

УДК 621.565.92

UDC 621.565.92

05.00.00 Технические науки

Technical Sciences

**ОПТИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНИКА С  
АККУМУЛЯТОРОМ ХОЛОДА В  
ТРОПИЧЕСКОМ КЛИМАТЕ****OPTIMIZATION OF THE ENERGY  
CHARACTERISTICS OF A CHILLER WITH  
COLD ACCUMULATOR IN TROPICAL  
CLIMATE**

Икем Азоршубел Икем  
аспирант кафедры Технологического оборудования  
и систем жизнеобеспечения  
*Кубанский государственный технологический  
университет г. Краснодар*

Ikem Azorshubel Ikem  
Postgraduate Student of the Department of  
Technological Equipment and Life Support Systems  
*Kuban State Technological University  
Krasnodar City, Russian Federation  
[azors9kee@yahoo.com](mailto:azors9kee@yahoo.com)*

Существует резкий переменный график потребления холода в перерабатывающих предприятиях с сезонными поставками сырья. Это приводит к пиковой тепловой нагрузке на холодильную установку. Введение аккумуляторов холода (АХ), в холодильных установках является одним из современных способов снижения стоимости охлаждения. Использование аккумуляторов холода позволяет сгладить неравномерную тепловую нагрузку на охлаждения, уменьшить мощность охлаждения установленного и технического оборудования. В ночное время сезона характерны утечки минимального тепла и потребление энергии ледяной воды (охлажденной или холодильной), но мощность охлаждения используется в дневное время при тепловой пиковой нагрузке холодного потребления при пиковом потреблении электроэнергии. Основная стоимость электроэнергии для производства искусственного холода для компенсации потерь тепла совпадает с периодом высоких тарифов на электроэнергию, как показано в анализе холодного потребления. Разработка холодильных систем с холодным накоплением в "ночной" период низких тарифов на электроэнергию является важным вопросом, основанным на вышеупомянутых факторах

There is always an abrupt variable schedule of cooling consumption in processing enterprises with seasonal supply of raw materials. This causes peak heat load on the refrigeration unit. The introduction of cold accumulators (CA) in refrigeration units is one of the modern ways of reducing the cost of refrigeration. The use of cold accumulators allows you to smooth out uneven thermal load on refrigeration, reduce the cooling capacity of the installed equipment and technical equipment. The night season experiences minimum heat leakage and power consumption of frozen ice water (coolant or refrigerant) but the refrigeration capacity is used during the daytime at peak heat load of cold consumption at peak electricity consumption. The major cost of electricity to generate refrigeration to compensate for heat loss coincides with the period of high electricity tariffs as shown from the analysis of cold consumption. The development of refrigeration systems with cold accumulation in "night" period of low electricity tariffs is an important issue based on the forgoing

Ключевые слова: ХОЛОДИЛЬНЫЙ АГРЕГАТ,  
АККУМУЛЯТОР ХОЛОДА, ТЕПЛОВОЙ  
НАГРУЗКИ, ПОТРЕБЛЕНИЯ  
ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ, ТАРИФ НА  
ЭЛЕКТРОЭНЕРГИЮ

Keywords: REFRIGERATION UNIT, COLD  
ACCUMULATOR, THERMAL LOAD,  
ELECTRICITY CONSUMPTION, ELECTRICITY  
TARIFF

Doi: 10.21515/1990-4665-123-084

## ВВЕДЕНИЕ

### 1.1 Схема холодильных установок для охлаждения жидких сред

Испаритель является одним из элементов холодильной машины, в котором рабочая жидкость закипает за счет тепла, поступающего из источника низкой температуры. Пар образуется при кипении хладагента, всасываемого из испарителя компрессором для выполнения дальнейших процессов цикла в холодильной машине.

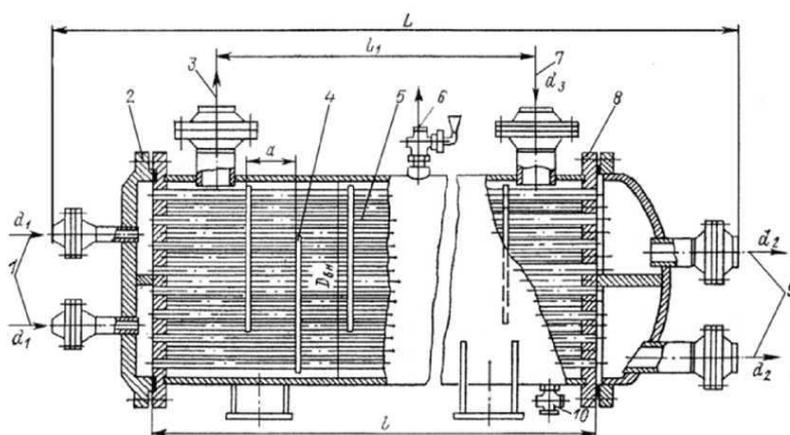
Испарители могут быть классифицированы на различные группы (в зависимости от поверхности кипения рабочего тела, характера циркуляции рабочего вещества и т.д.). В качестве промежуточного теплоносителя в испарителе, используются солевые растворы (водные растворы солей  $\text{CaCl}_2$ ,  $\text{NaCl}$ ), спирт, вода, водный раствор гликоля и др.

Испарители с рабочим веществом в кипящей трубе: Испарители такого типа имеют несколько дизайнерских решений: кожухотрубчатые испарители (с прямыми и U-образными трубами); вертикальные трубчатые испарители и панели.

В кожухотрубчатых испарителях, можно получить низкую температуру охлаждающей жидкости, без проблем замерзания и разрыва труб. На рисунке 1.1 показана конструкция кожухотрубного испарителя с кипящей рабочей жидкостью в прямых трубах. Для того чтобы обеспечить достаточную скорость потока внутри, корпус устанавливается в вертикальных перегородках. Диапазон скорости теплоносителя  $W_s = 0,3 - 0,8$  м / с.

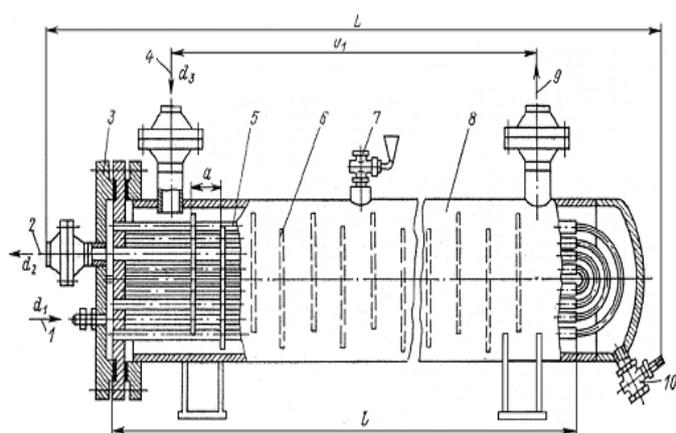
На рисунке 1.2 показана конструкция корпуса и трубы испарителя с кипящими U-образными трубами.

Панель испарителя Рисунок 1.3 представляет собой прямоугольный резервуар, в котором находится секция испарителя и мешалки панельного типа для обеспечения циркуляции рассола. При разности температур между  $\theta_{tm} = 5-6$  °С, плотность теплового потока в панельных испарителях достигает  $q_f = 2900 - 3500$  Вт / м<sup>2</sup>.



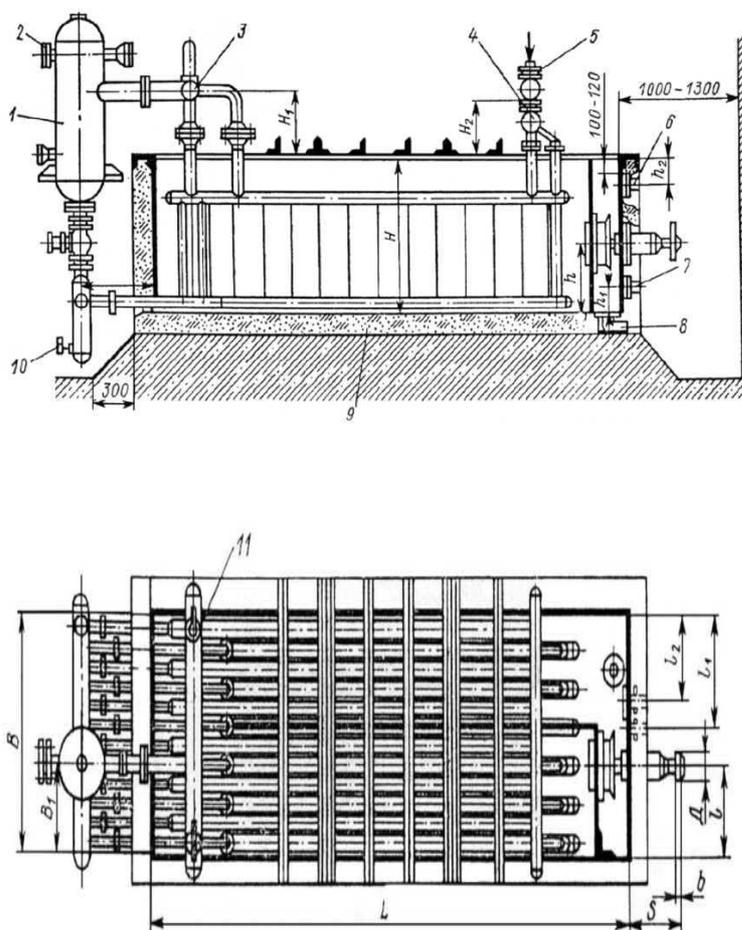
**Рисунок 1.1 - Кожухотрубный испаритель с кипящим рабочим веществом внутри прямых труб.**

1,9 - вход и выход из рабочего вещества; 2 - крышка; 3,7 вход и выход из рассола; 4 - перегородка; 5 - трубы отопления; 6 - клапан для вентиляции; 8 - трубчатые листы; 10 - дренажный рассол.



**Рисунок 1.2 - Кожухотрубный испаритель с кипящим рабочим веществом внутри U-образных труб.**

1,2 - вход и выход из рабочего вещества; 3 - крышка; 4,9 - вход и выход из рассола; 5 - трубы отопления; 6 - мембрана; 7 - сливной клапан, 8 - корпус; 10 дренажный рассол.



**Рисунок 1.3 - Панельный испаритель.**

1 - отделитель жидкости; 2 - выход паров аммиака; 3 - коллектор в сборе; 4 - коллекторный узел; 5 - вход жидкого аммиака; 6 - перелив рассола, 7 - выходное отверстие рассола; 8 – спускающийся рассол; 9 - изоляция; 10 дренаж масла;

11 - автоматически предохранительный клапан.

## 1.2 Схемы получения холода с аккумулятором холода.

### 1.2.1 Накопление в испарительных системах.

Основные конкретные технические показатели аккумуляторов холода принимают / 3 /: холодопроизводительность, прием и выдача

холода. В необходимых случаях принимается во внимание соответствующее изменение энтальпий массы воды, льда и аккумулятора холода. Дополнительные характеристики представляют собой средние значения коэффициентов теплоотдачи  $K_{ак}$  и температура воды  $t_{w1}$ , а также мощность охлаждения.

Отечественная экономика использует в основном два типа аккумуляторов: аккумулятор, который отделяет лед и тот, который не отделяет / 3, 13 /.

Аккумуляторы, неотделяющие лед от испарительной системы состоят из нескольких панелей (кожухотрубных испарителей), которые связаны между собой. Накопление холода достигается за счет замораживания льда в испарителе, а также образование значительного запаса воды со льдом. Большое количество воды со льдом необходимо для увеличения продолжительности плавки замороженного льда. По увеличению тепловой нагрузки ледяной воды, ее температура быстро повышается до недопустимых пределов, когда имеется значительное количество замороженного льда.

Скребки АХ с холодильной машиной с мощностью охлаждения 20 кВт, могут с двумя зарядами в течение 10 часов заменить машину с мощностью охлаждения 100 кВт в эксплуатации для охлаждения молока два раза в день в течение 2 ч / 13 /.

Анализ исследования со льдом ИЛ500 и Л250 / 10 / показали, что:

- Степень чистоты льда сколов лезвия, внутри и снаружи испарителя цилиндра может существенно повлиять на температуру  $t_0$ ;

- При увеличении температуры кипения до  $-17^{\circ}\text{C}$ , работоспособность машины для производства льда уменьшается, а кристалл сухого льда, скалывающегося под ножами, смесь воды со льдом выходит. Установлено,

что верхний предел температура,  $t_0 = -19$  °С, а оптимальная температура  $t_0 = -20, -21$  °С;

- Коэффициент теплопередачи колеблется в интервал от (265 до 805) тыс. кДж / т (т в градусах);
- Насыпная плотность льда получена при  $t_0 = -20$  °С, равна  $415$  кг / м<sup>3</sup>;
- В виде предлагаемых цилиндрических резервуаров, он обеспечивает 100% охват рабочей площади ледяной чешуйки;
- Для ускорения плавления льда вместо механических мешалок или принудительной аэрации, было предложено оросительное устройство перфорированных труб, установленных в центре бака.

Недостатком скребков АХ дополнительно к наличию движущихся частей, являются увеличение объема танков на 1 тонну льда (3,75 вместо  $2,5$  м<sup>3</sup>) и неравномерное таяние льдов.

Для того чтобы лучше использовать высокоразвитую поверхность ледяной воды (около 1 тыс. м<sup>2</sup> за тонну льда), желательно использовать интенсивное перемешивание ледяных вод путем распыления или пропусканием и акустические колебания.

Принципы работы систем кондиционирования воздуха аналогичны охлаждающему аккумулятору. Холод накапливается в ночное время суток, когда температура низкая, и, таким образом, температура хладагента будет ниже, чем в течение дня. Это помогает снизить расходы на электроэнергию и использовать более дешевый ночной тариф на электроэнергию в тех странах, где существуют тарифы на электроэнергию на разных степенях в течение дня. Полученный холод скапливается в изготовленном баке. Для этой цели он используется в течение дня, когда существует необходимость для кондиционирования воздуха в помещении.

