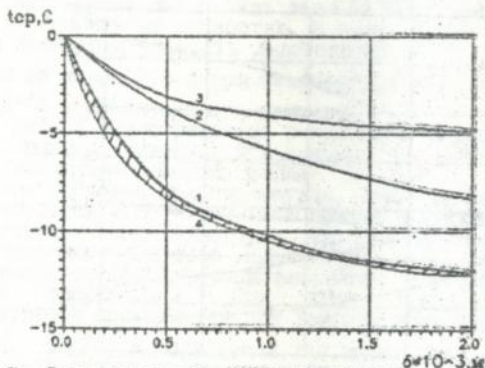


Рис. 7. Средняя температура срезаемого льда в зависимости от его толщины: 1 - АМГБ, $t_{0a} = -30^\circ$ С, $R = 12$ мм; 2 - Х18Н9Т, $t_{0a} = -30^\circ$ С, $R = 8$ мм; 3 - АМГБ, $t_{0a} = -12^\circ$ С, $R = 12$ мм; 4 - полоса значений при различных начальных профилях температур; ($\alpha_0 = 9100$ Вт/(м²К), $G_B = 30$ м³/час, $t_a = 4^\circ$ С, $D_0 = 340$ мм, $L_0 = 1000$ мм).

ратора. Численные процедуры реализованы на алгоритмическом языке Паскаль и могут быть использованы для проектирования и модернизации охлаждающих систем для конкретных предприятий.

ВЫВОДЫ

1. Вода как экологически чистый хладоноситель может использоваться в охлаждающих системах для охлаждения жидких сред до температур $2,5 - 4^{\circ}\text{C}$ при энергозатратах на производство холода ниже на $20-50\%$, чем это имеет место на действующих предприятиях. Использование при этом аккумулятора холода и льдогенератора чешуйчатого льда для производства ледяной воды в ночное время позволяет аналогично снизить и финансовые расходы за потребляемую электроэнергию.
2. Разработанная методика проектирования охлаждающих систем с промежуточным хладоносителем позволяет осуществить проектные исследования по модернизации действующих охлаждающих систем молокозаводов, пивзаводов, птицеперерабатывающих предприятий, систем кондиционирования воды и воздуха, где используются аммиачные холодильные установки с одной температурой кипения.
3. В условиях стесненности выбора больших объемов аккумулятора холода система холодоснабжения с общей схемой циркуляции хладоносителя предпочтительнее, чем система с раздельной схемой, поскольку позволяет установить аккумуляторы объемом на $10 - 15\%$ меньше.
4. Если имеется возможность на предприятии установить аккумулятор холода большого объема, то создание из нем охлаждающей системы с независимой циркуляцией холодного и отепленного теплоносителей предпочтительнее другим вариантам, поскольку такая система обеспечивает полную стабилизацию температуры хладоносителя, позволяет исключить работу холодильной установки днем, обеспечивает минимальные энергетические и финансовые затраты на производство холода.
5. Разработанные математические модели могут быть расширены для создания методики проектирования охлаждающих систем с разветвленной гидравлической схемой циркуляции и дальним транспортом хладоносителя.

Основные результаты диссертации опубликованы в работах:


1. Соколов В. А., Желиба Ю. А., Чечет В. И., Аль-Загхол Халед. Аккумуляторы холода в системах хладоснабжения предприятий птицеперерабатывающей промышленности // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Холод - народному хозяйству", сентябрь 1991 г., г. Ленинград. - Л.: ЛИХП, 1991. - с.120 - 121.
2. Аль-Загхол Халед, Л. С. Подмазко. Использование аккумуляторов холода в системах холодоснабжения агропромышленного комплекса // Межвед. научно-технический сборник "Холодильная техника и технология". - Киев: Техніка, 1992. - вып. N55. - с.23-26.

У С Л О В Н Ы Е О Б О З Н А Ч Е Н И Я

Q - количество теплоты, холода; G - объемный расход, относительная производительность; t, T - температура хладоносителя, льда,

металла; τ - время; σ , ρ , λ - теплопроводность; V - объем аккумулятора; A_1 - площадь поверхности аккумулятора, подогрета хладоносителем; z , z_1 , z_2 - координаты аккумулятора вдоль отдельных участков гидравлической сети; N - число емкостей аккумулятора, числовой множитель, учитывающий наличие стефановского потока массы при замораживании или таянии льда; r - координата в цилиндрическом слое; δ - толщина льда; r_0 - внутренний радиус барабана льдогенератора; R - толщина стенки барабана льдогенератора; α - коэффициент теплоотдачи; $t_{кр}$ - температура начала кристаллизации льда; L - теплота фазового перехода вода-лед; I , K - модифицированные функции Бесселя первого и второго рода.

Индексы: o - относится к испарителю, кипящему хладагенту; - относится к хладоносителю, возвратному насосу; $лг$ - относится к льдогенератору; $п$ - относится к подающему насосу; $к$ - номер теплообменного аппарата, номер временного интервала; $та$ - относится к теплообменному аппарату; $ср$ - среднее значение; $м$ - относится к металлу стенки барабана льдогенератора; $отн$ - относительное значение.


Аль-Загхар