



**ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ**

**«СТАН, ДОСЯГНЕННЯ І ПЕРСПЕКТИВИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І
ТЕХНОЛОГІЙ»**

14-15 квітня 2016 року

Збірка тез доповідей



Одеса – 2016

Тематичні напрями:

- холодильні машини і установки, теплові помпи
- теплообмінні апарати і процеси тепломасообміну
- робочі речовини холодильних машин
- системи кондиціонування повітря
- компресори та пневмоагрегати
- енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки
- холодильна технологія
- криогенна техніка
- інформаційні технології в холодильній техніці

Науковий комітет:

Єгоров Б. В. – ректор ОНАХТ, д.т.н., проф.

Капрел'янц Л. В. – проректор із НР і МЗ, д.т.н., проф.

Косой Б.В. – директор ІХКЕ, д.т.н., проф. кафедри ТВЕ.

Хмельнюк М. Г. – завідувач кафедри ХУКП, д.т.н., проф.

Мілованов В. І. – завідувач кафедри КП, д.т.н., проф.

Симоненко Ю. М. – завідувач кафедри КТ, д.т.н., проф.

Тіглов О. С. – завідувач кафедри ТТТЕ, д.т.н., проф.

Радченко М. І. – НУК імені адмірала Макарова, д.т.н., проф.

Морозюк Л.І. – д.т.н., проф. кафедри КТ.

Наєр В. А. – заслужений діяч науки, д.т.н., проф. кафедри КТ.

Лагутін А. Ю. – д.т.н., проф. кафедри ХУКП.

Організаційний комітет:

Буданов В. О. – декан факультету НТТ.

Морозюк Л.І. – д.т.н., проф. кафедри КТ.

Грудка Б.Г. – асп. кафедри КТ.

Трандафілов В.В. – асп. кафедри ХУКП.

Константинов О.О. – магістрант.

Робочі мови конференції – українська, російська, англійська.

Місце проведення – ауд. 213, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082

Всі тези доповідей надруковані згідно наданих макетів

СЕКЦИЯ №1 – “ХОЛОДИЛЬНИ МАШИНЫ І УСТАНОВКИ, ТЕПЛОВІ ПОМПИ”

ТЕХНОЛОГИЯ СУБЛИМАЦИОННОЙ СУШКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ И ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Никогда И.Р., магистрант, Миськевич Д.Д., специалист ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Повышение качества и уровня жизни людей неразрывно связано с хранением и переработкой продуктов питания. Сублимационная сушка на сегодняшний день все более становится актуальным и перспективным методом обработки сырья не только в фармацевтической промышленности, но и в пищевой индустрии. С учетом того, что примерно 20% продуктов питания на сегодняшний день портятся в виду отсутствия технической возможности хранения либо в процессе непосредственного хранения тематика данной работы весьма актуальна. Технология сублимационной сушки представляет собой процесс удаления влаги из замороженного продукта минуя жидкую фазу. В процессе сушки из продукта удаляется порядка 60-90% влаги, что приводит к существенному уменьшению его массы и объема.

Методом сублимационной сушки можно консервировать фрукты, овощи, зелень, мясо, рыбу, каши, супы и т.д. Срок хранения сублимированных продуктов составляет от 1 до 2 лет. Жесткие требования по температуре хранения высушенных продуктов отсутствуют, основное требование - герметичность упаковки. Процесс восстановления сублимированных продуктов заключается в насыщении его влагой, что весьма удобно особенно для военных, туристов и пунктов хранения неприкосновенных запасов продуктов питания. На прилавках магазинов уже давно появились в свободной продаже сублимированные продукты, которые отлично себя зарекомендовали и пользуется большим спросом у покупателей.

В процессе подготовки к сушке замораживание сырья производят в скороморозильных аппаратах либо же непосредственно в сублимационной камере. Оптимальный температурный режим холодильной обработки продуктов и последующего их подогрева в процессе сублимационной сушки определяются свойствами самого продукта, а также условием максимального сохранения в продукте после его восстановления витаминов, микроэлементов, органических кислот, придающих продуктам оригинальный запах и вкус. Поэтому в период сублимации температура пищевых продуктов в центре слоя находится в пределах от -10 до -30 °С, температурный предел в период нагрева для большинства пищевых продуктов находится в диапазоне 40-50 °С.

Существует две разновидности сублимационной сушки: вакуумная и атмосферная. С точки зрения скорости осуществления процесса сушки весьма выгодно выделяется вакуумная сублимационная сушка. Данная технология сушки позволяет сушить разнообразные пищевые продукты, увлажненные материалы и при этом сохраняет максимально количество полезных веществ в высушенном продукте. Процесс сушки пищевых продуктов в зависимости от увлажненности сырья, его природы и плотности занимает от 10 до 15 ч.

В данной работе спроектирована вакуум-сублимационная сушилка производительность 500 кг/цикл. Холодоснабжение установки обеспечивают двухступенчатые компрессора фирмы Bitzer. С целью снижения емкости системы по фреону для охлаждения полочек сублиматора предусмотрено использование промежуточного хладоносителя (этиленгликоля). В период нагрева сырья этиленгликоль, минуя пластинчатый испаритель холодильной установки, циркулирует через бак, в котором установлены электрические нагреватели. Для обеспечения вакуума в рабочих камерах сушилки использован одноступенчатый пластинчато-роторный вакуум-насос с масляным уплотнением фирмы Ulvac. Спроектированная вакуум-сублимационная сушильная установка обеспечивает хорошие массогабаритные показатели и возможность гибкой регулировки производительности и температуры в рабочих камерах.

Проведенные расчеты и анализ литературы показали, что использование вакуумно-сублимационной сушки весьма перспективно с точки зрения увеличения сроков хранения

пищевых продуктов, сокращаются необходимые площади складов для хранения сырья, технология позволяет сушить разнообразные пищевые продукты, производить пищевые концентраты.

Научный руководитель: Лагутин А.Е., д.т.н., проф. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАИТ

АНАЛІЗ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ КАСКАДНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ТА ДОЦІЛЬНІСТЬ ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ ДЛЯ ПОРТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА

Роштабіга О. В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Портові холодильники призначені для обслуговування перевалочних вантажних операцій харчових швидкопсувних продуктів. Цей об'єкт відіграє важливу мету в побудові транспортно-логістичної інфраструктури України як транзитної держави, і все тісніше інтегрує країну в міжнародні транспортні коридори. Тому потрібно приймати найоптимальніші рішення в розробці систем холодильника.

Для підвищення економічної ефективності холодильної систем використовують каскадну холодильну машину. Вона являє собою систему двох або декількох холодильних машин-каскадів, що працюють в різних температурних межах, і, як правило, з різними холодильними агентами. Постійний шокуючий ріст вартості енергоресурсів, озонобезпечність, парниковий ефект і ціни на так звані «нові» фреони змушують світове холодильне співтовариство переглянути пріоритети щодо застосування холодоагентів і відповідної холодильної техніки. В основному внаслідок цих причин розробники, виробники і споживачі холодильної техніки повертаються до використання недорогих і високоефективних природних холодоагентів. Тому доцільно використовувати природні холодильні агенти, наприклад, діоксид вуглецю (CO_2) та аміак (NH_3).

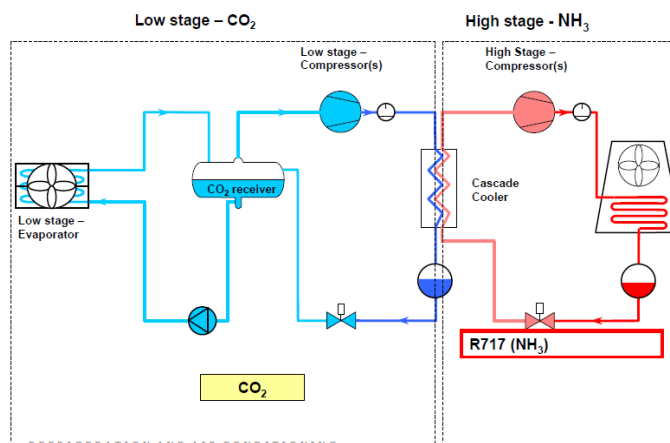


Рис. 1. Схема низькотемпературної каскадної холодильної машини

В процесі дослідження було виявлено, що економія енергії при виборі підходящої системи в порівнянні з традиційними системами на НФС складає до 20%. Також було досліджено, що діоксид вуглецю (CO_2) володіє чудовими термодинамічними властивостями. Високе співвідношення тиску насичених парів і їх температури при низьких температурах кипіння, а також низька в'язкість діоксиду вуглецю (CO_2) призводять до мінімізації втрат в трубопроводах. Так при температурі всмоктування $-40\text{ }^\circ\text{C}$ втрата тиску 0,1 бар еквівалентна зміні температури на $3\text{ }^\circ\text{C}$ для аміаку і $0,3\text{ }^\circ\text{C}$ для діоксиду вуглецю (CO_2). Висока теплопровідність (CO_2), низька в'язкість і велика питома теплоємність (навіть при низьких температурах) ви-

значають високий коефіцієнт теплопередачі і відповідно менші габарити охолоджувальних пристроїв. А також забезпечується висока безпека для навколишнього середовища і населення. Використання каскадних холодильних систем дозволяє при малих енергетичних витратах досягти в охолоджуванних об'єктах температури до -52°C . Порівняння ефективності різних типів холодильних установок наведено на графіку.

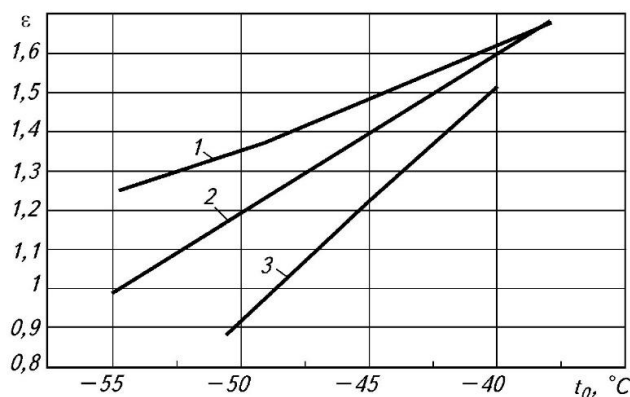


Рис.2. Залежність холодильного коефіцієнта ε від температури кипіння t_0 для різних типів холодильних установок ($t_k = 35^{\circ}\text{C}$): 1 – Каскадна холодильна установка (NH₃/CO₂); 2 – Двохступенева холодильна установка (NH₃); 3 – Одноступенева холодильна установка (NH₃)

Таким чином, актуальність використання холодильних установок, де у верхньому контурі використовується аміак (NH₃), а в нижній- діоксид вуглецю (CO₂) для промисловості очевидна.