Таким образом, накопление холода широко используется в промышленных процессах стабилизации, при использовании холодильного

потенциала воды со льдом и солевым раствором в указанном интервале температур от -10 до 20.°C.

### 1.2.2 Методы контроля температуры конденсации хладагента в холодильных системах

Температура  $t_k$  сама устанавливается в параметре (ПКХК). Значение температуры  $t_k$ , при которой она самоустанавливающаяся, зависит от производительности суммы компрессоров  $\sum V_{km}$ , характеристики теплопередачи конденсатора  $F_k$ , а средней температуры хладагента / 85, 89 /.

Эффективность конденсатора может уменьшаться в связи с изменением коэффициента теплопередачи  $K_k$  и поверхностью теплопередачи  $F_k$  или из-за одновременного изменения обоих этих величин  $K_k$  и  $F_k$ .

Увеличение температуры окружающей среды  $t_i$  или уменьшение его потребления  $G_i$  также отвечает за рост  $t_k$ .

При течении, температуры воды  $t_w$  повышается. Это может быть вызвано аномалией атмосферного охладителя. Снижение потребления тепловой среды определяется увеличением  $G_i$  (по сравнению с оптимальной) нагревающей среды (воды или воздуха) в конденсаторе.

При проектировании (ПКХУ), теплообменная поверхность конденсатора выбирается из условия максимально допустимого давления конденсации  $P_k$  с самой высокой температурой охлаждающей жидкости  $t_i / 8, 11, 18 /$ . При техническом обслуживании конденсатора, должен быть достаточный запас охлаждающей среды  $G_i$  (воды или воздуха). Своевременная очистка теплообменных поверхностей  $F_k$  от загрязнения и выхода устройства из воздуха и неконденсирующихся газов.

В зависимости от типа конденсаторов и охлаждающей среды, существуют разные способы поддержания в заданных пределах  $t_k$ , но все они основаны на изменении количества циркулирующей охлаждающей текучей среды через конденсатор  $G_f$  или эффективной площади поверхности конденсатора  $F_k$  / 8, 18, 17, 4 /.

Условия эксплуатации  $t_k$  могут быть уменьшены путем запуска дополнительного количества водяных насосов, вентиляторов градирни или секции вентилятора воздушных конденсаторов.

Несмотря на различные способы снижения температуры  $t_k$ , всегда будут более низкие предельные значения  $t_k$ . Эти ограничения определяются  $t_{0,c}$  и влажностью  $\phi_{0,c}$ , окружающего воздуха или влажной температурой / 7, 23 /, а также эффективным водоохладителем / 9 /. Кроме того, включение дополнительного оборудования, с одной стороны, увеличивает потребление энергии, а с другой стороны, сокращает потребление электроэнергии для работы компрессора. Таким образом, операция ПКХУ должна решить задачу оптимизации выбора разумного количества компрессоров и вспомогательного оборудования.

При использовании конденсаторов с водой, прибегают к автоматизации охлаждения для экономии воды, а когда температура охлаждающей воды  $t_w$  широко меняется. Регулирование осуществляется в основном за счет изменения потока воды  $G_w$ .

В работе / 15 / различные методы регулирования автоматического управления давлением  $P_k$  с помощью специальных контроллеров, которые на практике называются фоторегулированием.

Большое количество установок / 6 / употребляемых воду, работают в "старт-стоп" режиме в течение рабочей части цикла. Значительное количество воды может быть сохранено путем отключения его подачи к стационарному компрессору. В установках с фоторегуляторами,

прекращение подачи воды не сразу происходит, но после охлаждения конденсатора и для снижения давления в нем, из-за дополнительной потери воды. В связи с этим, иногда вместо фоторегулирования, электромагнитные и ручные клапаны, которые открываются при запуске и закрываются при остановке машины, используются.

Автоматизация водяного охлаждения конденсатора может быть осуществлена не только под действием давления  $P_k$ , но и от других переменных. Для того, чтобы регулировать температуру  $t_k$ , используется фоторегулирование. Чувствительный элемент регулятора установлен в месте, которое находится достаточно близко, где  $t_k$  записывается, например, на дренажной линии жидкого хладагента в ресивере и т.д.

Однако есть неизбежные ошибки из-за возможного переохлаждения жидкого хладагента.

Существуют также схемы / 15 /, в которых давление  $P_k$  для стабилизации температурного контроллера использует воду на входе в конденсатор. Контроллер адаптирован и выбран таким образом, что при расчетной температуре  $t_k$ , обеспечивает требуемую скорость потока. Понижение температуры воды на входе в конденсатор  $t_{w1}$  снижает его температуру воды на выходе из  $t_{w2}$ .

Преимуществом системы с фоторегулированием температурой является отсутствие контакта между контроллером и хладагентом, в определенной степени повышает надежность машины в целом. Для остальных, при температуре регулирования воды  $t_{w2}$  на выходе из конденсатора в ПКХУ является более сложным и уступает ПКХУ с регулятором давления для режимов точного заимствования.

Один общий способ управления потоком воды через конденсатор описан в / 8 /. Используется трехходовой клапан с плавной характеристикой, которая изменяет поток воды  $G_w$  через шунтирующую линию конденсатора для поддержания температуры воды на выходе из конденсатора выше минимального уровня. При продолжении падения температуры  $t_k$ , трехходовой клапан пропускает больше воды, тем самым снижая его поток через конденсатор и повышая температуру воды в конденсаторе. В этом способе контроля, подача водяного насоса относительно постоянна. Это является положительным, когда одна градирня и один насос обслуживают несколько конденсаторов.

При использовании градирни с принудительной циркуляцией воздуха, температура  $t_k$  может поддерживаться на заданном уровне, путем регулирования температуры воды на выходе из градирни.

Температура  $t_k$  в воздушных конденсаторах поддерживается в заданном диапазоне путем изменения потока воздуха через конденсатор или, заполняя конец конденсатора жидким хладагентом, чтобы уменьшить эффективную площадь поверхности конденсатора / 8,18,21 /.

Количество воздуха  $G_{вз}$ , проходящего через воздушный конденсатор, регулируется путем изменения положения заслонок в потоке воздуха, изменение скорости вращения вентилятора, из-за операции вращения вентилятора конденсатора или любой комбинации этих методов / 17 /.

Положение торцевых клапанов, установленных на стороне нагнетания вентилятора, постепенно изменяется от двигателя, который в зависимости от температуры  $t_{0,c}$  или давления  $P_k$  или привода (давление  $P_k$ ), который обеспечивает стабильную регулировку конденсатора. Тем не менее, клапаны и регуляторы имеют механические и электрические проблемы, вызванные коррозией, накоплением пыли и замерзанием влаги.

Более удовлетворительным средством регулирования температуры воздушных конденсаторов является регулятор скорости вращения вентилятора, который имеет гладкую реакцию / 8 /. Этот регулятор имеет термистор, который реагирует на температуру  $t_{0x}$  или температуру паров хладагента в конденсаторе и изменяет электрическое сопротивление при повышении или понижении температуры  $t_x$ . В случае изменения сопротивления электронной цепи, он регулирует напряжение на клеммах двигателя вентилятора (с затененным или постоянным разделительным конденсатором). Частота вращения вентилятора конденсатора плавно регулируется по всему диапазону от максимального значения до нуля, в зависимости от температуры терморезистора.

Циклическая работа вентилятора как средство контроля производительности воздушного конденсатора, как правило, нецелесообразна; это вызывает весьма значительные колебания температуры  $t_x$ , а также его частые и более короткие циклы. Тем не менее, если конденсатор использует несколько вентиляторов, их последовательная циклическая операция является удовлетворительным и удобным методом регулирования давления в широком диапазоне условий эксплуатации. Этот самый лучший способ изменит производительность конденсатора, который оснащен регулируемым клапаном или регулятором скорости.

Регулирование производительности конденсатора в воздухе, как правило, не подходит для мультиустройств. Кроме того, когда дует сильный ветер на теплую торцевую поверхность вертикального воздушного конденсатора, она может отменить любое снижение производительности за счет контроля циклической работы вентиляторов и уменьшить частоту их вращения. Тем не менее, эта проблема в значительной степени можно преодолеть с помощью рефлекторов или конденсаторов горизонтального ветра.

### 1.3 Математическое описание процессов образования льда.

Передача тепла в процессе кристаллизации и плавления льда, связанного с тепло - и массообменом в двухфазной системе, определяет интенсивность тепловых процессов холодильной технологии со льдом и может быть определена путем изменения количества льда.

Межфазный процесс передачи тепла в случае кристаллизации, то есть при переходе вещества в более термодинамически стабильную фазу с более низкой кинетической энергией молекул происходит быстрее, чем обратный процесс плавления. В первом случае молекулы воды получают тепло, которое дают им другую фазу, что приводит к высокой интенсивности процесса тепла с образованием льда.

Медленное образование льда имеет тепловую значимость или конвективный перенос тепла. Относительно, теплая вода, соприкасаясь и смешиваясь с частично переохлажденной водой, замерзает пограничный слой, путем его нагревания.

При определенном давлении льда, молекулы воды выдают только "кажущееся" тепло и превращают в другую фазу, смешанную с растопленной водой.

По словам Ткачева / 11,12/, передача тепла в случае таяния льда из-за утолщения пограничного слоя (за счет талой воды) меньше чем обычный конвективный теплообмен. Во время образования льда, пограничный слой наоборот, становится тоньше, из-за его непрерывного размораживания.

Образование льда может быть внутри воды, когда кристаллы образуются в пределах переохлажденной массы воды, на пленке. Когда поверхность охлаждения образует "щетку" или "сетку" из отдельных, но не замороженных пластиковых кристаллов, а также пленки, когда есть накопление льда на охлаждаемой подложке сплошной пленки кристалла. Эти процессы образования льда, как правило, комбинируются вместе. Для определения времени  $\tau$  образования (и плавления) подводного льда,

используется известный критерий Кутателадзе / 14 /, относящихся к случаю вытянутых кристаллов льда и преобладанию конвективного теплообмена.

$$\tau = \frac{K_{\tau} \rho_{\tau} d_1^2}{\rho_{\tau} \alpha} * \frac{\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{3/2} - 1}{2Pr^{1/3} Re^{1/2}} \quad (1.0)$$

где —  $\rho_{\tau}$  и  $\rho_{\tau}$  — плотности воды и льда;  $\alpha$  — температуропроводность;

$d_1$  and  $d_2$  — начальный и конечный диаметры кристалла; Pr and Re — критерия Прандтля и Рейнольдса;

$$K_{\tau} = \frac{v_0}{c_{\tau} \Delta t} — \text{вариант критерия Коссовича для образования льда.}$$

По опытам Бибикова и Пеховича, для случая образования подводного льда объемной скоростью  $V$  ( $\text{мм}^3 / \text{с}$ ), рост кристаллов зависит от скорости воды  $\omega$  ( $\text{мм} / \text{с}$ ) и переохлаждения как:

$$V = (14 + \omega) * t_n^{1.62} \quad (1.1)$$

где  $t_n$  °C- абсолютное значение температуры переохлаждения воды.

Эффективность образования ледяной пленки связана, в частности, с сильно развитой поверхностью теплопередачи "кисть" не слитой в монолитном кристалле, подробности пока не известны, но, видимо, может быть значительном в очень тонком льду.

Расчет длины типичного процесса кристаллизации воды при рассеивании тепла через растущую пленку льда связан с известной проблемой распределения тепла Стефана в среде, с изменяющимися условиями фазы.

Задача расчета продолжительности замораживания плоского слоя воды в простейшем случае выражается в соответствии с теорией Фурье через уравнение проводимости теплового баланса:

$$\gamma_0 \rho_{\text{л}} \frac{d\delta_{\text{л}}}{d\tau} = \lambda_{\text{л}} \frac{\partial t_{\text{л}}}{\partial x} - \lambda_{\text{в}} \frac{\partial t_{\text{в}}}{\partial x} \quad (1.2)$$

где  $\gamma_0$  - теплота образования льда;  $\rho_{\text{л}}$  - плотность льда;  $\delta_{\text{л}}$  - толщина льда;

$\tau$  - время образования льда;  $\lambda_{\text{л}}$ ,  $\lambda_{\text{в}}$  и  $t_{\text{л}}$ ,  $t_{\text{в}}$  - теплопроводности и температура льда и воды;

$\frac{d\delta_{\text{л}}}{d\tau}$  - скорость образования льда;

$\frac{\partial t_{\text{л}}}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial t_{\text{в}}}{\partial x}$  - градиенты температуры во льду и воде.

Нелинейное уравнение теплопроводности решается для соответствующих граничных условий. Решение с требуемой точностью некоторых из главных задач Стефана проблем, находится в Рубинштейне.

Есть целый ряд уравнений, предназначенных для ручных расчетов замораживания льда. Например, среди наиболее известных, уравнения Планка являются простыми формулами расчета для случая одностороннего замораживания через стенку плоского слоя воды при нулевой температуре, которая учитывает теплопроводность и толщину  $\lambda_{\text{с}}$ ; и  $\delta_{\text{с}}$ , коэффициента переноса тепла  $\alpha_{\text{ж}}$  от стенок к охлаждающей жидкости или хладагенту (коэффициент теплопередачи от воды ко льду, образовавшемуся условно принимается равным бесконечности)

$$\tau = \frac{\gamma_0 \rho_{\text{л}} \delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}} \left( \frac{1}{\alpha_{\text{ж}}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}} + 0,5 \frac{\delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}} \right) \quad (1.3)$$

где  $\Delta t$  - разность температур между теплоносителем и водой;

$\gamma_0$  и  $\rho_{\text{л}}$  - теплота плавления и плотности льда; значение в скобках является суммой приблизительно постоянного теплового сопротивления охладителя  $\left( \frac{1}{\alpha_{\text{ж}}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}} \right)$  в момент различного теплового сопротивления льда, в

среднем составляет  $\left(0.5 \frac{\delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}}\right)$ . Приведенная выше формула была получена путем интегрирования упрощенного уравнения теплового баланса

$$\int_0^{\tau} dt = \int_0^{\delta} \frac{\nu_{\text{опл}}}{\Delta t} \left( \frac{1}{\alpha_x} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}} \right) \quad (1.4)$$

Элементарный анализ формулы Планка показывает, что при малых значениях коэффициента теплопередачи  $\alpha_x$  и толщины льда  $\delta_{\text{л}}$  соотношение между временем процесса  $\tau$  взаимосвязи между временем процесса  $\tau$  и толщины льда  $\delta_{\text{л}}$  почти линейно. При высоким  $\alpha_x$  и  $\delta_{\text{л}}$  время процесса  $\tau$  примерно пропорционально квадрату толщины льда  $\delta_{\text{л}}$ .