Практичні результати дозволяють стверджувати, що такі установки можуть використовуватись в різних галузях промисловості, в тому числі і на портовому холодильнику.

Література:

1. Н.Н. Кошкин, И.А. Сагун, Е.М. Бамбушек и др.; Подобщ.ред. И.А. Сагуна.- Л.:Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985.-510с.
2. CO₂ Generalsystemdesigns, andpracticalexamples.[електронний ресурс] <http://holod-konsultant.ru/2010>

Науковий керівник: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., зав.кафедрою холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАПТ

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ХОЛОДИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА И ХРАНЕНИЯ ЖИДКОГО ДИОКСИД УГЛЕРОДА ДЛЯ СИСТЕМ БЕЗОПАСНОСТИ ГАЗОВОЗА

Садовский А.С., Бедросов В.О., магистранты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

На сегодняшний день рассматривается проблема количества перевозимых баллонов с двуокисем углерода. Так как двуокись углерода транспортируется преимущественно в баллонах, может возникнуть нехватка двуокиси углерода при пожаротушении.

При небольшом и среднем потреблении углекислоты (высокого давления), т для её хранения и транспортировки используют стальные баллоны от баллончиков для бытовых сифонов до ёмкостей вместимостью 55л. Широко используется 40л баллон с рабочим давлением

15000 кПа, вмещающим 24 кг углекислоты. За стальными баллонами не требуется дополнительный уход, углекислота сохраняется без потерь в течение длительного времени. Максимальная доза углерода в воздухе не должна превышать 0,5 % .иначе может наступить летальный исход. Вследствие чего, необходимо минимизировать возможность утечки углерода при его использовании.

Системы углекислотного пожаротушения используются для защиты грузовых, машинных и грузовых насосных помещений. Углекислый газ, как огнетушащее вещество, нейтрален и не повреждает дорогостоящие грузы и механизмы. По магистрали углекислый газ подается в жидкой фазе под давлением, на выходе он расширяется, и в зону пожара подается плотный газ, эффективно вытесняющий кислород и понижающий его содержание в воздухе до 15% и ниже.

Для грузовых помещений количество имеющегося CO₂ должно быть достаточным для получения минимального объема свободного газа, равного 30% валового объема наибольшего грузового помещения судна, защищаемого таким образом.

Для машинных помещений количество имеющегося углекислого газа должно быть достаточным для получения минимального объема свободного газа, равного 40% объема машинного помещения.

Установку углекислотного пожаротушения машинных помещений вводят в действие только в том случае, если все ранее принятые меры не позволили локализовать пожар. Решение об использовании системы CO₂ принимает капитан совместно со старшим механиком. Систему можно активировать только по распоряжению капитана судна. Она должна обеспечить подачу 85% общего запаса углекислого газа в течение 2 мин.

Но здесь возникает проблема - при тушении пожара углекислый газ лишь в незначительной мере охлаждает материалы, нагреваемые под воздействием пожара. Что может послужить повторному воспламенению.

Еще одной проблемой при тушении углекислотой является то, что ее нельзя использовать для тушения веществ, выделяющих при горении кислород.

Рекомендуется перевозить и хранить углекислоту в цистернах. Существуют накопительные (стационарные) вертикальные и горизонтальные цистерны вместимостью от 3 до 250т, транспортируемые цистерны вместимостью от 3 до 18т. Цистерны вертикального исполнения требуют строительства фундамента и используются преимущественно в условиях ограниченного пространства для размещения. Все типы цистерн оснащены многоуровневой системой безопасности. Предохранительные клапаны позволяют производить проверку и ремонт без остановки и опорожнения цистерны.

Литература:

1. В.А. Загоруйко, А.А. Голиков. Судовая холодильная техника.
2. Natural Refrigerants. Sustainable Ozone- and Climat – Friendly Alternatives to HCFCs

Научный руководитель: Яковлева О.Ю., к.т.н., ст. преп. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АККУМУЛЯТОРОВ ХОЛОДА

Белый Д.В., магистрант ХГУПТ, г. Харьков

Актуальной мировой проблемой на сегодняшний день является установление разумного баланса между растущим уровнем жизни населения, снижением потребления первичных

энергоресурсов и проблемами экологии. Пищевая промышленность является одним из энергоемких производств. Так на производство 1 кг мяса требуется - 12 кг угля, а на производство 1 л молока необходимо - 0,5 л нефти.

Проведенный анализ показывает, что по уровню энергопотребления Украина стоит в одном ряду с большинством стран ЕС, а вот по эффективности использования этой энергии занимает одно из последних мест в Европе. В связи с этим актуальной задачей является повышение энергоэффективности пищевых производств и, в частности, тех на которых используются холодильные системы, потребляющие большое количество электроэнергии.

При холодильной обработке (охлаждении и замораживании) пищевых продуктов тепловая нагрузка на приборы охлаждения имеет резко выраженный пиковый характер. В тоже время при расчете и подборе основного и вспомогательного холодильного оборудования рекомендуется выбирать нагрузку на приборы охлаждения, которая в 1,3 раза больше, чем средняя нагрузка на приборы охлаждения за цикл термообработки. Но даже в этом случае, в первые часы охлаждения или замораживания пищевых продуктов установленных мощностей холодильного оборудования не хватает. При этом наблюдается ряд негативных явлений: растут температура и, соответственно, давление, конденсации и кипения; существенно повышается температура в холодильной камере; растет нагрузка на электродвигатель компрессора; увеличивается время холодильной обработки, что приводит к ухудшению качества продукта.

Для решения этой проблемы предлагается использовать систему охлаждения с периодической аккумуляцией холода (АХ), которая обеспечивает резервирование холода в заключительные периоды холодильной обработки продуктов и использования аккумуляированного холода в начале обработки продукта при пиковых нагрузках.

Для аккумуляции холода в холодильной и климатической индустрии чаще всего используют емкостный и латентный способы аккумуляирования энергии, используя в качестве рабочих вещества водный и сухой лёд, льдо-водяные смеси, кремнийорганические соединения, эвтектические растворы гликолей, спиртов, глицерина, солей хлористого калия, натрия, магния, кристаллогидратов и др. К данным рабочим веществам выдвигают следующие требования: необходимая температура плавления или кристаллизации; высокая удельная теплота фазового перехода; невысокая величина переохлаждения; надежная стабильность и оборотность температуры плавления и кристаллизации при многократных циклах фазовых переходов и т.д.

В случае использования АХ «вода-лед» отрицательную роль играет кинетика таяния льда, обусловленная по разному направленными действиями градиента температур и подъемной архимедовой силы, обусловленной аномальной зависимостью плотности от температуры. Аккумуляированный таким образом холод трудно полностью использовать при резкопеременной в нем потребности.

Более эффективным является объединение емкостного и латентного способов аккумуляции холода с использованием промежуточного хладо-носителя и капсул-заполнителей. В этом случае лед в АХ не имеет непосредственного контакта с жидкостью, которая охлаждается, а его образование происходит в полиэтиленовых капсулах-накопителях. Данный АХ представляет собой теплоизолированный резервуар, который заполняется такими капсулами. В резервуаре АХ циркулирует жидкий хладоноситель с температурой ниже 0 °С, что вызывает кристаллизацию жидкости внутри заполнителей. Шарообразная форма капсул обеспечивает большую площадь теплообмена. Используя разные жидкости, как для охлаждения, так и для заполнения капсул, можно задавать различные температуры льдообразования.

Таким образом, для рассмотренных систем АХ перспективным направлением повышения энергоэффективности является поиск конструктивных решений, направленных на устранение непосредственного контакта льда с охлаждающей жидкостью, и применение веществ, способных изменять свое фазовое состояние в широком интервале температур (как в плюсовом так и в минусовом) и при этом не изменять физических и химических свойств на протяжении многих рабочих циклов.

Целесообразность использования аккумуляции холода может быть оценена по почасовому графику тепловых нагрузок: В том случае, когда тепловая нагрузка на систему, главным образом, осуществляется днем, а аккумуляцию холода применяют в ночное время суток, можно добиться уменьшения энергозатрат на привод компрессоров в диапазоне от 25 до 35 %, а в случае многозонных тарифов - уменьшения эксплуатационных расходов.

Для экспериментальной проверки расчетов создан стенд с воздухоохладителями и баком-аккумулятором холода, с помощью которого можно сравнить эффективность применения различных систем, использующей аккумуляцию холода.

Научный руководитель: Потанов В.А., д.т.н., проф., зав. кафедры холодильной и торговой техники и прикладной механики ХГУПТ



АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ ПРИМЕНЕНИЯ НА СУДАХ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ (АХА)

Гожелов Д.П., Тимофеев И.В., аспиранты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Стоящие в настоящее время перед мировым сообществом проблемы энергоресурсосбережения наибольшую актуальность приобретают на транспорте, в частности, на морском.

Для судовых систем холодильной техники и кондиционирования воздуха известным энергоресурсосберегающим предложением является применение теплоиспользующих аппаратов, утилизирующих теплоту уходящих газов главных судовых двигателей и котельных установок.

Эффективность предложения связана с тем, что потери тепла с уходящими газами котлов на современных судах составляют 7...8 %, потери тепла в дизельных установках судов 28...40 %.

Кроме тепловлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования искусственный холод, произведенный теплоиспользующими холодильными машинами, может использоваться для глубокого охлаждения надувочного воздуха и бытовых нужд.

Вместе с тем при решении задач энергоресурсосбережения практически не уделяется внимания малым потребителям искусственного холода на морских судах – аппаратам низкотемпературного хранения пищевых продуктов и полуфабрикатов для нужд командного состава. Потребности холода в таких аппаратах незначительны, по сравнению с производственными, а традиционным производителем холода в них являются фреоновые парокомпрессионные агрегаты, использующие только электрические источники энергии.

Как показал анализ, для работы на морских судах могут быть использованы два типа АХА – с воздушным и жидкостным охлаждением теплорассеивающих элементов (конденсатора, дефлегматора и абсорбера) с неэлектрическими источниками энергии.