Увеличение разности температур  $\Delta t$ ; т.е. снижение температуры замерзания льда, пропорциональное уменьшению времени процесса  $\tau$ ; скорость замораживания увеличивается с уменьшением  $\delta_{\text{л}}$ . Чем больше коэффициент теплопередачи  $\alpha_x$ : с небольшим увеличением в  $\alpha_x$ , это значительно увеличивает скорость замораживания льда, особенно при малых толщинах льда, с большим  $\alpha_x$  далее увеличивает его неэффективность, особенно в толстом слое льда.

На основании формулы Планка для толщины льда  $\delta_{\text{л}}$ , скорость замораживания льда будет

$$\frac{d\delta_{\text{л}}}{d\tau} = \frac{\Delta t}{\nu_{\text{опл}} \left( \frac{1}{\alpha_x} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}} \right)} \quad (1.5)$$

Тепловая нагрузка будет

$$\frac{dq}{d\tau} = \frac{\Delta t}{\nu_{\text{опл}} \left( \frac{1}{\alpha_x} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}} \right)} \quad (1.6)$$

Для случаев замораживания кольцевых цилиндрических слоев, со значительной разницей в диаметрах, Планк предложил упрощенную формулу, не принимая во внимание тепловое сопротивление стенки трубы. При замораживании снаружи трубы

$$\tau = \frac{\gamma_0 \rho_{\text{л}}}{2\Delta t} \left[ (R^2 - r^2) \left[ \frac{1}{r\alpha_{\text{ж}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{л}}} \right] + \frac{1}{\lambda_{\text{л}}} R^2 \ln \frac{R}{r} \right] \quad (1.7)$$

где R и r - большой и малый радиусы ледяного цилиндра.

Есть целый ряд других достаточно сложных решений, чтобы отделить задачи определения длительности точки замерзания воды с положительной температурой, такие решения, как у Коноплева, Лейбензона, Ткачева и Бучко.

Уравнение Ткачева и Бучко для случая одностороннего замораживания пластины льда принимает во внимание температуру воды, теплоемкость льда, конвекцию тепла воды и наступающую границу льда. Уравнение выражается критерием подобия в виде:

$$Fo = \left[ \frac{\gamma_0}{c_{\text{л}}|t_{\text{ж}}|} + \frac{c_{\text{в}}\delta_{\text{л}}t_{\text{ж}}}{c_{\text{л}}\rho_{\text{л}}|t_{\text{ж}}|} + 0.5 \right] \left( \left( 1 + \frac{t_{\text{ж}}}{Bi} \right)^2 \ln \frac{t_{\text{ж}}}{1 - \frac{\delta_{\text{л}}^2}{\delta^2}} - \left( 1 + \frac{t_{\text{ж}}}{Bi} \right) \frac{\delta_{\text{л}}^2}{\delta^2} - \frac{t_{\text{ж}}}{2Bi} \right) \left[ \ln \frac{t_{\text{ж}}}{1 - \frac{\delta_{\text{л}}^2}{\delta^2}} + \ln(Bi \frac{\delta_{\text{л}}^2}{\delta^2} + 1) \right] \quad (1.8)$$

где Fo и Bi являются критерия Фурье, и Бью;

$t_{\text{в}}, t_{\text{ж}}$ - температура воды и хладагента;

$c_{\text{в}}, \rho_{\text{в}}$  и  $c_{\text{л}}, \rho_{\text{л}}$ - удельная теплоемкость и плотность воды и льда;

$\delta_{\text{л}}^{\text{II}}, \delta_{\text{л}}^{\text{III}}$  - толщина льда, и установлена при максимальной возможности при таких условиях теплообмена (определяется из соответствующего теплового баланса).

Предложена универсальная формула подходит для расчета продолжительности образования льда в водоемах и на больших

конических ледоформах и на пластинах в трубах и, особенно в интенсивном замораживании льда в кольцевых слоях с разницей малого диаметра как следует

$$\tau = \rho_{\text{л}} \left( c_{\text{в}} t_{\text{в}} + \gamma_0 - c_{\text{л}} \frac{t_{\text{х}}}{2} \right) - \frac{f}{t_{\text{х}} s} \left( \frac{1}{\alpha_{\text{х}}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{0,5 \delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{л}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{л}}} \right) \quad (1.9)$$

где  $\rho_{\text{л}}$  - фактическая плотность льда (900 - 920 кг / м<sup>3</sup>);

$t_{\text{в}}$  - температура воды (с учетом теплопритоков);

$\alpha_{\text{х}}$  - коэффициент теплопередачи к хладагенту или охлаждающей жидкости;

$\delta_{\text{с}}, \lambda_{\text{с}}$  - толщина и коэффициент теплопроводности стенки образования льда (не принимать во внимание, например, при отсутствии снега или льда на водохранилище);

$\delta_{\text{м}}$  - минимальная толщина морозильного льда на одной стороне (в расчетной секции);

$\alpha_{\text{л}}$  - средний коэффициент теплопередачи замерзания воды в лед, как правило, не определяется конвективным и лучистым теплообменом и теплопередачей к массе в процессе фазового превращения.

Примерно (в Вт / (м<sup>2</sup> К))

$$\alpha_{\text{х}} = \frac{\nu_0 \cdot \rho_{\text{л}}}{\Delta t_{\text{с}}}, \quad (1.10)$$

где  $\Delta t_{\text{с}}$  - это средняя разность температур между смачиваемой поверхностью льда и воды вне влияния пограничного слоя (в

конструкциях, позволяющих,  $t_{\text{г}} \approx 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ , хотя в принципе  $t_{\text{г}}$  всегда немного ниже  $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ );

$\omega$  - средняя линейная скорость (м / с) образования льда (из эксперимента и рассчитывается путем последовательных приближений).

#### **1.4 Применение тепловых труб для холодных аккумуляторов**

Задача эффективной передачи тепловой энергии и преобразования теплового потока очень проста и решаемая с помощью устройств, так называемых тепловыми трубами / 22 /.

Тепловая труба представляет собой относительно простое техническое устройство, которое позволяет передавать тепловую энергию с КПД более 90% и не содержит движущихся частей, бесшумный в эксплуатации, характеризующийся высокой надежностью и длительным сроком службы без технического обслуживания. Эффективная теплопроводность тепловых трубок в десятки тысяч раз больше, чем проводимость металлов, таких как меди, серебра, алюминия. Тепло может быть передано с помощью тепловой трубки в 500 раз больше, на единицу веса, чем допускается жесткими теплопроводами с одинаковым поперечным сечением. Тепловая труба может работать в широком диапазоне температур (от криогенных температур до 2000-2500  $^\circ\text{C}$ ). Эти пределы рабочих температур определяются только технологическими свойствами существующих на сегодняшний день материалов, а не принципом действия. Кроме того, тепловые трубы не накладывают специфические требования к типу источника тепла.

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ХОЛОДНОГО АККУМУЛЯЦИИ.**

### **2.2 Моделирование процесса накопления.**

Вертикально-трубный испаритель тепловых труб имеет свои особенности в процессе тепло- и массообмена. Следовательно, на основе вышеприведенных уравнений моделируются процессы кипения в вертикальной испарительной трубе и накопления холода путем замораживания с лядиной водой на его поверхности. / 14, 18 /.

Полученная модель была решена с помощью численных методов на ЭВМ.

$$\left. \begin{aligned}
 Fo &= \left[ \frac{\gamma_0}{c_n |t_x|} + \frac{c_n \delta_n t_n}{c_n \rho_n |t_x|} + 0,5 \right] \left( \left( 1 + \frac{1}{Bi} \right)^2 \ln \frac{1}{1 - \frac{\delta'}{\delta''}} - \left( 1 + \frac{1}{Bi} \right) \frac{\delta'}{\delta''} - \frac{1}{2Bi} \right) \left[ \ln \frac{1}{1 - \frac{\delta'}{\delta''}} + \ln \left( Bi \frac{\delta'}{\delta''} + 1 \right) \right] \\
 \alpha_{\Phi} &= \alpha_x \left( \frac{\Delta t}{0,24 \Delta t} - 1 \right), \\
 Nu &= 0,23 \left( \frac{Gd(1-x)}{\mu} \right)^{0,8} \left( \frac{c\mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\lambda_n} \right)^{0,14}, \\
 \tau &= \frac{\gamma_0 \rho_n \delta_n}{\Delta t} \left( \frac{1}{\alpha_x} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + 0,5 \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right) \\
 q_{зам} &= c_{в} \cdot (t_{вн} - t_{в}) + \gamma_{в} + c_{л} \cdot (t_{в} - t_{л}), \\
 q_{ом} &= c_{л} \cdot (t_{ом} - t_{л}) + \gamma_0, \\
 \tau_{зам} &= t_{гр} + |t_0| \frac{q_{в} \cdot \rho_n}{t_{в} + |t_0|} \cdot \left( \frac{\delta_n^2}{2 \cdot \lambda_n} + \frac{\delta_{см}^2}{\alpha_a} \right), \\
 \tau_{ом} &= \rho_n \frac{q_{ом} \cdot \rho_n}{t_{ом} + |t_{гр}|} \cdot \left( \frac{\delta}{2 \cdot \lambda_{в}} + \frac{\delta_{см}}{\alpha_a} \right).
 \end{aligned} \right\} (2.0)$$

1.Первая часть критерия системы уравнений 2.1 описывает общие процессы тепло - и массообмена в образовании льда на различных поверхностях. Вторая часть системы применима к конкретному аккумулятору и условиям, рассматриваемым в главе 4 и разделе 2.3 данной работы.

2. Расчеты по математической модели были проведены для различных типов наиболее часто используемых хладагентов и были получены расчетные характеристики с данными других авторов.

### 2.3. Математическое описание процессов во время работы батарей тепловых труб.

В процессе накопления необходимо знать, сколько льда может замерзнуть на поверхности теплообмена. Этот расчет выполняется для следующих исходных данных:

- Температура замерзания:  $t_{з} = 0$  °;

- Температура Размораживание:  $t_{от} = 0$  °С;

- Точка кипения хладагента:

1.  $T_0 = -5$  ° С - в первом режиме; 2.  $T_0 = -10$  ° С - во втором режиме;

3.  $T_0 = -15$  ° С - третий режим.

- Температура льда:  $t_{л} = t_0 + 3$  ° С,

1.  $t_{л} = -2$  ° С - в первом режиме; 2.  $t_{л} = -7$  ° С - во втором режиме;

3.  $t_{л} = -12$  ° С - третий режим.

Температура нагрева во время размораживания:

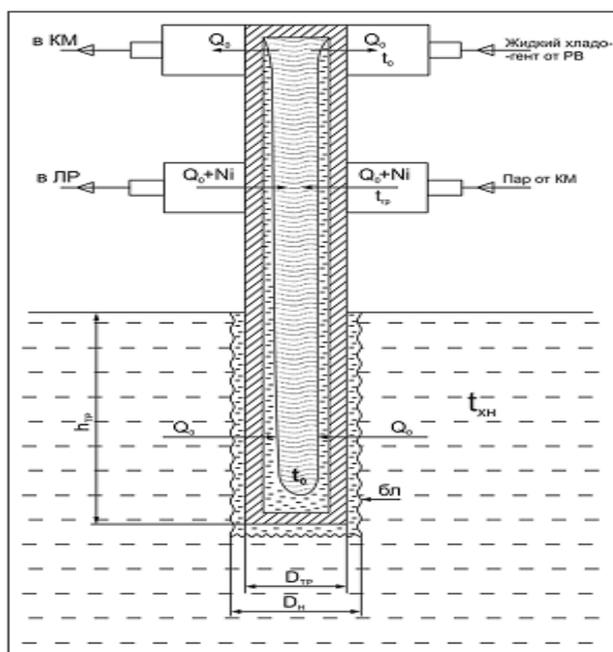
1.  $t_{гр} = -2$  ° С - в первом режиме; 2.  $t_{гр} = -7$  ° С - во втором режиме;

3.  $t_{гр} = -12$  ° С – в третий режим.

Толщина слоя размораживания:  $\delta_{стм} = 0,5 \times 10^{-3}$  м = 0,0005 мм.

- Хладагент фреон 22, фреон 134а.

На рисунке 2.5 показана схема конструкции теплообменной трубы.



**Рисунок 2.5 - Расчетная схема теплообменной трубы**

Цикл аккумулятора состоит из двух режимов: замораживания и оттаивания.

В первой половине цикла аккумулятора, на поверхности тепловой трубы, есть, заморожен слой льда. Во второй половине цикла за счет тепла, подаваемого в центральной части тепловой трубы, есть замороженные кусочки льда с последующими его выбросами в емкость для хранения.

Операция накопления осуществляется при минимальном тарифе на электроэнергию (в ночное время). В течение дня, холодильная машина работает, обычно используя накопленную массу льда, чтобы уменьшить температуру конденсации в соответствии со схемой на рисунке 2.5.

### **2.3.1. время замораживания льда**

Лед замерзает в аккумуляторе, и периодически плавится и сливается в бак.

- Теплота замораживания 1 кг льда определяется по формуле

$$q_{зам} = c_{в} \cdot (t_{вн} - t_{з}) + r_{в} + c_{л} \cdot (t_{з} - t_{л}), \quad (2.1)$$

Где. С, это теплоемкость воды, кДж / (кг К);

$c_{л}$  - удельная теплоемкость льда, кДж / (кг К);

$r_{в}$  - теплота образования льда, кДж / кг;

$t_{вн}$  - начальная температура образования льда, ° С;

$c_{в} = 4197$  Дж/ (кг К);  $c_{л} = 2120$  J / (кг К);  $r_{вн} = 334000$  Дж / кг;  $t_{вн} = 5$  °С...

Результаты расчетов используются для определения время замораживания и оттаивания льда.

время замораживания

$$\tau_{зам} = t_{гр} + |t_{з}| \cdot \frac{q_{з} \cdot \rho_{л}}{t_{з} + |t_{з}|} \cdot \left\{ \frac{\delta_{л}^2}{2 \cdot \lambda_{л}} + \frac{\delta_{ст}}{\alpha_{а}} \right\} \quad (2.2)$$

Где,  $\rho_{л}$  плотность льда, кг / м<sup>3</sup>;

$\lambda_{л}$  - теплопроводность льда, Вт / (м К);

$\lambda_{в}$  - теплопроводность воды, Вт / (м К);

$\delta_{ст}$  - толщина стенки, м;

$\alpha_{а}$  - коэффициент теплопередачи охлаждающей жидкости, Вт / (м К);

$\rho_{л} = 917$  кг / м<sup>3</sup>;  $\lambda_{л} = 2,22$  Вт / (м К);  $\lambda_{в} = 0,560$  Вт / (м К);  $\delta_{ст} = 0003$  м;

$\alpha_{а} = 380$  Вт / (м<sup>2</sup> К); R134a;  $\alpha_{а} = 500$  Вт / (м<sup>2</sup> К) - R22;

### 2.3.2. время частичного ледяного размораживания

Замороженный лед нужно разморозить и сбрасывать в аккумулятор.

Процессы размораживания описываются следующими уравнениями:

- Теплота размораживания определяется по формуле

$$q_{отм} = c_{л} \cdot (t_{отм} - t_{л}) + r_{в} \quad (2.3)$$

- Время размораживания

$$\tau_{\text{от}} = \frac{q_{\text{от}} \cdot \rho_{\text{л}}}{\lambda_{\text{от}} + |\lambda_{\text{гр}}|} \cdot \left( \frac{\delta_{\text{от}}^2}{2 \cdot \lambda_{\text{л}}} + \frac{\delta_{\text{от}}}{\alpha_{\text{а}}} \right). \quad (2.4)$$

Результаты расчета для первого режима записываются в таблицы:

**Таблица 2.1**  $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}; t_{\text{л}} = -2 \text{ }^\circ\text{C}; t_{\text{сп}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}.$

$\delta_{\text{л}}, \text{ м}$	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04
$q_{\text{зам}}, \text{ Дж/кг}$	359225	359225	359225	359225	359225	359225	359225	359225
$q_{\text{от}}, \text{ Дж/кг}$	338240	338240	338240	338240	338240	338240	338240	338240
$\tau_{\text{зам}}, \text{ с}$	<i>R22</i>	766,248	1879,117	3733,899	6330,594	9669,202	13749,72	18572,16
	<i>R134a</i>	891,076	2003,946	3858,728	6455,423	9794,031	13874,55	18696,99
	<i>R22</i>	77,209	77,209	77,209	77,209	77,209	77,209	77,209
$\tau_{\text{от}}, \text{ с}$	<i>R134a</i>	100,717	100,717	100,717	100,717	100,717	100,717	100,717

**Таблица 2.2**  $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}; t_{\text{л}} = -2 \text{ }^\circ\text{C}; t_{\text{сп}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}.$

$\delta_{\text{л}}, \text{ м}$	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04
$q_{\text{зам}}, \text{ Дж/кг}$	359225	359225	359225	359225	359225	359225	359225	359225
$q_{\text{от}}, \text{ Дж/кг}$	338240	338240	338240	338240	338240	338240	338240	338240
$\tau_{\text{зам}}, \text{ с}$	<i>R22</i>	766,248	1879,117	3733,899	6330,594	9669,202	13749,723	18572,157
	<i>R134a</i>	891,076	2003,946	3858,728	6455,423	9794,031	13874,552	18696,986
	<i>R22</i>	55,149	55,149	55,149	55,149	55,149	55,149	55,149
$\tau_{\text{от}}, \text{ с}$	<i>R134a</i>	71,940	71,940	71,940	71,940	71,940	71,940	71,940

**Таблица 2.3**  $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}; t_{\text{л}} = -2 \text{ }^\circ\text{C}; t_{\text{сп}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}.$

$\delta_{\text{л}}, \text{ м}$	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04
$q_{\text{зам}}, \text{ Дж/кг}$	359225	359225	359225	359225	359225	359225	359225	359225
$q_{\text{от}}, \text{ Дж/кг}$	338240	338240	338240	338240	338240	338240	338240	338240
$\tau_{\text{зам}}, \text{ с}$	<i>R22</i>	766,248	1879,117	3733,899	6330,594	9669,202	13749,723	18572,157
	<i>R134a</i>	891,076	2003,946	3858,728	6455,423	9794,031	13874,552	18696,986
	<i>R22</i>	42,894	42,894	42,894	42,894	42,894	42,894	42,894
$\tau_{\text{от}}, \text{ с}$	<i>R134a</i>	55,954	55,954	55,954	55,954	55,954	55,954	55,954

### 2.3.3.Производительность аккумулятора

Различные режимы работы аккумулятора определяют его производительность.

Масса  $M_{\text{лц}}$ , в кг льда в течение одного цикла определяется по формуле

$$M_{лц} = N_{труб} \cdot \left[ \pi \cdot \left( \frac{D_n^2 - D_{тр}^2}{4} \right) \cdot h_{тр} + \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \right] \cdot \rho_{л} \quad (2.5)$$

где  $N_{труб}$  количество труб аккумулятора;

$D_n$ - наружный диаметр мерзлого слоя, м;  $D_{тр}$

$D_{тр}$  - диаметр трубы, м;

$h_{тр}$ - высота трубы в растворе м.

Следующие параметры считаются приемлемыми для аккумулятора:

$$N_{труб} = 16 \text{ шт}; D_{тр} = 0.025 \text{ м}; h_{тр} = 0.6 \text{ м}; D_n = D_{тр} + 2 \delta_{л}, \text{ м}$$

Число циклов замораживания и оттаивания во время накопления

$$n_{цикл} = \frac{\tau_{ак}}{(\tau_{зам} + \tau_{от})} \quad (2.6)$$

где  $\tau_{ак}$ - время накопления (в ночное время),

$$\tau_{ак}, \text{ принят} = 8 \times 3600 = 28800 \text{ с.}$$

$$M_{ак} = M_{лц} \cdot n_{цикл}, \quad (2.7)$$

Результаты расчета первого режима записываются в таблицы:

**Таблица 2.4**  $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}; t_{д} = -2 \text{ }^\circ\text{C}; t_{сп} = 35 \text{ }^\circ\text{C}.$

$\delta_{л}, \text{ м}$		0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04
$m_{лц}, \text{ кг}$		4,217	9,908	17,108	25,851	36,172	48,106	61,686	76,949
$n_{цикл}$	R22	34,145	14,721	7,557	4,495	2,955	2,083	1,544	1,189
	R134a	29,038	13,684	7,274	4,393	2,911	2,061	1,532	1,182
$m_{ак}$	R22	143,985	145,860	129,281	116,188	106,886	100,199	95,262	91,523
	R134a	122,450	135,579	124,438	113,559	105,284	99,136	94,510	90,966

**Таблица 2.5**  $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}; t_{д} = -2 \text{ }^\circ\text{C}; t_{сп} = 35 \text{ }^\circ\text{C}.$

$\delta_{л}, \text{ м}$		0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04
$m_{лц}, \text{ кг}$		4,217	9,908	17,108	25,851	36,172	48,106	61,686	76,949

$\eta_{цикл}$	R22	35,062	14,889	7,601	4,510	2,962	2,086	1,546	1,190
	R134a	29,906	13,874	7,327	4,412	2,919	2,065	1,534	1,184
$m_{ль}$	R22	147,852	147,523	130,034	116,590	107,129	100,359	95,374	91,607
	R134a	126,109	137,459	125,349	114,060	105,591	99,340	94,655	91,074

**Таблица 2.6**  $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{д} = -2 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{ср} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$\delta_{т,м}$		0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04
$m_{ль, кг}$		4,217	9,908	17,108	25,851	36,172	48,106	61,686	76,949
$\eta_{цикл}$	R22	35,593	14,984	7,626	4,519	2,965	2,088	1,547	1,191
	R134a	30,411	13,981	7,357	4,423	2,924	2,067	1,536	1,184
$m_{ль}$	R22	150,092	148,464	130,456	116,814	107,264	100,448	95,437	91,653
	R134a	128,238	138,526	125,861	114,340	105,763	99,454	94,735	91,133

### 2.3.4 Определение времени разряда аккумулятора

Масса льда накоплена в течение ночи, а затем израсходована на производственные нужды, снижает температуру конденсации холодильной машины.

Теплота, идущая в аккумулятор разряда в соответствии с рис 2.5

$$Q = Q_0 + Q_K = Q_0 + (Q_0 + N_i), \quad (2.8)$$

где  $Q$  – это производительность холодильной установки, кВт;  
 $N_i$  - индикаторная мощность компрессора, кВт.

$$t_{разр} = \frac{2 \cdot (Q_0 + N_i)}{m_{ль} \cdot \gamma_{л}} \quad (2.10)$$

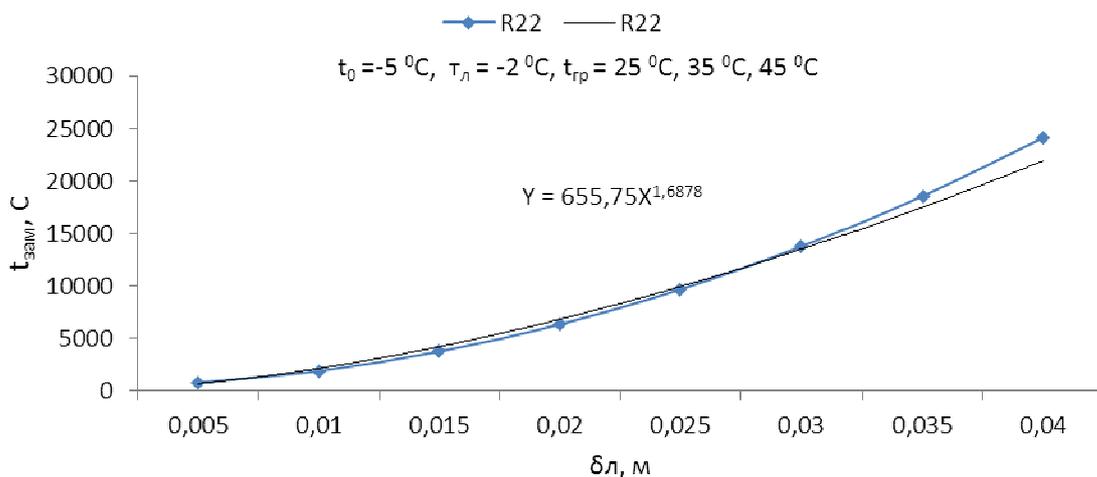


График 1 - время замораживания, ( $t_{зам}$  в зависимости от толщины льда при температуре  $t_0 = -5^\circ C$  для фреона R22, (таблица: 2,1 - 2,2 - 2,3).

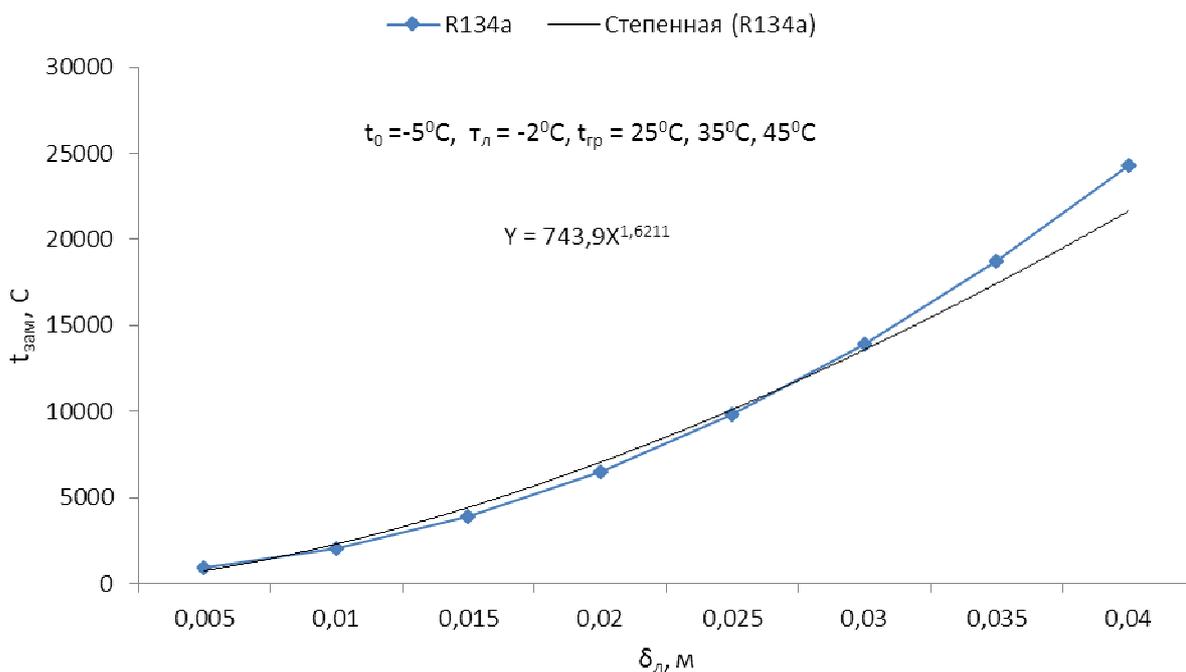
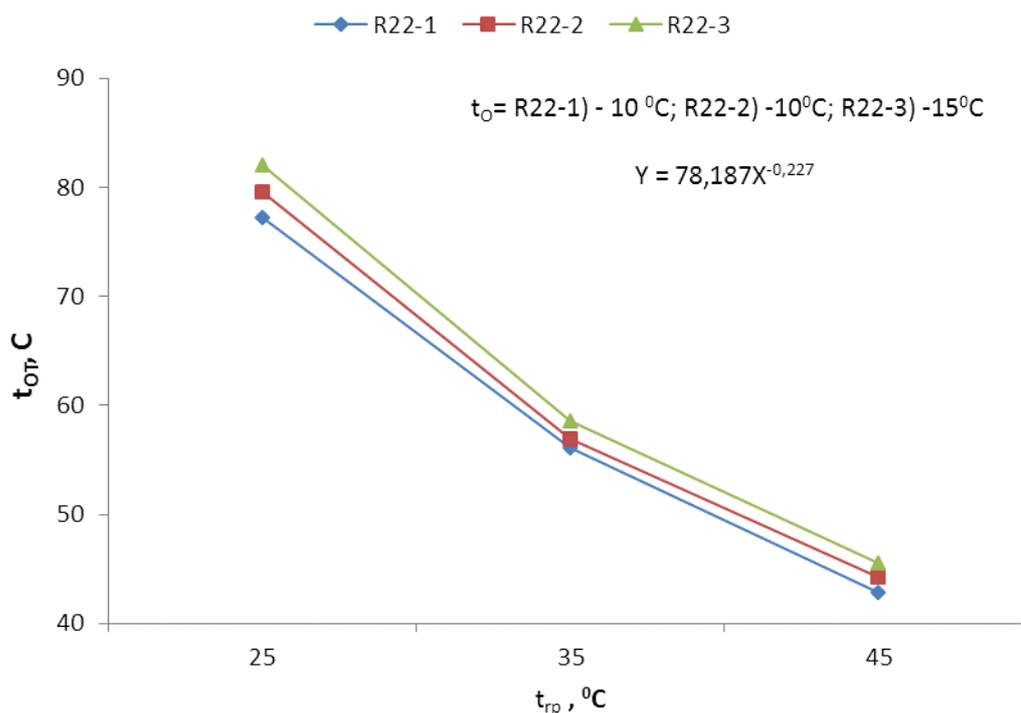


График 2 - время замораживания, ( $t_{зам}$  в зависимости от толщины льда при температуре  $t_0 = -5^\circ C$  для фреона R134a (таблица: 2,1 - 2,2 - 2,3).