В первом случае обеспечивается полная автономность холодильного аппарата, но конструкция достаточно громоздка, во- втором случае ситуация обратная: металлоемкость минимальна, но требуется циркуляционный насос для прокачки охлаждающей воды.

АХА с жидкостным охлаждением теплорассеивающих элементов (в дальнейшем - АХА с жидкостным охлаждением) рассчитаны на холодопроизводительность порядка 1200...1500 Вт. В настоящее время они нашли применение в тепловых насосах, использующихся для альтернативного отопления небольших жилых домов. Источником энергии для АХА с жидкостным охлаждением служат продукты сгорания органического топлива (природного газа, пропана, керосина, бензина и т.д.). Горелочное устройство рассчитывается на тепловую нагрузку 3500...5000 Вт.

Во всех случаях применение АХА на морских судах не столкнется с типичной для теплоиспользующих холодильных аппаратов проблемой – зависимостью от режима работы энергетической установки, когда типовым решением является установка специального парогенератора, включающегося на стоянках и обеспечивающего стабильную работу холодильной машины, а недостатком – увеличение состава судового энергетического оборудования и связанные с этим проблемы роста металлоемкости, снижения надежности и безопасности, наличием дополнительного обслуживающего персонала и т.д.

При использовании АХА в составе судовых низкотемпературных камер проблемы энергообеспечения могут быть решены и без подключения дополнительного энергетического оборудования, а только за счет утилизации тепла выхлопных газов дизель-генераторов.

Как показывают оценочные расчеты, даже при КПД преобразования энергии выхлопных газов 25 % дизельного двигателя минимальной мощности (4R32D), работающего на 50 % - ной нагрузке, на судне можно эксплуатировать до 15 АХА с жидкостным охлаждением или до 500 средних АХА с воздушным охлаждением, обеспечивая производство, не менее, 20 кВт искусственного холода.

Необходимым условием работы АХА является и уровень температур источника тепловой энергии – 160...175 °С. Как показывает анализ, по этому критерию вполне проходят все типы дизельных двигателей во всем диапазоне их режимов работы (от 100 до 50 % нагрузки), причем температурный напор составляет, не менее, 115 °С.

Эффективность использования АХА, работающих в режиме утилизации тепла уходящих газов судовых дизельных двигателей, возрастет при наличии системы регулирования тепловой нагрузки на генераторном узле.

Целесообразность регулирования связана как с прямой экономией энергоресурсов, так и с обеспечением штатной работы (поддержание требуемого температурного режима низкотемпературного хранения) холодильного аппарата при переменных условиях эксплуатации.

Для рассматриваемого случая под переменными условиями эксплуатации следует понимать:

а) изменение режима работы дизельного двигателя, когда расход выхлопных газов может измениться, практически, в два раза, а температура – на 30...35 °С;

б) изменение условий охлаждения теплорассеивающих элементов АХА в различных климатических зонах и при перемене погодных условия (ветер, прямое солнечное излучение, дождь);

в) загрузка холодильной камеры отепленными пищевыми продуктами.

Научный руководитель: Титлов А.С., д.т.н., проф., зав. кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ОНАПТ

ВИБІР СИСТЕМИ РОЗПОДІЛУ ПОВІТРЯ В КАМЕРАХ ХОЛОДИЛЬНОГО ЗБЕРІГАННЯ ОВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ

Дворжак В.П., спеціаліст ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

У відповідності з вимогами холодильної технології, для збереження якості і маси продукту, у камерах зберігання продукції необхідно підтримувати на певному рівні три основних параметри: температуру, відносну вологість і швидкість руху повітря. Крім цього, також є додаткові фактори, такі як газовий склад навколишнього середовища, наявність зовнішніх і внутрішніх теплопритоків.

При холодильному зберіганні фруктів та овочів, в результаті фізіолого-біологічних процесів, можливе виникнення природної гнилі, що приводить до втрат маси та якості про-

дукту. Крім того, у разі відхилення від температурно-вологісного режиму, при наявності теплопритоків до поверхні продукту, виникає процес втрати продуктом маси. На відміну від зберігання заморожених продуктів, де внаслідок незначного відхилення від технологічного режиму, втрати складають зазвичай не більше 5-7 % маси продукту, при зберіганні фруктів і овочів, недотримання норм холодильної технології може призвести до повної незворотної втрати продукту. Підтримання оптимальних параметрів навколишнього середовища в першу чергу залежить від систем розподілу повітря у камері.

Система розподілу повітря – це комплексний механізм, який спільно з приладами охолодження забезпечує створення рівномірного температурно-вологісного поля в об'ємі камери зберігання харчових продуктів. У завдання цього комплексу може входити не тільки рівномірний розподіл охолодженого повітря, але також його осушення, зволоження, підігрів та вентиляція.

Системи повітророзподілу камер зберігання плодоовочевої продукції поділяються на три основних типи: безканалні, каналні і системи активного вентилявання. Безканалні системи повітророзподілу являють собою комплекс окремих агрегованих повітроохолоджувачів, рівномірно розподілених по об'єму камери. Застосовуються повітроохолоджувачі трьох видів: стельові, пристінних-стельові і постаментні.

Безканалні системи розподілу повітря використовують апарати повної заводської готовності, їх легко монтувати та експлуатувати. Але кожен апарат системи підтримує необхідний режим в певній зоні камери, в результаті чого в цілому температурно-вологове поле є нерівномірним. Виникають застійні зони, в яких відсутня необхідна циркуляція повітря, що призводить до підвищення температури і розвитку мікроорганізмів. Крім того, при роботі електродвигунів вентиляторів в камеру надходять значні внутрішні теплопритоки, які необхідно компенсувати додатковою холодопродуктивністю системи.

Більш ефективними з точки зору створення рівномірного температурно-вологісного поля є каналні системи розподілу повітря. Розподіл повітря в камері здійснюється по системі нагнітальних і всмоктувальних повітроводів прямокутного або круглого перерізу. У більшості випадків повітроводи розміщують під стелею камери, в малих камерах уздовж стін. Охоложене повітря з високою швидкістю (10-15 м/с) викидається з сопел, ежектуючи в струмінь тепле повітря зі штабелів. Кут нахилу струменя підбирається таким чином, щоб потік проходив над верхньою кромкою штабелів з продуктом, без контакту з ними. Повітроводи встановлюють над вантажними коридорами, тим самим створюючи об'ємний канал для всмоктування теплого повітря.

Найбільш ефективними при тривалому зберіганні плодоовочевої сировини вважаються системи активного вентилявання. При ідеальному активному вентиляванні кожна одиниця продукту рівномірно омивається примусовим потоком повітря, яке має певну температуру, вологість і швидкість руху. При цьому зміни характеристик повітряного потоку поза обсягу вантажу вважаються несуттєвими.

Одним з варіантів систем активного вентилявання є спосіб подачі охолодженого повітря через перфоровану підлогу. Тепле повітря з штабелів з овочами всмоктується через отвори повітроводів, що розміщені під стелею камери або безпосередньо над штабелями. Надалі повітря охолоджується, проходячи через теплообмінні секції охолоджуючого приладу, після чого по вертикальним повітроводам подається під підлогу камери. У підлозі по ходу руху повітря розходить по горизонтальних каналах постійного статичного тиску. З каналів охоложене повітря подається знизу вгору в штабелі з продуктами. Тепле повітря витісняється з ефектом активного вентилявання.

За результатами техніко-економічного аналізу, для забезпечення ефективного зберігання капусти впродовж довгого часу, нами була вибрана система розподілу повітря з активним вентиляванням.

Науковий керівник: Зімін О.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ БОРТОВЫХ СХЕМ РЕКОНДЕНСАЦИИ ГАЗОВ

Жуков А.А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Морская транспортировка сжиженного природного газа (СПГ) требует создания специализированных танкеров-газовозов, созданных с применением самых совершенных технологий, которые обеспечивают снижение себестоимости перевозок.

В настоящее время наибольшее распространение получил способ перевозки СПГ при давлении насыщения, превышающем атмосферное на 0,003...0,005 Мпа. Вследствие теплопритоков в танках газовозов образуются пары СПГ. Известно, что скорость объемного выхода пара чистого метана из танков на судах Q-Flex и Q-Max составляет около 0,14 %/сут[1]. Для обеспечения сохранности перевозимого груза и возврата в танки газовоза испарившихся паров СПГ используются судовые реконденсационные установки (РУ) [2]. РУ делятся на три группы: систему прямого (непосредственного) сжижения, систему непрямого охлаждения и комбинированную каскадную систему.

Первоначально суда для перевозки СПГ оснащались РУ прямого сжижения, реализующими обратный термодинамический открытый цикл и использующие в качестве холодильного агента пары груза.

На рисунке 1 представлена упрощенная схема РУ, работающей по методу прямого сжижения.

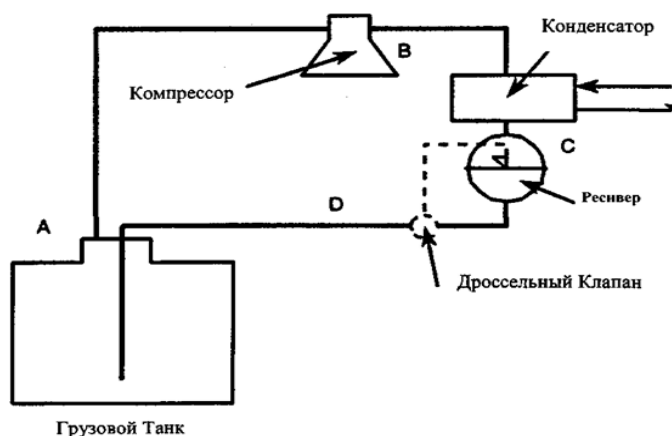


Рис.1. Схема РУ, работающей по прямому методу сжижения

Испаряющийся в грузовом танке газ всасывается компрессором и сжимается до давления конденсации, определяемого температурой заборной воды. Далее сжатый газ поступает в конденсатор, где конденсируется. Сконденсировавшийся газ собирается в резервуаре, а оттуда через дроссельный клапан поступает в грузовой танк.

Установка используется на многоцелевых газовозах СПГ и метановозах. Она может работать в двух режимах: режим полного сжижения природного газа, режим частичного сжижения природного газа. Рассматриваемая схема компактна, не требует вахтенного обслуживания и имеет низкую стоимость и малые эксплуатационные затраты. Такая РУ имеет широкий диапазон регулирования холодопроизводительности и ее легко приспособить к различным условиям, изменяя число ступеней сжатия, изменяя частоту вращения вала турбины. Недостатком установки является повышенное давление сжатия, возможность утечки газа, загрязнение груза смазочным маслом компрессора, повышенная огне- и взрывоопасность.

Метод непрямого повторного сжижения газов более безопасен, чем метод прямого сжижения. В установках непрямого сжижения испаряющийся газ конденсируется при помощи обычной холодильной машины и используются они в основном на газовозах небольшой вместимости.

На рисунке 2 представлена схема РУ, работающей по методу непрямого повторного сжижения газов.

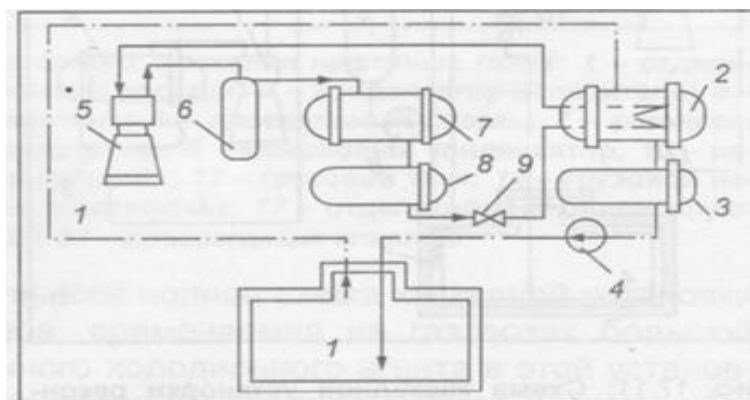


Рис. 2. Схема РУ, работающей по методу непрямого повторного сжижения газов:
 1- грузовая цистерна; 2 – кожухотрубный испаритель; 3 – ресивер сжиженного газа;
 4 – насос; 5 – компрессор; 6 – маслоотделитель; 7 – конденсатор хладагента;
 8 – ресивер хладагента; 9 – регвентиль.

Образовавшийся в грузовом танке пар по паропроводу поступает в кожухотрубный испаритель холодильной машины (ХМ), где конденсируется, отдавая тепло холодильному агенту. Из испарителя конденсат СПГ насосом подается в грузовой танк. В качестве холодильного агента ХМ используют обычно фреоны. Такая система помимо сохранности груза обеспечивает одновременное обслуживание танков с разнородными газами в разных секциях одного и того же испарителя. Основные недостатки этой системы: дороговизна, громоздкость, большие эксплуатационные расходы, низкая температура испарения холодильного агента. РУ, работающие по комбинированной или каскадной схеме сжижения наиболее сложны и дороги. Они используются на крупных газовозах грузоподъемностью свыше 30 тыс. м³. Каскадная РУ состоит из нижней ветви каскада, в которой осуществляется разомкнутый цикл низкого давления и верхней ветви каскада, которая представляет обычную холодильную машину, работающую по замкнутому циклу высокого давления. Конденсатор нижней ветви каскада является испарителем верхней ветви. Простейшая схема каскадной РУ представлена на рисунке 3.

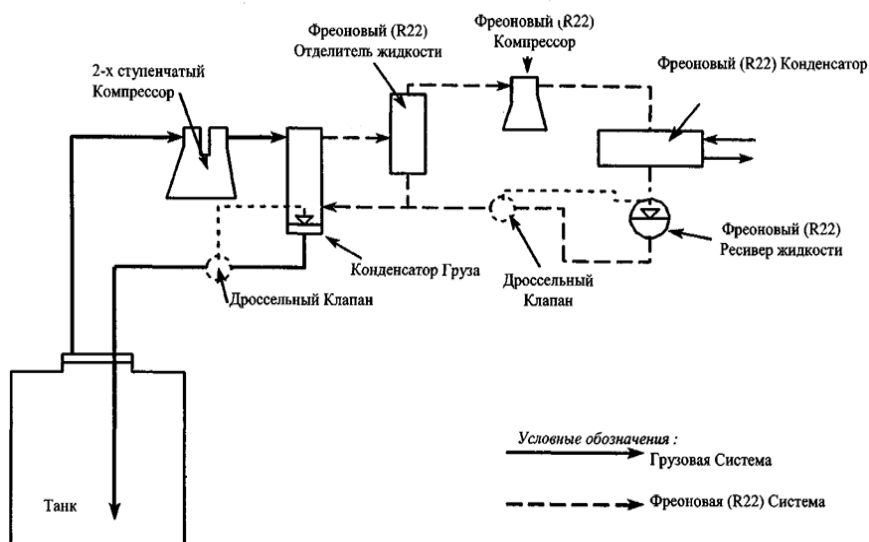


Рис.3. Схема каскадной РУ

Грузовой компрессор отсасывает холодный грузовой пар из танков, сжимает в два этапа, и поставляет сжатый пар в грузовой конденсатор, где он конденсируется за счет испарения фреона R22, после чего конденсат через дроссельный клапан поступает в танки. Для пре-

дотвращая возврата неконденсированного грузового пара в танкроссельный клапан, управляется уровнем жидкости в нижней части конденсатора, который служит ресивером.

В качестве холодильного агента верхнего каскада используют не только фреон 22, но и другие холодильные агенты.

Такие установки легко приспособляются к различным эксплуатационным условиям.

Судовые РУ дорогие, сложные и энергоемкие. Использование РУ на метановозах грузоместимостью 125 тыс. м³ повышает стоимость постройки судна на 8-12 %. Поэтому при их выборе проводится технико-экономический анализ.

По энергетическим и технико-экономическим показателям эксплуатации РУ природного газа наиболее эффективными являются: каскадные пароконденсационные холодильные машины, работающие на различных холодильных агентах; машины Филлиппса, работающие по циклу Стирлинга; турбохолодильные машины, работающие по циклу Брайтона, либо его модификации.

Дальнейшее развитие отрасли морских перевозок СПГ стимулируется необходимостью уменьшить транспортную составляющую в общей цене СПГ, которая составляет до 25 % от общей себестоимости [3] и сделать её конкурентной с трубопроводной альтернативой. Произошел рост грузоместимости газозовозов до 216000 м³, рассматриваются проекты грузоместимостью до 350 м³.

Бортовая РУ, наряду с главным двигателем и его системами, является энергопотребляющим комплексом, непосредственно выполняющим транспортную функцию перевозки СПГ. Поэтому необходимо постоянно заниматься всесторонним технологическим развитием и конструктивно-схемным совершенствованием РУ с целью повышения эффективности ее работы.

Список использованной литературы:

1. Shipboard reliquefaction for Large LNGC / T. N. Anderson, M. Ehrhardt, R. E. Foglesong et al. // Proceedings of the first Annual Gas Processing Symposium, 2009.
2. Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника, Часть 2 Учебник. - Киев: Наукова Думка, 2000. - 608 с.
3. Костылев, И. И. Проблемы развития специализированного флота России: энергетический аспект [Текст] / И. И. Костылев, М. К. Овсянников // Наука и транспорт. Морской и речной транспорт. - 2013. - № 1. - С. 57-63

Научный руководитель: Подмазко А.С., к.т.н., доц. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОТИ АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Карпенко П., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Сучасні аміачні холодильні установки відрізняються мінімальним заправленням холодоагентом, що досягається введенням проміжного хладоносія та застосуванням малоємних з холодоагенту й ефективних з теплообміну випарників (пластинчастих теплообмінників).

Як відомо, однією з основних вимог до безпеки експлуатації аміачних холодильних установок є зниження амміакоємності. Цей напрямок реалізується в системах, у яких холодопостачання споживачів здійснюється за допомогою проміжного холодоносія.

Основні переваги систем із проміжним холодоносієм:

- відсутність обмежень по висоті подачі рідини й по граничній відстані між охолоджувачем рідини й охолоджуваних приміщень. Необхідні параметри забезпечуються вибором відповідного напору насосної станції й товщини теплоізоляції трубопроводу;
- простота регулювання повітря в камерах;
- більша здатність, що акумулює, холодоносія, а отже, більше тривалий міжпускової період і зниження частоти включення-вимикання компресорів.

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

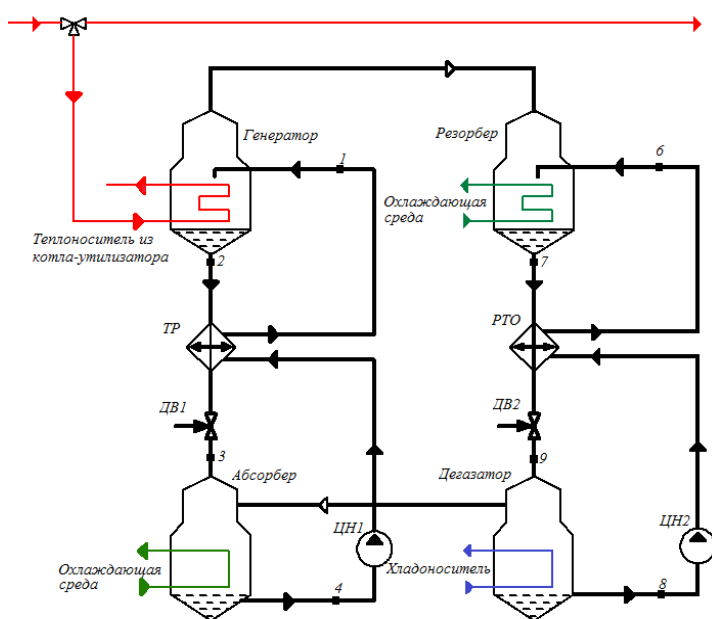


УДК 621.575

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК АБСОРБЦИОННО-РЕЗОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Грудка Б. Г., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Абсорбционно-резорбционная холодильная машина имеет особенность: четыре процесса теплообмена происходят при переменных температурах: производство холода (процесс 9-8) и отдача тепла охлаждающей среде (процесс 6-7) в резорбционной ступени, а также в генераторе (процесс 1-2) и абсорбере (процесс 3-4) термохимического компрессора. Эта особенность решающим образом влияет на термодинамическое совершенство машины и определяет области ее рационального применения.



Главными характеристиками машины являются: температура греющего источника, которая определяет наивысшую температуру в дегазаторе; температура окружающей среды, которая определяет условия работы абсорбера и резорбера; температура потребления холода, которая определяет необходимый температурный режим работы. Рабочие давления в машине определены температурой кипения, а высокое давление в машине является независимой переменной. Его выбор определяет все характеристики машины: тепло, подведенное к генератору, тепло, отведенное в абсорбере и резорбере и холодопроизводительность. Коэффициент преобразования машины является, в первую очередь, функцией от высокого рабочего давления в машине.