График

3 - время замораживания ( $t_{отт},\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) в зависимости от температуры нагрева при  $t_0 = (-5, -10, -15)\text{ }^{\circ}\text{C}$  для хладагента R22.

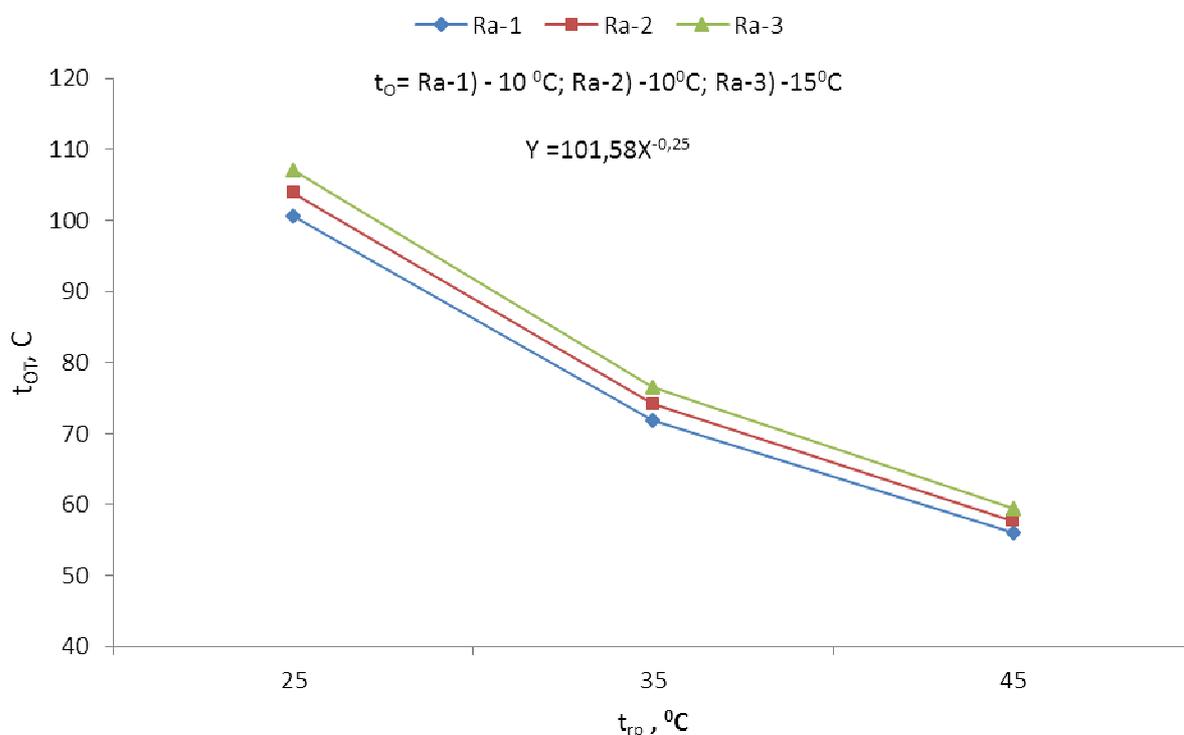


График 4 - время замораживания ( $t_{отт},\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) в зависимости от температуры нагрева при  $t_0 = (-5, -10, -15)\text{ }^{\circ}\text{C}$  для хладагента R134a.

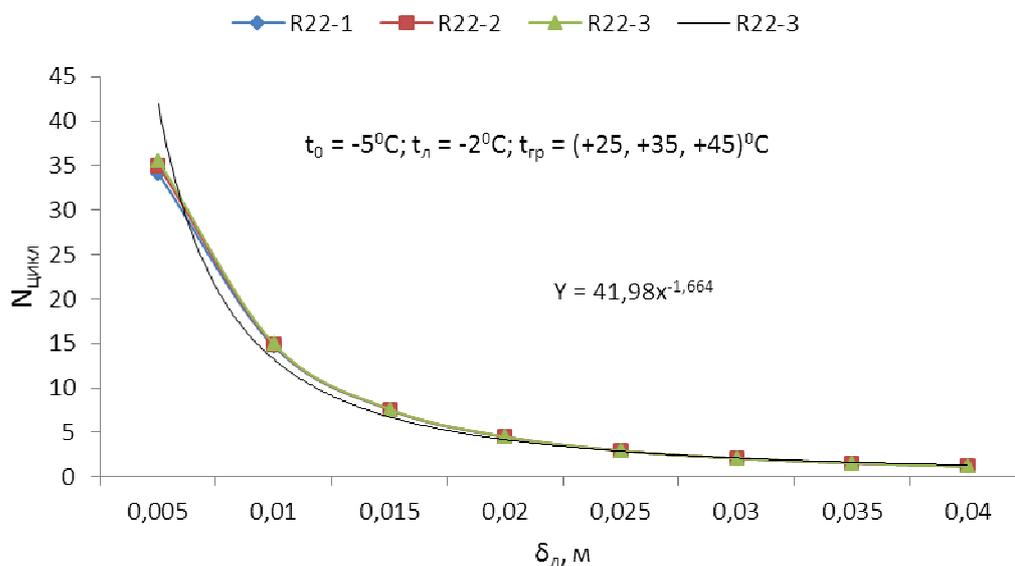


График 5 - число циклов ( $N_{цикл}$ ) в зависимости от толщины замораживания льда при температуре  $-5^\circ\text{C}$  для фреона R22, (таблица: 2.4 – 2.5 – 2.6).

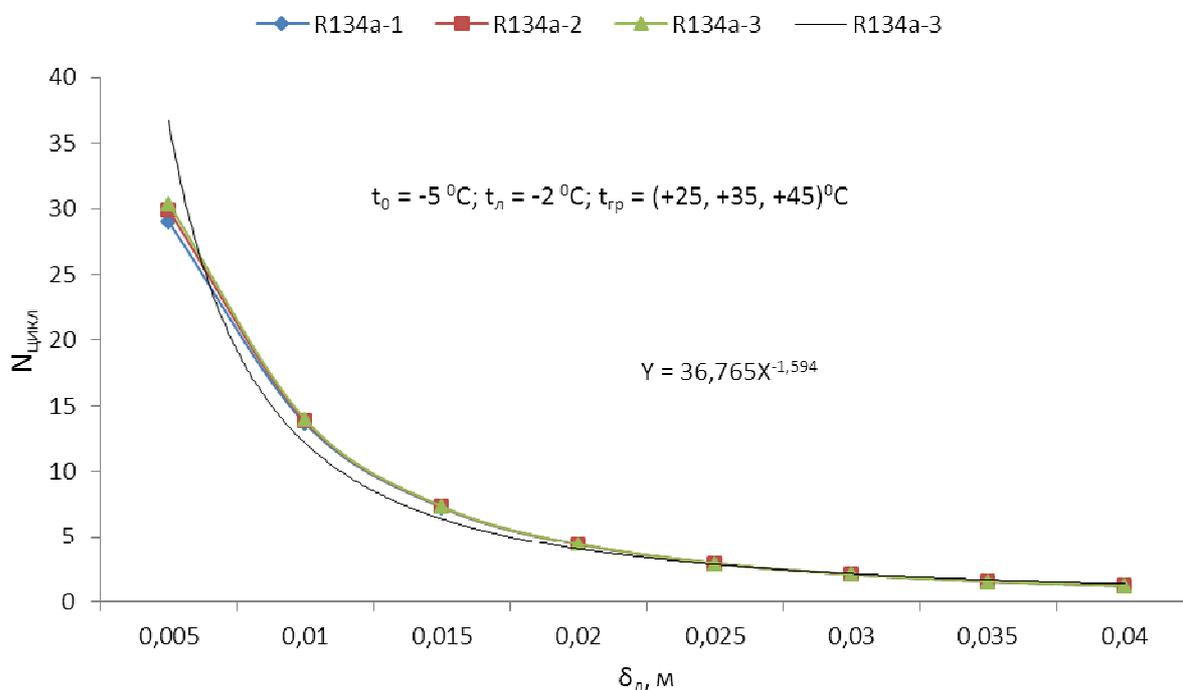


График 6 - число циклов ( $N_{цикл}$ ) в зависимости от толщины замораживания льда при температуре  $t_0 = -5^\circ\text{C}$  для фреона R134a, (таблица: 2.4 – 2.5 – 2.6).

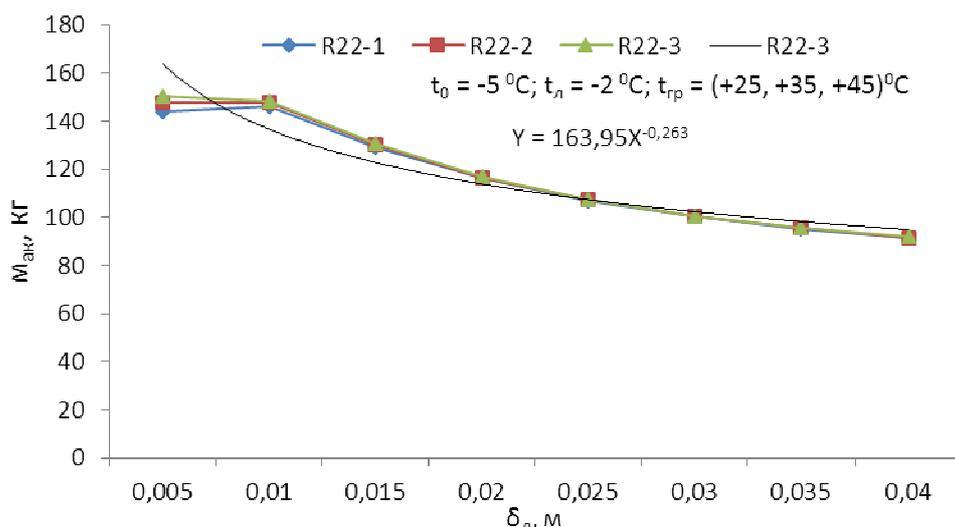


График 7- масса замораживания (кг) в зависимости от толщины льда при температуре  $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$  для фреона R22, (таблица: 2.4 – 2.5 – 2.6).

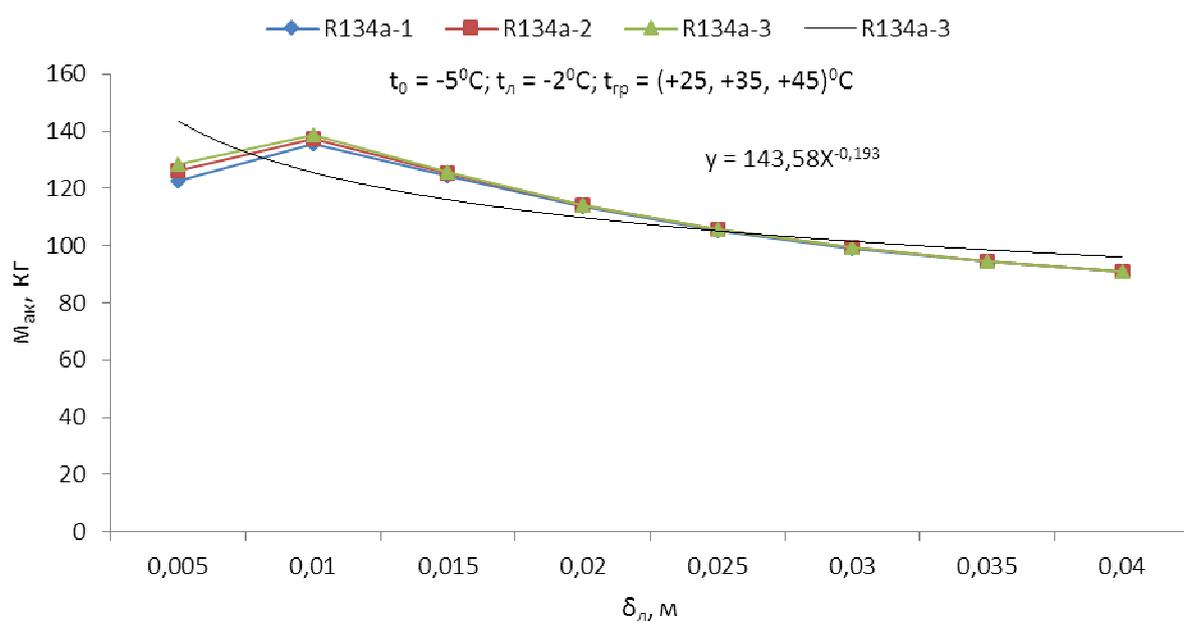


График 8- масса замораживания (кг) в зависимости от толщины льда при температуре  $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$  для фреона R134, (таблица: 2.4 – 2.5 – 2.6).