Для определения взаимного влияния параметров друг на друга и, в зависимости от этого, характеристик машины, в работе выполнены варианты расчетов при входных параметрах: температура греющего источника 110...130 °С, температура окружающей среды 30...40 °С, высокое рабочее давление 5...10 бар.

Машину предполагается использовать для двух конкретных случаев: с одним потребителем холода (температура в объекте + 5 °С) и с двумя потребителями холода (температура в

объекте 1 +5 °С, в объекте 2 – -10°С). Этим температурам соответствуют режимы в испарителе: $T_{01} = -4$ °С, $T_{02} = -15$ °С.

Конечные результаты расчетов выведены в виде графиков зависимости коэффициента преобразования машины от высокого давления.

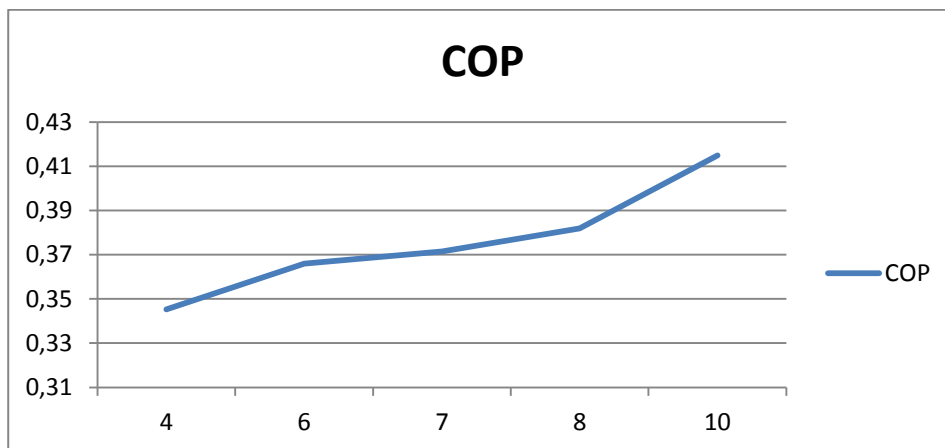


Рис. 1. Зависимость коэффициента преобразования машины от высокого давления при $T_{02} = -15$ °С и $T_k = 40$ °С.

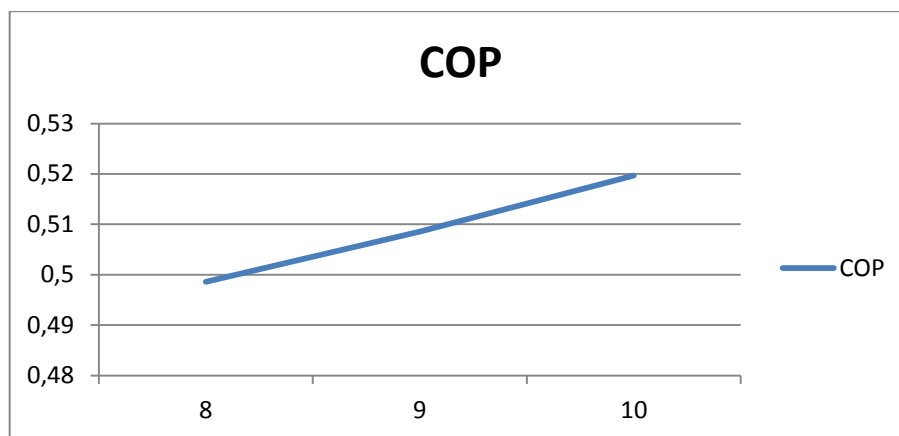


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования машины от высокого давления при $T_{01} = -4$ °С и $T_k = 30$ °С.

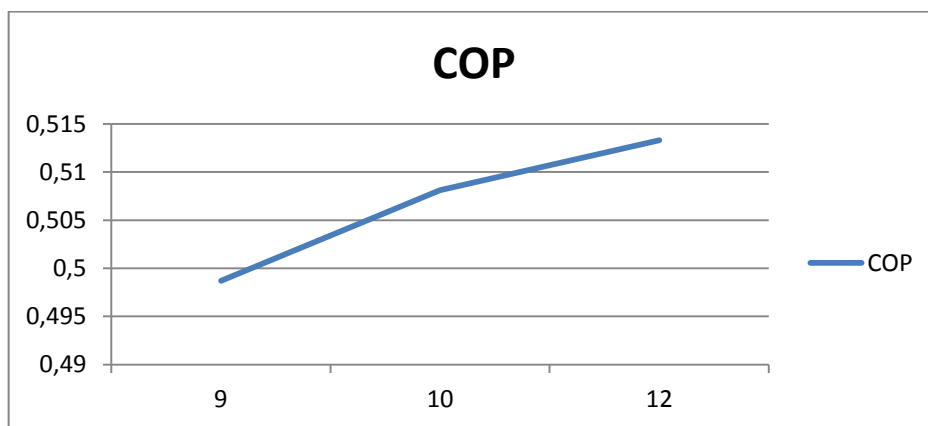


Рис. 3. Зависимость коэффициента преобразования машины от высокого давления при $T_{01} = -4$ °С и $T_k = 35$ °С.

Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНКУ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОЛЕКТОРУ ГЕОТЕРМАЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСУ

Зубарев А.Є., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Теплові насоси використовують безкоштовні, поновлювані джерела енергії: низькопотенційне тепло повітря, ґрунту, підземних, відкритих незамерзаючих водойм, стічних і скидних вод і повітря, а також скидне тепло технологічних підприємств. Для того щоб зібрати цю теплоту витрачається електроенергія, але відношення кількості одержуваної теплової енергії до кількості затрачуваної електричної становить близько 3-7 разів. Ґрунтові теплові насоси набули широкого поширення через мінімальну зміну температури на протязі року. Так вже на глибині 2 метрів температура ґрунту коливається від 7 до 13 °С.

Існує багато різновидів ґрунтових колекторів. З 1986 року в Швейцарії, проводилися дослідження системи з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками. У ґрунтовому масиві був влаштований вертикальний ґрунтовий теплообмінник коаксіального типу завглибшки 105 м. Цей теплообмінник використовувався як джерело низькопотенційної теплової енергії для теплонасосної системи, встановленої в одноквартирному житловому будинку. Вертикальний ґрунтовий теплообмінник забезпечував пікову потужність приблизно 70 Вт на кожний метр довжини, що створювало значне теплове навантаження на навколишній ґрунтовий масив. Річне виробництво теплової енергії становить близько 13 МВт • год. На відстані 0,5 і 1 м від основної свердловини були пробурені дві додаткових, в яких на глибині в 1, 2, 5, 10, 20, 35, 50, 65, 85 і 105 м встановлені датчики температури, після чого свердловини були заповнені глинисто-цементною сумішшю. Температура вимірювалася кожні тридцять хвилин. Крім температури ґрунту фіксувалися і інші параметри: швидкість руху теплоносія, споживання енергії приводом компресора, температура повітря та ін.

Спостереження проводилися на протязі десяти років. На підставі експериментальних даних були побудовані математичні моделі процесів, що відбуваються в ґрунтовому масиві, що дозволило зробити довгостроковий прогноз зміни температури ґрунтового масиву.

Математичне моделювання показало, що щорічне зниження температури буде поступово зменшуватися, а обсяг ґрунтового масиву навколо теплообмінника, схильного зниження температури, з кожним роком буде збільшуватися. Після закінчення періоду експлуатації починається процес регенерації: температура ґрунту починає підвищуватися. Характер протікання процесу регенерації подібний характером процесу "відбору" тепла: в перші роки експлуатації відбувається різке підвищення температури ґрунту, а в наступні роки швидкість підвищення температури зменшується. Тривалість періоду "регенерації" залежить від тривалості періоду експлуатації. Ці два періоди приблизно однакові. В даному випадку період експлуатації ґрунтового теплообмінника дорівнював тридцяти рокам, і період "регенерації" також оцінюється в тридцять років.

При використанні вертикальних свердловин глибиною від 20 до 100 м в них занурюються U-подібні пластикові (при діаметрах від 32 мм) труби. Як правило, в одну свердловину вставляється дві петлі, з заливанням суспенсією розчином. В середньому питома знімання такого зонда можна прийняти рівним 50 Вт/м.п. Можна також орієнтуватися на наступні дані по зніманню тепла:

- сухі осадові породи - 20 Вт/м;
- кам'янистий ґрунт і насичені водою осадові породи - 50 Вт/м;
- кам'яні породи з високою теплопровідністю - 70 Вт/м;
- підземні води - 80 Вт/м.

Температура ґрунту на глибині понад 18 м постійна і становить приблизно + 9 ° С. Відстань між свердловинами повинна бути більше 5 м. При наявності підземних течій, свердловини повинні розташовуватися на лінії, перпендикулярній потоку. Підбір діаметрів труб про-

водиться виходячи з втрат тиску для необхідної витрати теплоносія. Розрахунок витрати рідини може проводитися для $t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

В якості теплоносія первинного контуру рекомендується використовувати розчин етиленгліколю (медіум) з точкою замерзання приблизно $-13 \text{ }^\circ\text{C}$ (концентрація $>20\text{-}25\%$). У розрахунках слід врахувати, що теплоємність розчину при температурі $0 \text{ }^\circ\text{C}$ становить $3,7 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, а густина - $1,05 \text{ г}/\text{см}^3$. Слід зауважити також, що при використанні медіума, втрата тиску в трубах в 1,5 рази більше, ніж при циркуляції води. Для розрахунку параметрів первинного контуру теплонасосної установки буде потрібно визначити витрату теплоносія:

$$V_s = Q_o \cdot 3600 / (\rho \cdot c_p \cdot t), \text{ м}^3/\text{год},$$

де t – різниця температур між лініями подачі та возврату теплоносія, яку часто приймають рівною 3 К .

Q_o – теплова потужність, що отримується від низькопотенційного джерела (грунт), розраховується як різниця повної потужності теплового насоса Q_{wp} і електричної потужності, що витрачається на нагрів холодоагенту P :

$$Q_o = Q_{wp} - P, \text{ кВт}.$$

Сумарна довжина труб колектора L і загальна площа ділянки під нього A розраховуються за формулами:

$$L = Q_o / q, \text{ м}$$

$$A = L \cdot d_a, \text{ м}^2$$

Тут q – питомий тепловий потік (з 1 м труби); d_a - відстань між трубами (крок укладання).

Таким чином, системи тепло- і холодопостачання будівель, що використовують низькопотенційне тепло землі, являють собою надійне джерело енергії, яке може бути використаний повсюдно. Це джерело може використовуватися протягом тривалого часу і може бути відновлено після закінчення періоду експлуатації.

Науковий керівник: Остапенко О.В., к.т.н., асист. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНАЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩАЯ КОМПРЕССОРНАЯ МАШИНА

Коржук Д., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Теплоиспользующая холодильная машина представляет комплекс машин и аппаратов, в котором с точки зрения термодинамики реализуются два цикла – прямой и обратный с единым рабочим веществом, при условии, что сохраняется баланс работы в циклах. Первичной энергией является тепло различных источников и температурного потенциала. Внутри своего класса машины разделяются на группы по способу проведения компенсирующего процесса: абсорбционные, эжекторные и компрессорные.

Механический компенсирующий процесс, в результате которого механическая энергия, полученная при расширении в прямом цикле, непосредственно передана на сжатие в обратном, связан с механическим компрессором.

Первоначально считалось рациональным использовать машины с агрегатом «турбина-компрессор» большой производительности для кондиционирования на крупных морских судах.

В 60-х годах прошлого века была создана теплоиспользующая холодильная машина малой производительности ($50..100 \text{ кВт}$) на низкикипящих рабочих веществах НФС-НСФС типа конкурентно способная паровым компрессорным машинам. Машина предназначалась для охлаждения наддувочного воздуха двигателей тепловозов и судов, а также кондициони-

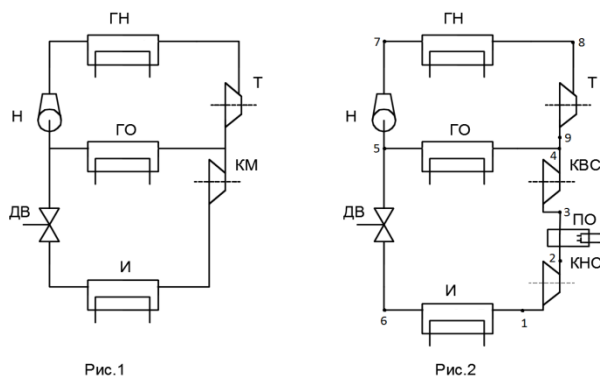
рования воздуха на сухогрузах, танкерах, сейнерах, в наземных транспортных объектах специального назначения.

Запрет на целый ряд широко используемых рабочих веществ инициировал поиск новых рабочих веществ для возрождения компрессорных машин. С точки зрения совершенствования машин с расширением возможности утилизации или использования самостоятельного источника тепла любого температурного потенциала предложен диоксид углерода. Тем более, что CO_2 в настоящее время является одним из востребованных рабочих веществ в энергетике и холодильной технике, а оборудование для CO_2 выпускают ведущие мировые фирмы.

Схемное решение теплоиспользующей холодильной машины с R744 в качестве рабочего вещества представлено на рис.1

Расчеты показали, что машина может работать высокоэффективно как одноступенчатая с минимальной температурой кипения $T_0 = -30^\circ\text{C}$ как отвечающая общим принципам формирования схемно-цикловых решений.

В работе рассматривается возможность создания низкотемпературной машины с температурой кипения в испарителе, ограниченной температурой тройной точки для R744. Обратный цикл может осуществляться как двухступенчатый. Тогда схема машины усложняется введением двух последовательно работающих компрессоров (рис.2) с соответствующим изменением цикла.



По классификации двухступенчатых циклов данный обратный цикл носит название: двухступенчатый с неполным промежуточным охлаждением и однократным дросселированием. Цикл машины представлен на рис.3

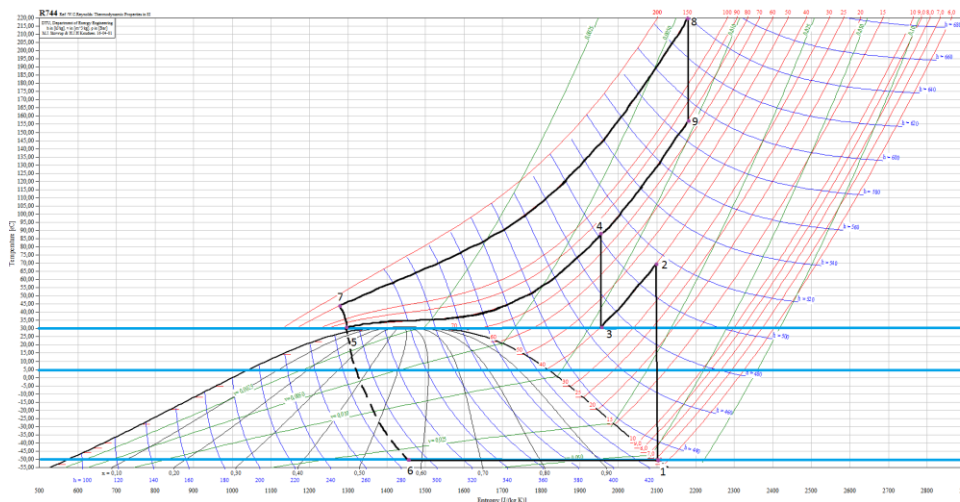


Рис.3. Цикл низкотемпературной теплоиспользующей компрессорной машины.

Рабочие температуры, которые являются входными параметрами:

- максимальная температура в газовом нагревателе определяется температурой греющего источника;

- минимальная температура в газовом охладителе зависит от температуры окружающей среды;

- температура кипения в испарителе зависит от температуры в охлаждающем объеме, которую определяет потребитель холода (заказчик).

Рабочие давления в газовом нагревателе и охладителе определяются конструкциями машин и аппаратов, выпускаемыми фирмами-производителями для работы с R744.

Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ РОТОРНИХ ЛЬДОГЕНЕРАТОРІВ

Кравченко, магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Автоматизовані роторні льдогенератори безпосереднього охолодження є пристроями безперервної дії. Вони виготовляють з прісної та солоної води сніговий і лускоподібний лід з об'ємною густиною 300 - 500 кг/м³, а також льодоводяну пульпу.

Механічне відділення льоду більш економічне, ніж його відтавання, тому роторні льдогенератори споживають мінімум холоду (400 - 500 кДж/кг) та електроенергії (145 - 200 кДж/кг), вони більш компактні. Собівартість лускоподібного та снігового льоду на 40-50 % менша за вартість блочного льоду, здобутого у льдогенераторах з розсільним охолодженням.

Роторні льдогенератори з льодом, що безперервно зрізаються, є інтенсивними завдяки тонкошаровому (0,5 - 2,5 мм) наморожуванню. Роторні генератори працюють як за умови циркуляції води, так і при обмеженій її подачі без циркуляції і виготовляють при $t_2 = -15...-25$ °С сухий лускоподібний лід (рис. 1.6).

У разі надлишку води або підвищеної температури холодоагенту ці льдогенератори можуть виготовляти сніговий лід вологістю до 20 - 25 % або льодоводяну пульпу, придатну до перекачування насосом. В останньому випадку їх можна використовувати як інтенсивні водоохолодники.

Для інтенсифікації та підвищення ефективності роторних льдогенераторів здійснюють такі заходи: застосування насосних схем, що забезпечує інтенсивну циркуляцію холодоагенту, стабільне заповнення випарників рідким холодоагентом при змінах теплового навантаження; застосування для виготовлення випарників високотеплопровідних матеріалів (сталі 30, алюмінієвих сплавів АМГ і а АД-31), обмеження товщини стінок поліпшення системи зрошення водою поверхні випарників; збільшення частоти обертання різального пристрою; попереднє охолодження води; зниження температури кипіння; оребрення внутрішньої поверхні циліндрів випарника.

Всі льдогенератори можуть працювати на R134a, R22 та аміаку. Режим роботи автоматичний, випарники не повністю затоплені, з вільним рівнем. Спосіб знімання льоду ножовий, а у ФЛ-50/100 — ножовий або фрезерний.

Значного поширення набувають фрезерні, роторні льдогенератори лускоподібною льоду, зокрема фірм «Йорк» (США), «Холл» (Англія), «Нема» (ФРН).

Замість скребків, що швидко затуплюються, у фрезерних льдогенераторах використовують гвинтові фрези довгочасного тривалого використання, які повністю сколюють лід з полірованої поверхні випарників. Товщина наморожуваного льоду 1,5 - 2,5 мм. Температура кипіння холодоагенту -15 °С. Лід з температурою не нижче -5 °С порівняно легко відділяється фрезами від випарника.

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ КОМПРЕССИИ

Кобалава Г. А., аспирант НУК им. адм. Макарова, г. Херсон

Одним из перспективных способов утилизация теплоты вторичных энергоресурсов дизельной энергетической установки является производство холода для понижения температуры наддувочного воздуха, и соответственно улучшения показателей эффективности работы самих дизелей. В судовой и стационарной энергетике в качестве таких теплоутилизационных контуров актуально применение теплоиспользующих эжекторных холодильных машин (тэхм). Эффективность тэхм не столь велика по сравнению с более широко применяемыми, но и более громоздкими теплоиспользующими абсорбционными холодильными машинами [1, 2]. Одним из путей повышения эффективности цикла тэхм является применение термогазодинамической компрессии для повышения степени расширения в сопле эжектора. Реализация данного эффекта возможна в струйном аппарате – термопрессоре и заключается в повышении давления при одновременном снижении температуры в процессе испарения мелкодисперсной жидкости, впрыскиваемой в поток газа, движущегося с околосвуковой скоростью [3].

Увеличение степени расширения достигается путём снижения давления пара хладагента на выходе из диффузора эжектора, при постоянной температуре конденсации, с применением термопрессора на линии между эжектором и конденсатором (рис.1).

Эжектор всасывает пар из испарителя, используя энергию рабочего пара высокого давления, который поступает из генератора. Пар расширяется в сопле эжектора до давления меньшего, чем давление пара на выходе из испарителя и сжимается до давления конденсации. Далее сжатый в эжекторе пар конденсируется в конденсаторе, после чего жидкий хладагент разделяется на два потока: первый дросселируется в регулирующем клапане и испаряется в испарителе, второй – сжимается в циркуляционном насосе до высокого давления и испаряется в генераторе. Термопрессор устанавливается на линии между эжектором и конденсатором. Часть жидкости после насоса уходит для впрыскивания в камеру смешения термопрессора.