### 1.4 Результаты машинного эксперимента

После эксперимента, следующие машинные данные представлены в графическом отношении.

**Выводы:**

Из результатов моделирования аккумулятора холода и расчетов:

1 - Расчеты по математической модели были проведены для разработки вертикальной трубы испарителя. Как видно на рисунке 2. 4, полученные в численном эксперименте на основе (7 -9) аналогичные характеристики для тех, которые ранее известны, но имеют более крутой наклон. Это говорит о том, что при увеличении удельной тепловой нагрузки передачи тепла  $Q$  коэффициент  $\alpha$  будет расти более интенсивно, что обеспечит эффективное функционирование водяных охладителей- аккумуляторов.

2- время размораживания ( $\tau_{от}, ^\circ\text{C}$ ) аппроксимируется к уравнению:  $Y=78.187X^{-0.227}$  в диапазоне точке кипения  $t_{тр}$  [(-5) - (-15)] и диапазон температуры нагрева  $t_0$  [(+ 25) - (+ 45)] для фреона R22 и уравнение:  $Y=101.58X^{-0.25}$  в тех же интервалах температур для фреона R134a, с отклонением не более чем на 5%.

3- Увеличение толщины льда во время зарядки аккумулятора до 0,01 м увеличивает время зарядки и уменьшает массу льда, накопленного в течение заданного времени.

4- Максимальная масса льда во время накопления получается путем замораживания льда толщиной до 8 мм.

5- Зная массу льда, которая может замерзнуть при выбранном режиме и тепловой нагрузки на холодильную машину можно решить обратную задачу и определить геометрические параметры аккумулятора холода.

Для проверки адекватности математической модели в реальных процессах кипения и накопления холода, было решено провести экспериментальные исследования в лаборатории кафедры (ХКМУ).

## **Экспериментальное исследование холодильной машины с аккумулятором холода**

### **2.1 Методика экспериментальных исследований**

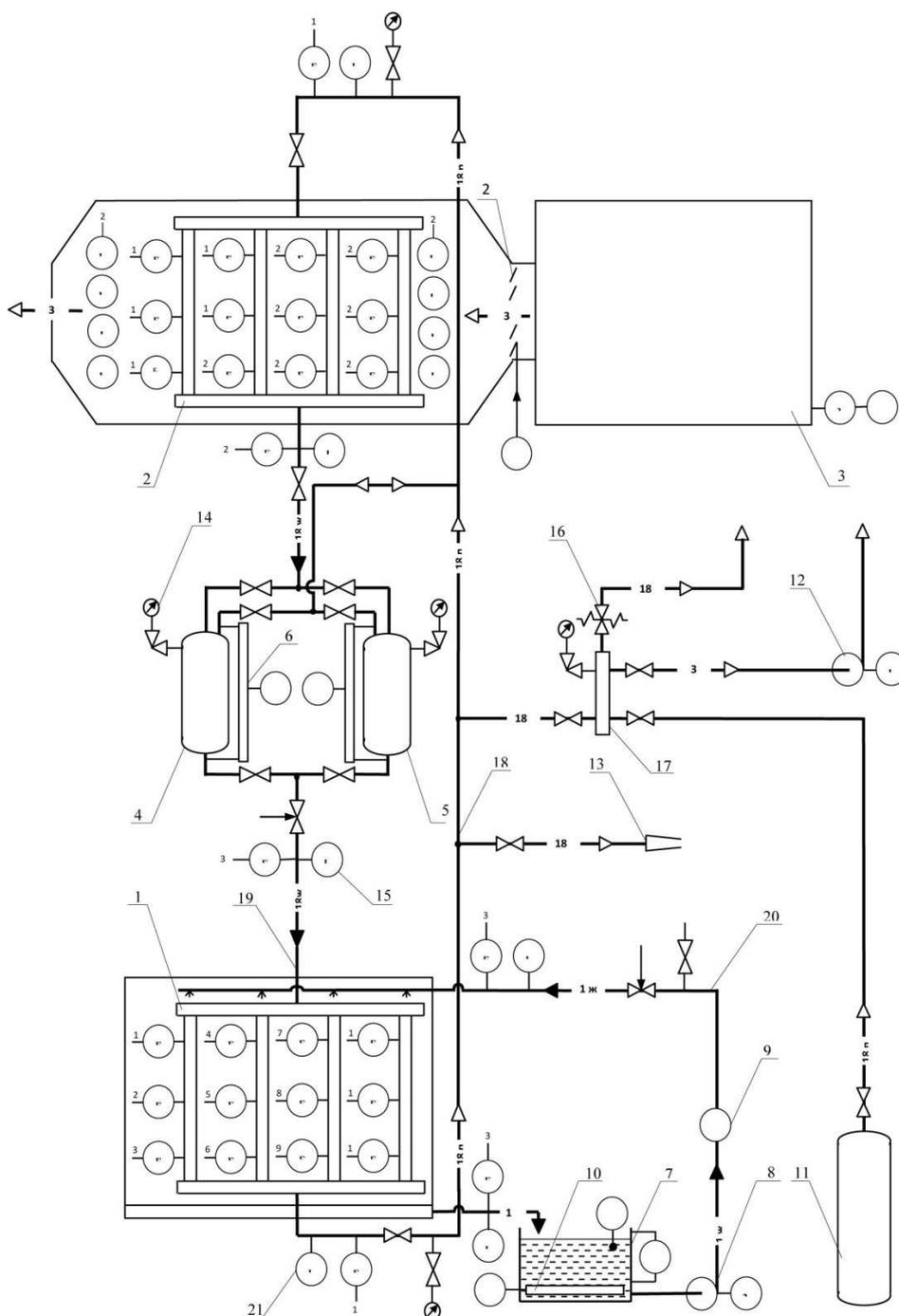
#### **2. 1. 1 Определение параметров работы холодильной машины**

С целью изучения процессов, протекающих в компоновке вертикальной трубы испарителя холодильника, в Кубанский Государственном Технологическом университете (Краснодар, Россия) / 103 / был разработан и изготовлен экспериментальный стенд (рисунок 3.1), где 1 - испаритель; 2 - конденсатор; 3 - охладитель конденсатора; 4,5 - мерная емкость; 6 - датчик; 7 - контейнер с теплоносителем; 8 - подача насоса; 9 - объемный расходомер охлаждающая жидкость; 10-нагреватель; 11 - воздушный шар хладагента; 12 - вакуумный насос; 13 - патрубков; 14 - манометр; 15 - термометр; 16 - предохранительный клапан; 17 - жидкий коллектор; 18 - пара хладагента трубы; 19 - жидкий хладагент трубы; 20 - Жидкостная трубопроводы теплоносителя; 21 - стеклянный термометр; 22 - управление створками.

Экспериментальное испытание было проведено в условиях термосифона на стенде. Испаритель 1 был залит водой, нагретой электрическим нагревателем 10, установленным в баке 7. Пар, кипящего хладагента в испарителе 1, введен в конденсатор 2 через паровой трубопровод 18, охлаждаемый потоком холодного воздуха, поступающего из кондиционера воздуха 3. Из конденсатора 2, конденсат сливают в один из измерительных контейнеров (например, 4), которое одновременно выполняли функции сбора жидкого хладагента и жидкости из другого резервуара, поступающей из испарителя 1. Это позволило нам одновременно измерить массовый расход хладагента через испаритель и конденсатор.

Масса жидкого хладагента, подаваемого в испаритель посредством регулирования расхода клапана. Поток охлаждающей жидкости (воды) через испаритель регулировали с помощью клапана потока, установленного на трубопроводе подачи охлаждающей жидкости к испарителю. Регулирование воздушного потока через конденсатор осуществлялся путем изменения положения регулирующей заслонки и (или) изменение скорости вращения вентилятора конденсатора.

На рисунке 3.1 представлена схема экспериментального стенда.



**Рисунок 2.1 - Экспериментальная установка**

Рассчитанные значения экспериментального стенда были определены с помощью стандартных формул в соответствии с / 5 /.

Стенд был оснащен необходимыми контрольно-измерительными приборами / 1, 2 /.

**2.1.2 измерения и регистрации физических величин технически**

Медь - константан термопара, который в области температур от нуля до + 100<sup>0</sup>С со средней чувствительностью (коэффициент конверсии) 41  $\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$  / 7 /, был использован для измерения температуры с ошибками  $\pm (0.1 - 0.2)^{\circ}\text{C}$ , что является приемлемо при испытании теплообменника / 9 /. Простым средством измерения температуры, является ртуть в стеклянных лабораторных термометров с ценой деления 0,1 <sup>0</sup>С.

Измерение давления проводилось с калибровочными моделями в пределах диапазона измерений от 0 - 2.5 МПа и классом точности 0,4.

Для измерения расхода теплоносителя (воды), проходящего через испаритель, мы использовали счетчик горячей воды с порогом чувствительности 0.03  $\text{м}^3$  / ч, наименьший интервал шкалы значения 0.0002 м и предельный средний интеграл относительной погрешности не более  $\pm 1.8\%$ .

Измерение расхода воздуха через конденсатор было сделано Многодиапазонной манометрической наклонной трубой, датчик которой использует приемник воздушного давления, установленный в центре трубопровода перед конденсатором. Падение давления  $\Delta P$  охлаждающей жидкости при ее прохождении через конденсатор также измеряли с помощью приема статического давления до и после конденсатора / 3 /.

Психрометр придыхания, при скорости потока 2 м / с использовался для измерения влажности в экспериментальной установке и в окружающей среде.

Лаборатория ваттметров класса точности 0,5 была использована для измерения мощности, потребляемой нагревателем и конденсатором охлаждающей жидкости.

### **3.0 Экспериментальные Результаты исследований.**

Экспериментальные результаты показаны на рисунках 3.2 и 3.3 в форме зависимости исследований  $Y = f(X)$ .

На рисунке 3.2 представлены результаты зависимости коэффициента теплопередачи  $\alpha$  Вт / м<sup>2</sup> \* степени от значений удельной тепловой нагрузки  $q$  Вт / м<sup>2</sup> в диапазоне температур от точки кипения  $t_0 = 263 - 258$  для R22; Рисунок 3.4 для R134а в интервале температур  $t_0 = 263 - 258$  К. Каждая точка на рисунках 3.2 и 3.3 соответствует 4-6 измерениям; различия в измерениях не превышает +/- 10%.

В процессе экспериментов, созданы условия, близки к условиям работы устройства для охлаждения воды с резким увеличением тепловой нагрузки. Вертикальная труба аппарата с верхним транспортером труб хладагента, практически не меняет режим своей работы. Это связано с отсутствием пара замков и возможностью отвода тепла от пленки по всей площади поверхности теплопередачи.

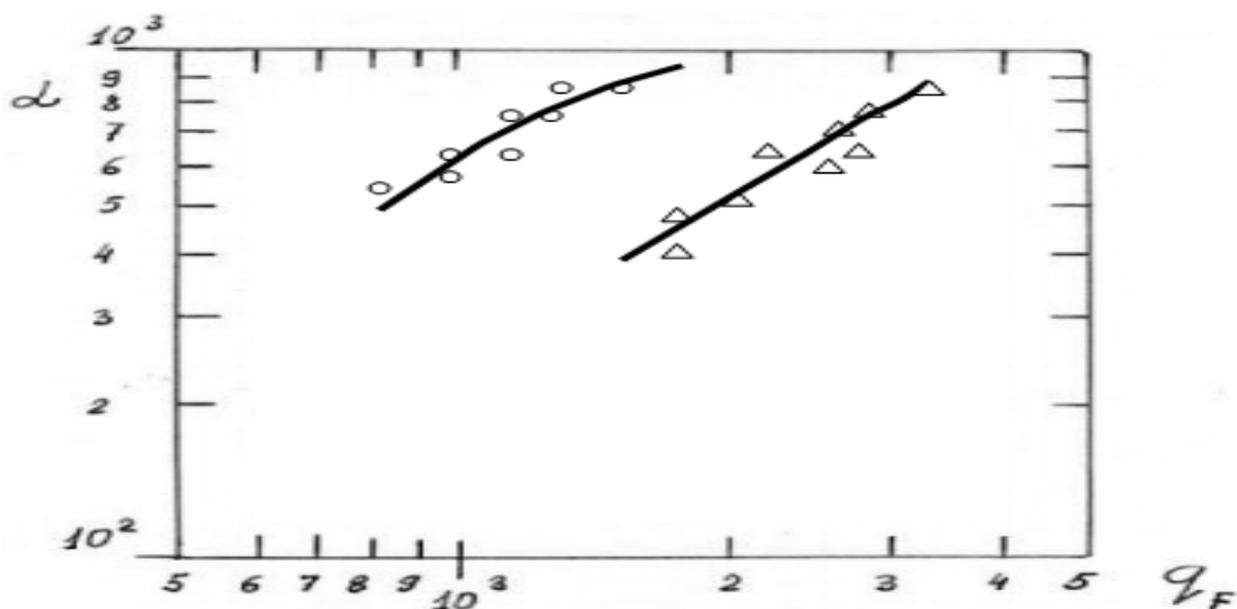
Данные о кипении хладагента в вертикальных каналах и трубах чрезвычайно малы, и, кроме того, не суммируются по отношению к реальным устройствам. На рисунках 3.2, 3.3, 3.4 представлены данные о вариациях средних коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  и поток тепла  $q$ .

Очевидно, что испарение с поверхности пленки, протекающее под действием силы тяжести, способствует интенсификации теплообмена. Увеличение теплового потока  $Q$  может уменьшить поток хладагента, чтобы обеспечить полное испарение жидкости в нижней части трубы.