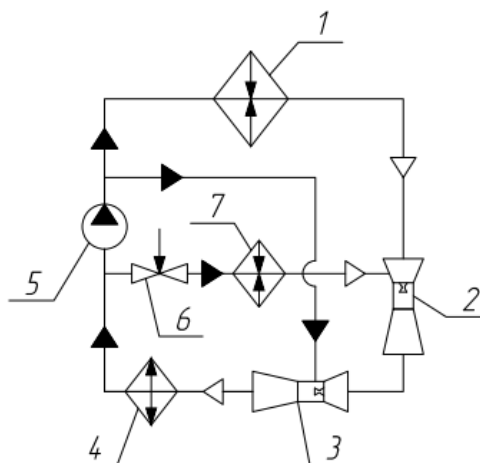


Рис.1. Схема тэхм с термопрессором после эжектора:

*1 – генератор пара; 2 – эжектор; 3 – термопрессор; 4 – конденсатор;
5 – циркуляционный насос; 6 – регулирующий дроссельный клапан; 7 – испаритель*

Повышение давления в термопрессоре составляет до 5% (0,02 мпа) при температурах конденсации в тэхм – $t_k = 25 \dots 40$ °с и температуре снимаемого перегрева за эжектором $\delta t_{пер} = 80 \dots 110$ °с. Полученный тепловой коэффициент тэхм составляет 0,4...0,5. В качестве рабочего тела для тэхм рассматривался хладон r142b.

Таким образом, данное схемное решение позволяет повысить тепловой коэффициент эхм на 10...15 % за счёт повышения давления перед конденсатором, а также снизить тепловую нагрузку на конденсатор путём снятия перегрева в термопрессоре, который в свою очередь не ведёт к усложнению утилизационного контура, вследствие простоты конструкции и отсутствия сложных механических узлов.

Список информационных источников:

1. Захаров Ю. В. Математическая модель теплоиспользующей эжекторной холодильной машины и результаты ее апробации / Ю. В. Захаров, Д. В. Коновалов. // зб. Наук. Праць. - миколаїв: нук. – 2006. – №2 (407). – с. 87–96.
2. Коновалов Д. В. Энергетическая эффективность эжекторных холодильных машин, использующих теплоту выпарных аппаратов судовых рыбомучных установок / Д. В. Коновалов. // техногенна безпека: наукові праці. - миколаїв: мдгу ім. П. Могили. – 2005. – т.43, вип.30. – с. 93–97.
3. Степанов И. Р. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок / И. Р. Степанов, В. И. Чудинов. – Л.: наука, 1977. – 200 с.



ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СХЕМ УСТАНОВОК ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Мазуренко С.Ю., аспирант ИХКЭ ОНАХТ, г. Одесса

В настоящее время, основной объём рынка оборудования по выделению воды из воздуха приходится на системы, имеющие в своем составе компрессионную холодильную установку с электрическим приводом.

Вместе с тем применение компрессионных установок перспективно только для производительности до 3–4 литров воды в час. При более высокой производительности происходит существенное возрастание габаритов установки. Необходимым условием работы компрессионной холодильной машины является наличие электрической энергии. В тоже время подавляющее число стран, испытывающих дефицит воды, ограничены и в энергоресурсах. Едва ли не единственным доступным источником энергии у них является солнце. Поэтому, в качестве наиболее перспективного направления нами были выбраны модернизированные абсорбционные холодильные машины (АХМ), работающие от источника низкопотенциального тепла – солнечной энергии.

Одним из многообещающих направлений является возможность использования существующей инфраструктуры солнечных нагревателей воды – солнечных коллекторов (СК), суммарный объём площадей коллекторов которых в мире более 110 млн.м².

Анализ режимных характеристик АХМ показал, что основные проблемы, которые надо решить при их использовании в системах получения воды с СК следующие: во-первых, разработать конструкции АХМ с воздушным охлаждением теплорассеивающих элементов, а во-вторых, предложить цикл, который можно было бы реализовать в условиях тропических температур наружного воздуха и уровне температур традиционных водяных солнечных коллекторов (80-100 °С).

В таких условиях наибольшие перспективы имеют абсорбционные водоаммиачные холодильных машин (АВХМ), которые позволяют провести необходимую модификацию цикла. В связи с выбором АВХМ необходимо отметить, что в последние годы в связи с неблагоприятным техногенным воздействием на окружающую среду систем холодильной техники все большее внимание уделяется природным холодильным агентам.

Особый интерес представляют АВХМ работающие на возобновляемых источниках энергии, в частности, на энергии солнечного излучения. Такой интерес связан с возможностью круглогодичного использования солнечных коллекторов, находящихся в настоящее время широкое применение в системах отопления и горячего водоснабжения.

Предполагается, что при избытке солнечной энергии в теплый период года часть ее можно направлять на генератор АВХМ для производства искусственного холода. Полученный холод можно использовать как в системах кондиционирования, так и в холодильниках.

Целью исследования является разработка схем и термодинамический анализ АВХМ на низкопотенциальных источниках тепловой энергии СК для систем получения воды из атмосферного воздуха.

С учетом приведенного выше анализа различных холодильных систем абсорбционного типа и результатов анализа энергетических характеристик циклов АВХМ, а также с учетом простоты конструкции и способа реализации для дальнейшей разработки был выбран вариант традиционной АВХМ с теплообменником растворов и с бустер-компрессором на магистрали подачи пара аммиака в конденсатор.

С помощью оригинального алгоритма расчета циклов АВХМ был проведен анализ циклов АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором.

Интерес представлял своеобразный «модифицированный холодильный коэффициент» (МХК) цикла АВХМ (η), который представляет собой отношение полезного эффекта (искусственного холода) с затраченной в циркуляционном насосе и бустер-компрессоре электрической мощности.

С учетом того, что тепловая энергия греющего источника поступает от СК, ее, как бы полученную даром, мы не учитывали.

Анализ результатов расчетов показывает, что с повышением температуры греющего источника от 80 °С до 100 °С эффективность АВХМ возрастает почти в 2 раза.

Интерес представляет и сравнение цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором и цикла пароконденсационной холодильной машины (ПКХМ), работающей в том же диапазоне параметров температур объекта охлаждения и наружного воздуха.

Результаты сравнения цикла ПКХМ, работающего по идеальному циклу Карно и цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором показали, что имеют место энергетические преимущества у АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором даже перед идеальным холодильным циклом Карно, начиная с уровня температур греющего источника 100 °С.

Энергетическое преимущество в рассмотренном диапазоне температурных параметров составляет от 11 до 24 %.

Научный руководитель: Титлов А.С., д.т.н., проф., зав. кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ОНАПТ

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ПРИ ЗМІННИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

Мошкатиюк А.В, магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

В каталогах фірм-виробників наведено споживчі характеристики холодильних машин згідно з випробуваннями, які проведено в лабораторіях виробника, тому теплообмінні поверхні апаратів чисті і відповідають високим значенням коефіцієнтів теплопередавання.

В процесі експлуатації на теплообмінних поверхнях з'являються відклади різного походження, негативно впливають на теплопередавання і, як слідство, на споживчі характеристики машини. В результаті чого в охолоджуваному приміщенні може недотримуватися температурний режим, що викликає погіршення якості продуктів, які зберігаються.

Дослідження негативного впливу відкладів на поверхні є актуальною проблемою, якою багато років займаються науковці всього світу.

В роботі розглядається мала холодильна машина з повітряним конденсатором при змінних режимах роботи, при шкідливих відкладах на поверхні конденсатора.

Температура навколишнього повітря змінюється не тільки на протязі року, а і на протязі доби. Таким чином в період експлуатації в конденсаторі виникають два додаткових ефекти, які впливають на характеристики конденсатора.

Враховуючи це, ставиться завдання експериментального дослідження характеристик повітряного конденсатора за змінною температурою охолоджуючого середовища в сукупності з твердими відкладами.



Експериментальним стендом являється низькотемпературна лабораторна камера об'ємом 1,2 м³ з холодильною машиною з герметичним компресором і повітряним конденсатором.

Програмою випробування передбачено визначення теплопровідності конденсатора, температурного напору, щільності теплового потоку і швидкості повітря, холодопродуктивності агрегату «компресор- конденсатор».

*Наукові керівники: Морозюк Л.І., д.т.н., проф. кафедри кріогенної техніки ОНАХТ
Гайдук С.В., к.т.н., зав.лаб. кафедри холодильних установок та кондиціювання повітря ОНАХТ*

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Озолин Н.Е., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Одной из важнейших задач является развитие технологий позволяющих извлекать воду из воздуха, причем непосредственно на месте, где она необходима. Как показывает анализ, наибольшие перспективы имеют методы, связанные с работой генераторов искусственного холода – холодильных агрегатов, которые гарантировано обеспечивают температуру воздушного потока ниже температуры точки росы. Особый интерес среди различных холодильных систем представляют абсорбционные водоаммиачных холодильные агрегаты периодического действия (АВХА ПД), в которых при реализации холодильного цикла отсутствуют какие либо движущиеся элементы.

Схема потоков в АВХА ПД в различные периоды его работы приведена на рис.1. Для практической реализации такого устройства необходимо оценить его холодопроизводительность при работе в различных климатических условиях, с перспективой максимального использования в засушливых жарких зонах планеты. Эта холодопроизводительность будет определяться количеством тепла, отобранного от воздуха при его охлаждении ниже температуры точки росы.. Задачей термодинамического расчёта АВХА ПД является определение рабочего диапазона с оценкой холодопроизводительности, которая и определяет производи-

тельность установки по извлечению воды из атмосферного воздуха методом механического осушения (обеспечения в зоне контакта стенки и воздуха температуры ниже точки росы).

Расчёт проведён для диапазона режимных параметров: температура греющего источника (на стенке генератора) $t_{гр} = 65..95 \text{ }^\circ\text{C}$; температура «холодного» источника (температура атмосферного воздуха) $t_x = 25..45 \text{ }^\circ\text{C}$; максимальная рабочая температура в зоне охлаждения принималась равной $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Анализ полученных результатов показал, что при увеличении температуры греющего источника снижается доля аммиака в зоне генерации, что позволяет в период охлаждения получить более высокий движущий потенциал поглощения в процессе абсорбции, т.е. имеется возможность увеличить холодопроизводительность АВХА ПД и, соответственно, производительность установки по извлечению воды из атмосферного воздуха.