Таким образом, по отношению к вертикальной трубы охладителей в определении интенсивности теплопереноса в основном гидродинамика плавных пленок обеспечит повышение величины коэффициента теплопередачи в два-три раза больше, чем значение при кипении в большом объеме.

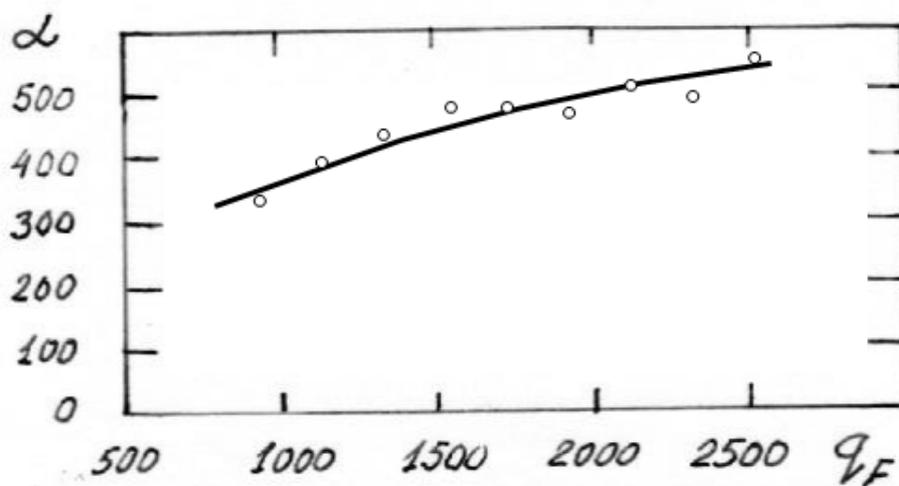
С помощью вышеуказанного устройства и измерительных приборов, а также методики испытаний, мы получили репрезентативные данные о передаче тепла и о процессах в компоновке вертикальной трубы

испарителя, чтобы использовать эти данные в методах расчета для промышленных аккумуляторов холода.

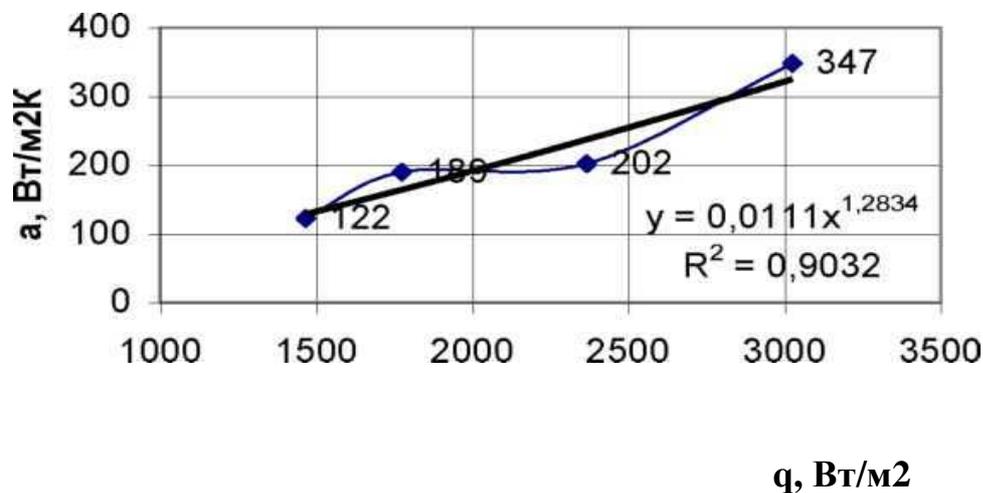


1 -  $T_0 = 263$  K; 2 -  $T_0 = 258$  K

**Рисунок 3.2 – Зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  Вт / м<sup>2</sup> \* степени плотности теплового потока  $q$  Вт / м<sup>2</sup>, а температура кипения для хладагента R22.**



**Рисунок 3.3 – Зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  Вт / м<sup>2</sup> \* степени плотности теплового потока  $q$  Вт / м<sup>2</sup>, а температура кипения для  $T_0 = 263$  К для R134а.**



**Зависимость  $\alpha$  -  $q$  при  $t_0=258$  К**

**Рисунок 3.4 – Зависимость коэффициента теплоотдачи,  $\alpha$  Вт / м<sup>2</sup> \* град от плотности теплового потока  $q$  Вт / м<sup>2</sup> и температуры кипения для R134а**

При эксперименте, мы получили достаточную сходимость результатов с теоретически полученными значениями при реализации математической модели.

**3.1 ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

**3.2 Техничко-экономическая оценка вертикально- трубчатого теплообменного аккумулятора с усилителями**

Целью осуществимости расчета / 16, 17 / из вертикальной трубы аккумулятора холода является выбор оптимального режима его работы, характеризующейся средней температурой логарифмической разности  $\theta_{\text{м}}$ , скоростью  $\omega$  охлаждающей среды, а количество замороженного льда, При

расчете вариантов с различными значениями  $\theta_m$ ,  $\omega$  и  $\delta_d$  определяется часть годовой стоимости, которая зависит от режима работы устройства. Оптимальный режим соответствует варианту с наименьшей переменной части ежегодных расходов. Существование минимума обусловлено характером влияния на экономическую эффективность испарителя параметров  $\theta_m$ ,  $\omega$  и величиной  $\delta_d$ . С увеличением  $\theta_m$ , уменьшается площадь теплопередающей поверхности испарителя  $F$  и стоимость, но увеличивается  $t_0$  температура в испарителе. Изменение температуры  $t_0$  приводит к увеличению необратимых термодинамических потерь из-за разницы температур между конечной испаряющимся хладагентом и охлаждающей жидкостью. Результатом является увеличение удельной мощности компрессора  $N_e/Q_0$  в холодильной машине.

Существование оптимального значения  $W$  связано с тем, что увеличение этого параметра интенсифицирует теплообмен и снижает  $\theta_m$ , но в то же время увеличивает мощность насоса, который обеспечивает циркуляцию охлаждающей жидкости.

Конкретные приведенные годовые затраты на пуд, руб./ (год-кВт) определяются / 16, 17 /, как:

$$P_{уд} = [K(E_H + C_a + C_p) + \tau \cdot C_D(N_e + N_H)] / Q_0. \quad (3.0)$$

где  $K$  является стоимость испарителя;

$E_H = 0,15$  - нормативный коэффициент эффективных капитальных затрат;

$C_a = 0128$ ;  $C_p = 0055$  - доля годового бюджета, предназначенного, соответственно, для амортизации испарителя и его ремонт;

$C_D$  - стоимость электроэнергии, руб. / (кВт-ч);

$N_{\text{в}}$  и  $N_{\text{н}}$  - мощности, необходимы для привода соответственно компрессора и водяного насоса, кВт;

$Q_0$  - холодопроизводительность машины;

$\tau$  - время работы холодильной машины.

Вариант с минимальным значением пуд будет соответствовать оптимальным значениям  $\theta_{\text{тн}}$ ,  $\omega$  и  $\delta_{\text{т}}$ . Возьмем пять групп вариантов. А, В, С, D, E, соответственно, значения температуры кипения  $t_0 = 5, 0, -5, -10, -15^\circ\text{C}$ .

Каждая группа включает в себя четыре подопции значения  $\delta_{\text{т}}$ : в первом  $\delta_{\text{т}} = 0,001$  м; во втором  $\delta_{\text{т}} = 0,004$  м; в третьем  $\delta_{\text{т}} = 0,006$  м; в четвертом  $\delta_{\text{т}} = 0,008$  м.

Каждая подгруппа в свою очередь, включает в себя пять вариантов скорости  $U$  воды в кольцевом пространстве испарителя: в первом  $\omega = 0,1$  м / с; во втором,  $\omega = 0,2$  м / с; в третьем  $\omega = 0,3$  м / с; в четвертом,  $\omega = 0,5$  м / с; в пятом,  $\omega = 0,7$  м / с. Таким образом, мы получили 100 вариантов с разными значениями.

Для каждой группы опций определяют следующие параметры:

$\theta_0, Q_0, Ne$ .

Мощность охлаждения  $Q_0$  определяется / 16, 20 /:

$$Q_0 = V_T \lambda_{\text{кк}} (i_1 - i_{\text{вык}}) / V_1, \quad (3.1)$$

Где  $i_1$ , является энтальпия паров хладагента R22 на выходе из испарителя и поступающего в компрессор, кДж / кг;

Результаты расчетов приведены в таблице 4.1.

### Таблица 3.1 - Параметры работы холодильной машины

Номер варианта	$t_0, ^\circ\text{C}$	$\theta_{тн}, ^\circ\text{C}$	$Q_{к}, \text{kW}$	$Q_0, \text{kW}$	$N_{э}, \text{kW}$
A	5	2,79	107,1	91,0	20,38
B	0	3,99	106,2	89,7	20,98
C	-5	5,10	105,3	88,4	21,57
D	-10	6,17	104,4	87,1	22,16
E	-15	7,21	103,6	85,9	22,74

Для расчета площади поверхности испарителя; Уравнения переноса тепла решаются вместе в потоке тепла от испарения хладагента  $q_x = f(\theta_x)$  и охлаждающей среды  $q_{вд} = f(\theta_{вд})$ , где  $\theta_x$ -разность температур между хладагентом и стенкой трубы,  $\theta_{вд}$ -разность температур между стенка трубы и охлаждающей жидкости.

Объемный расход воды определяется / 18 /:

$$V_{вд} = Q_0 / [(t_{вд2} - t_{вд1})c_{вд}\rho_{вд}] \tag{3.2}$$

Где,  $t_{вд1}$  и  $t_{вд2}$ - температура воды соответственно на входе и выходе,  $^\circ\text{C}$

$c_{вд}$  - теплоемкость воды, кДж (кг-К);

$\rho_{вд}$  - плотность воды, кг / м<sup>3</sup>.

Гидравлическое сопротивление для воды  $\Delta p$ , Па, определяется как / 5, 40 /:

$$\Delta p = 1.34 \times Re_{э}^{-0,182} \times n_{р.тр} \times n_{х.пр}, \tag{3.3}$$

$Re_{э}$  - число Рейнольдса потока в гладких труб (шахматный пучок).

$n_{р.тр}$ - количество рядов труб;

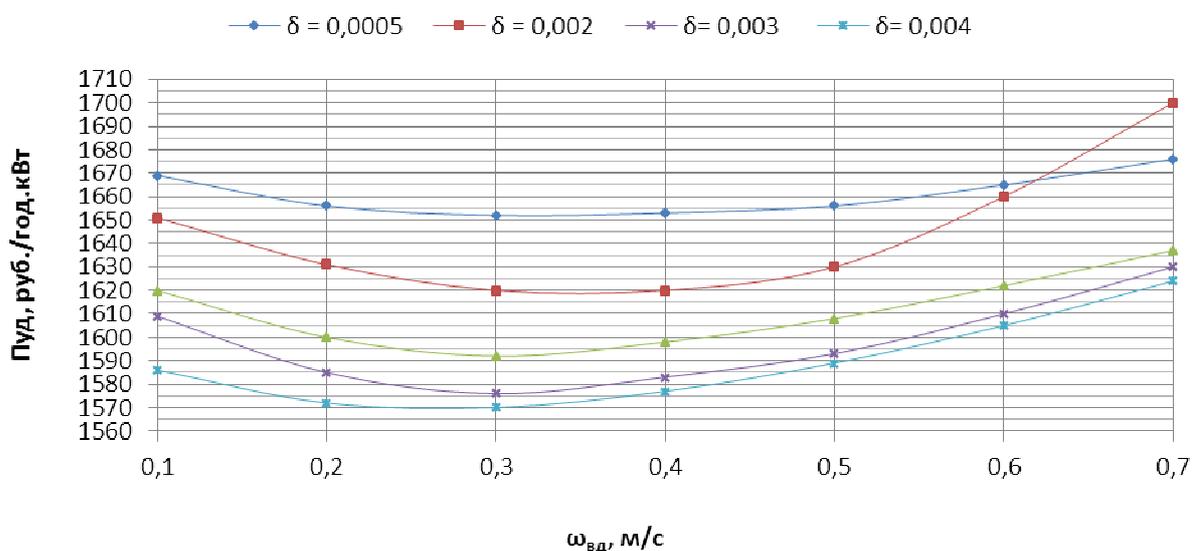
$n_{х.пр}$ - количество серий в трубном пучке с поперечным потоком воды, образованной перегородками.

Мощность, затрачиваемая на движение водяной насос определяется, как / 19 /:

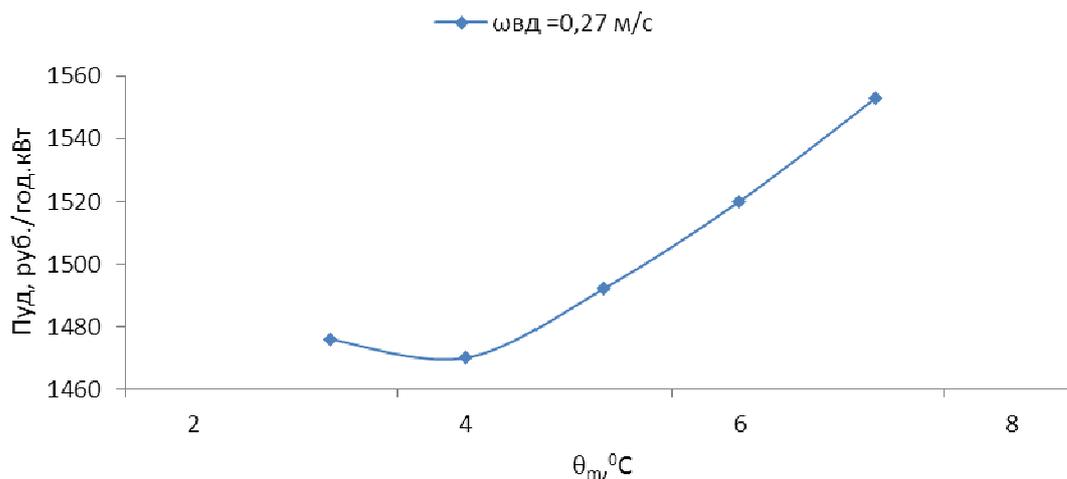
$$N_H = V_{вд} \Delta p / \eta_H \tag{3.4}$$

Где,  $\eta_H$  - коэффициент полезного действия насоса (принят  $\eta_H = 0,6$ ).

Анализ данных показывает, что минимальное значение пуд = 1470 руб. (Год / кВт) при  $\delta_{пт} = 0,004$  м. Согласно полученным расчетам, мы построили график зависимости пуд от  $\omega_{вд}$  (рисунок 3.3) для всех значений  $\theta_{мн}$  при  $\delta_{пт} = 0,004$  м. Анализ отношения на рисунке 4.3 показывает, что оптимальная скорость воды,  $\omega_{вд} = 0,27$  м / с. минимум функции.  $PUD = (\omega_{вд}, \theta_{мн})$  изображен в зависимости PUD от  $\theta_{мн}$  (рисунок 3.4), анализ, которой показывает, что оптимальное значение  $\theta_{мн} = 3,8$  °C.

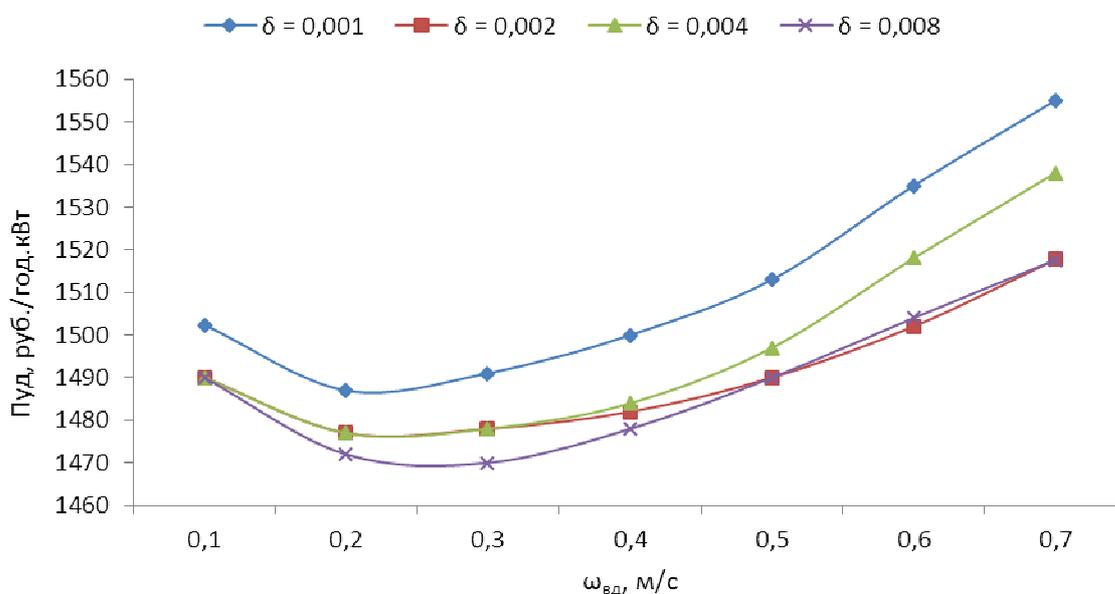


**Рисунок 3. 3 - Определение оптимальной скорости воды в аккумуляторе**



**Рисунок 3.4 - Определение оптимального значения средней логарифмической разности температур в испарителе**

На рисунке 3.5 показаны зависимости  $\Pi$  на  $\omega_{вд}$ , для различных значений толщины замороженного льда при  $\theta_{min} = 3,5 - 40. ^\circ\text{C}$ , что свидетельствует о том, что стоимость замороженного льда зависит от  $\omega_{вд}$ , следующим образом: со скоростью 0,25 - 0,27 м / со, стоимость образования льда минимальна независимо от толщины замораживания льда, в общем, минимальная толщина льда в пласте 4 мм.



**Рисунок 3.5 - Определение оптимального значения толщины, намораживаемого льда**

#### 4.0 Заключение

При эксперименте, мы получили достаточную сходимость результатов с теоретически полученными значениями при реализации математической модели.

Мы достигли цели проверки адекватности разработанных математических моделей экспериментальным путем.

### **Литература**

1. Awbi HB (1989). Application of Computational Fluid Dynamics in Room Ventilation, Build. Environ. 24:73-84.
2. Барулина И.Д. Молочная автоцистерна с машино-аккумуляторной системой охлаждения. - Холодильная техника, 1967, № 7, с. 10-12;
3. Быков А.В., Калнинь И.М., Бежанишвили Э.М., Цирлин Б.Л. Повышение энергетической эффективности холодильной машины. - Холодильная техника, 1962, № 6, с. 4-8;
4. Виноградов В.Н., Медовар Л.Е., Верещетин А.В., Ратнер Е.И. Система охлаждения молока для центральных пунктов. - Холодильная техника, 1984, № 9, с. 15;
5. Furlan EF, Marques D (2007). Refrigeracao x Energia eletrica. Frigorifico 139:30-35.
6. Конокотин Г.С. Льдогенераторы для судов рыбной промышленности. - Холодильная техника, 1968, № 10, с. 32-36;
7. Luo S, Roux B (2004). Modeling of the HESCO nozzle diffuser used in IEA Annex-20 experiment test room. Build. Environ. pp. 367-384.
8. Кутателадзе С.С. Основы теории теплопередачи при изменении агрегатного состояния. - М.: Металлургиздат, 1939, - 102 с.;
9. Медовар Л.Е. Первичной обработке молока унифицированные системы охлаждения. - Холодильная техника, 1985, № 3, с. 2-5;
10. Муратов О., Ласкер Я. Установки для охлаждения молока и других жидкостей. - Холодильная техника, 1970, № 8, с. 17-20;
11. Ткачев А.Г., Бучко Н.К. Конвективный теплообмен в жидкости при затвердевании и плавлении твердых тел. В кн.: Труды координационных совещаний по гидротехнике. - Л.: 1964, вып. X, с.210-223;
12. Ткачев А.Г. Конвективный теплообмен в процессах плавления и затвердевания гомогенной среды. - В кн.: Конвекция, теплопередача в двухфазном и однофазном потоках. - М-Л.: 1963, с. 308-325;
13. Трухан Ю.В., Шуляков Ю.М. Планирование, анализ и обработка результатов исследований. - Краснодар/политехн. ин-т, 1979. - 90 с.;
14. Ужанский В.С. Автоматизация холодильных машин и установок. - М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982, 304 с.
15. Чумак И.Г., Чепуренко В.П., Чуклин С.Г. Холодильные установки. - М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. - 344 с.;
16. Шевяков А.А., Яковлева Р.В. Инженерные методы расчета динамики теплообменных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1960. - 319 с.;
17. Шляховецкий В.М., Саррия В.С. Оценка условий выхода энергоаккумулятора для регулирования режима работы холодильной установки. - Изд. вузов СССР. -

Энергетика, 1983, № 9, с. 68-73;

18. Эксплуатация холодильников. Справочник. Под ред. А.В.Быкова. - М.: Пищевая промышленность, 1977. - 207 с.;

19. Knebel David. Thermal Strarage Arizona utility installs a - showcase forits customers. ASHRAE Journal. May 1986;

20. Schmitz H. Kalteerzeugung mit zwichengeschaltetem keltespie cher zur versorgung von luftungstechnischen anlagen a Klima-Kalte-Heiz-1985, No. 12, p 489-494;

21. Хамие Х.Н., Щляховецкий В.М./ Обоснование условий применения аккумуляторов холода при многоставочных тарифах, нестационарных теплопритоках и энергоснабжении в республике Ливан/ Материалы международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» - Санкт-Петербург: Изд-во С-П ГУН и ПТ, 2001г. -482 с.

22. Yan-Li LV, Wen-Hui Z, Yi G, Wen-Quan T (2007). Numerical simulation of refrigerated display cabinets. Bio-Inspired Computing: Theories and Applications. Second International Conference.

23. Хамие Х.Н., Щляховецкий В.М.], Экспериментальный стенд для проведения макетных исследований вертикальных теплообменных аппаратов. Сборник докладов Юбилейной международной научно -практической конференции « Пищевые продукты XXI века» изд-во Московский государственный университет пищевых производств, Москва 2001г. -254с.

24. Хамие Х. Н. , Шляховецкий В.М., Экспериментальный стенд для проведения макетных исследований вертикальных теплообменных аппаратов. Сборник докладов Юбилейной международной научно -практической конференции И Пищевые продукты XXI века I изд-во Московский государственный университет пищевых производств, Москва 2001 г. -61 с .

#### Literatura

1. Awbi HB (1989). Application of Computational Fluid Dynamics in Room Ventilation, Build. Enrwon. 24:73-84.

2. Barulina I.D. Molochnaja avtocisterna s mashino-akkumuljatornoj sistemoj ohlazhdenija. - Holodil'naja tehnika, 1967, № 7, s. 10-12;

3. Bykov A.V., Kalnin' I.M., Bezhanishvili Je.M., Cirlin B.L. Povyshenie jenergeticheskoy jeffektivnosti holodil'noj mashiny. - Holodil'naja tehnika, 1962, № 6, s. 4-8;

4. Vinogradov V.N., Medovar L.E, Vereshhetin A.V., Ratner E.I. Sistema ohlazhdenija moloka dlja central'nyh punktov. - Holodil'naja tehnika, 1984, № 9, s. 15;

5. Furlan EF, Marques D (2007). Refrigerapao x Energia eletrica. Frigorlfico 139:30-35.

6. Konokotin G.S. L'dogeneratory dlja sudov rybnoj promyshlennosti. - Holodil'naja tehnika, 1968, № 10, s. 32-36;

7. Luo S, Roux B (2004). Modeling of the HESCO nozzle diffuser used in IEA Annex-20 experiment test room. Build. Environ. pp. 367-384.

8. Kutateladze S.S. Osnovy teorii teploperedachi pri izmenenii agregatnogo sostojanija. - М.: Metallurgizdat, 1939, - 102 с.;

9. Medovar L.E. Pervichnoj obrabotke moloka unificirovannye sistemy ohlazhdenija. - Holodil'naja tehnika, 1985, № 3, s. 2-5;

10. Muratov O., Lasker Ja. Ustanovki dlja ohlazhdenija moloka i drugih zhidkostej. - Holodil'naja tehnika, 1970, № 8, s. 17-20;

11. Tkachev A.G., Buchko N.K. Konvektivnyj teploobmen v zhidkosti pri zatverdevanii i plavlenii tverdyh tel. V kn.: Trudy koordinacionnyh soveshhanij po gidrotehnike. - L.: 1964, vyp. H, s.210-223;
12. Tkachev A.G. Konvektivnyj teploobmen v processah plavlenija i zatverdevanija gomogennoj sredy. - V kn.: Konvekcija, teploperedacha v dvuhfaznom i odnofaznom potokah. - M-L.: 1963, s. 308-325;
13. Truhan Ju.V., Shuljakov Ju.M. Planirovanie, analiz i obrabotka rezul'tatov issledovanij. - Krasnodar/politehn. in-t, 1979. - 90 s.;
14. Uzhanskij V.S. Avtomatizacija holodil'nyh mashin i ustanovok. - M.: Legkaja i pishhevaja promyshlennost', 1982, 304 s.
15. Chumak I.G., Chepurenko V.P., Chuklin S.G. Holodil'nye ustanovki. - M.: Legkaja i pishhevaja promyshlennost', 1981. - 344 s.;
16. Shevjakov A.A., Jakovleva R.V. Inzhenernye metody rascheta dinamiki teploobmennyyh apparatov. - M.: Mashinostroenie, 1960. - 319 s.;
17. Shljahoveckij V.M., Sarrija V.S. Ocenka uslovij vyhoda jenergoakkumuljatora dlja regulirovanija rezhima raboty holodil'noj ustanovki. - Izd. vuzov SSSR. - Jenergetika, 1983, № 9, s. 68-73;
18. Jekspluatacija holodil'nikov. Spravochnik. Pod red. A.V.Bykova. - M.: Pishhevaja promyshlennost', 1977. - 207 s.;
19. Knebel David. Thermal Strorage Arizona utility installs a - showcase for its customers. ASHRAE Journal. May 1986;
20. Schmitz H. Kalteerzeugung mit zwischengeschaltetem keltespie cher zur versorgung von luftungstechnischen anlagen a Klima-Kalte-Heiz-1985, No. 12, p 489-494;
21. Hamie H.N., Shljahoveckij V.M./ Obosnovanie uslovij primenenija akkumuljatorov holoda pri mnogostavochnyh tarifah, nestacionarnyyh teplopritokah i jenergosnabzhenii v respublike Livan/ Materialy mezhdunarodnaja nauchno-tehnicheskaja konferencija «Nizkotemperaturnye i pishhevyje tehnologii v XXI veke» - Sankt-Peterburg: Izd-vo S-P GUN i PT, 2001g. -482 s.
22. Yan-Li LV, Wen-Hui Z, Yi G, Wen-Quan T (2007). Numerical simulation of refrigerated display cabinets. Bio-Inspired Computing: Theories and Applications. Second International Conference.
23. Hamie H.N., Shljahoveckij V.M., Jeksperimental'nyj stend dlja prove denija maketnyh issledovanij vertikal'nyh teploobmennyyh apparatov. Sbornik dokladov Jubilejnoj mezhdunarodnoj nauchno -prakticheskoy konferencii « Pishhevyje produkty XXI veka» izd-vo Moskovskij gosudarstvennyj universitet pishhevyyh proizvodstv, Moskva 2001g. -254s.
24. Hamie H. N. , Shljahoveckij V.M., Jeksperimental'nyj stend dlja provedenija maketnyh issledovanij vertikal'nyh teploobmennyyh apparatov. Sbornik dokladov Jubilejnoj mezhdunarodnoj nauchno -prakticheskoy konferencii I Pishhevyje produkty XXI veka l izd-vo Moskovskij gosudarstvennyj universitet pishhevyyh proizvodstv, Moskva 2001 g. -61 s .