Для оценки холодопроизводительности АВХА ПД в области «полезных» (температура в зоне охлаждения не выше $10 \text{ }^\circ\text{C}$) параметров был проведен расчёт среднеинтегрального за рабочий период «зарядки-разрядки» значения теплоты парообразования аммиака. Показано, что холодопроизводительность возрастает с увеличением температуры греющего источника. Так, при $t_x = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ и $X_{\min} = 0,3$, при росте $t_{гр}$ от 65 до $95 \text{ }^\circ\text{C}$, рост q_0 составляет от 650 до 2800 кДж . При $t_x = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, q_0 увеличивается от 50 кДж до 1200 кДж . При $t_x = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ режим работы АВХМ не реализуется при температурах греющей среды ниже 95°C . При низких температурах атмосферного воздуха можно получить достаточно высокие значения холодопроизводительности, увеличив количество аммиака в ВАР в зоне генерации. Так, аналогичные значения $q_0 = 2650 \text{ кДж}$ при $t_x = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ можно получить и при $t_{гр} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ и $X_{\min} = 0,3$, и при $t_{гр} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$ и $X_{\min} = 0,5$.

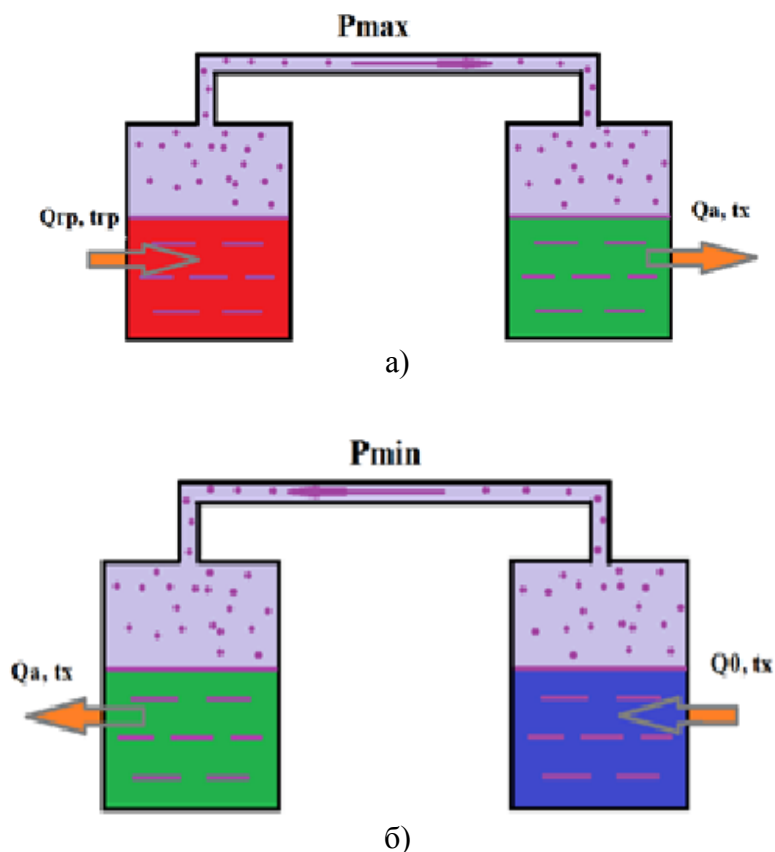


Рисунок 1– Схема потоков тепла и массы при работе АВХА ПД
а) – работа в период зарядки; б) – работа в период охлаждения

Научный руководитель: Титлов А.С., д.т.н., проф., зав. кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ОНАИТ

АНАЛИЗ ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Полухин В.А., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

На сегодняшний день актуальной проблемой со стороны потребителя холода является поломка холодильной установки (ХУ) вследствие засорения воздушного конденсатора ХУ и проблемы с электричеством (несоответствие напряжения сети).

Загрязненная или недостаточная поверхность теплообмена воздушного конденсатора, отвод теплоты, не удовлетворяющий требованиям, ведут сразу к нескольким неблагоприятным факторам: повышению электропотребления и выводу из строя компрессора, понижению холодопроизводительности системы.

Повышение энергопотребления происходит вследствие недоохлаждения холодильного агента в конденсаторе, что ведет к уменьшению холодопроизводительности, что приводит к увеличению работы компрессора. С другой стороны из-за недоохлаждения холодильного агента растет конечная температура конца сжатия, что так же ведет к увеличению энергопотребления и перегреву масла в холодильной машине. При перегреве, масло коксуеться, на нагнетательном клапане, что приводит к уменьшению плотности его прилегания, перепуску газа и продолжающемуся росту температуры. Давление на всасывании растет, что ведет к снижению производительности системы. Перегретое масло, разлагаясь, оказывает негативное влияние на холодильную систему. Ряд факторов служат причиной перегрева – это как высокая степень сжатия так и низкое давление кипения, как высокое давление нагнетания так и перегрев газа на линии всасывания, как засорения фильтра и конденсатора так и повреждение вентиляторов и многое другое.

При несоответствии напряжения в сети, на обмотку компрессора приходится дополнительная нагрузка и в конечном результате выгорание обмоток компрессора. Производители компрессоров рекомендуют, что бы рабочее напряжение в сети было от 187В до 254В переменного тока с частотой 50Гц. К сожалению, это условие не всегда соблюдается в Украине. Причины несоответствия напряжения в сети из-за допустимых норм отклонения, к которым приписываю электроприемники, присоединенные к сетям потребителей, где сетевые поставщики электроэнергии не несут ответственности. Здесь потребитель отвечает за обеспечение требуемого качества энергии. Подключение преобразовательных установок, сварочных установок, электрических машин влияет на ухудшение качества электроэнергии.

Вследствие этого, напряжение в сети падает, а сила тока возрастает, что приводит к нагреву обмотки компрессора и пробую.

Решением этих двух проблем является контроллер Danfoss ERC 102 на Рис.1. ERC 102 представляет собой электронный контроллер со светодиодным дисплеем, предназначенный для использования в холодильных витринах для напитков, а также для коммерческих холодильников и морозильников. Контроллер ERC 102 удовлетворяет требованиям OEM-изготовителей по его быстрой, легкой и надежной установке наряду с гибкими производственными настройками и высоким качеством этого устройства.



Рис.1 контроллер Danfoss ERC 102

В контроллере кроме двух датчиков (температура в объеме холодильника, и температура на поверхности испарителя) есть третий-температура на выходе из конденсатора. Контроллер программируется под различные температуры. Для нормальной работы холодильного оборудования температура на выходе из конденсатора должна быть от 35 до 40°C. В случае не выполнения данного условия, контроллер отключит компрессор и предотвратит поломку. Так же в контроллере производится постоянное считывание напряжения сети. В настройках контроллера существует 4 предела для регулирования: минимальное и максимальное напряжение, при котором компрессор отключится и минимальное и максимальное напряжение для выключения.

При следовании рекомендациям специалистов по монтажу, настройке, работе в допустимых диапазонах, внедрении системы автоматизации Danfoss для торгового холодильного оборудования можно как предотвратить поломку, так и продлить срок его службы.

Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., зав. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



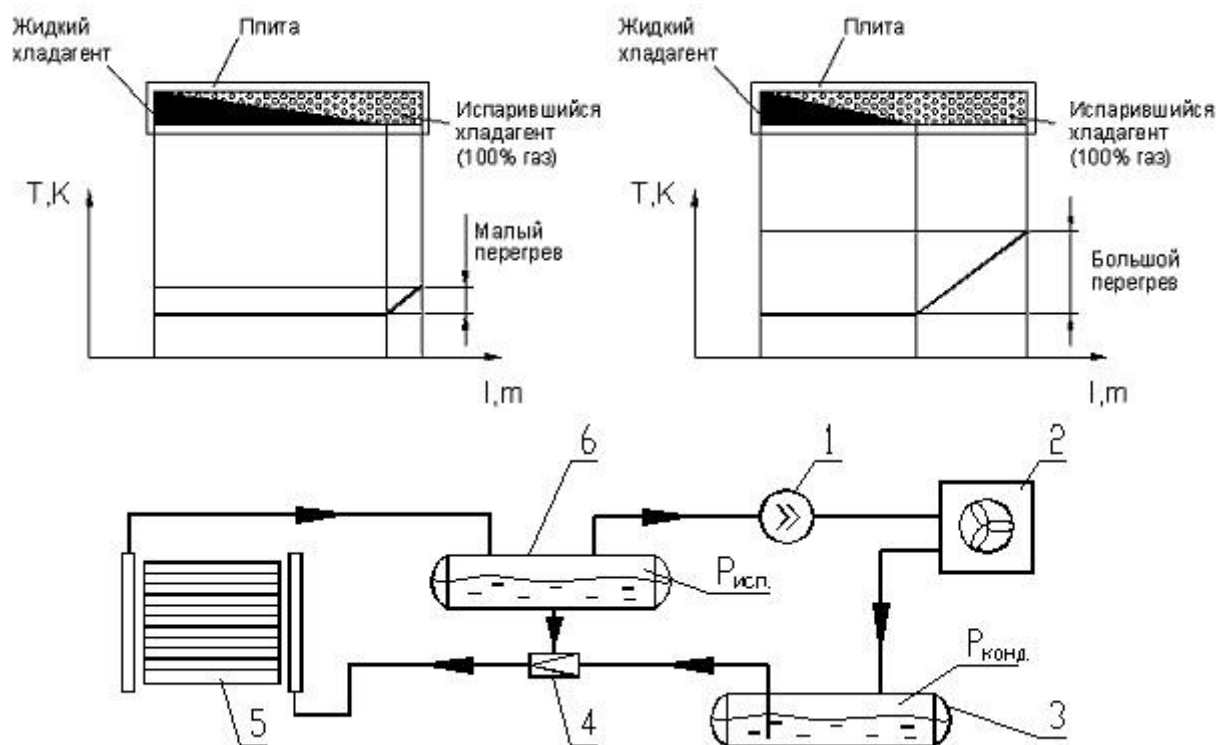
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СКОРОМОРОЗИЛЬНОГО АППАРАТА ПЛИТОЧНОГО ТИПА

Гайданова З.Н., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Питание является одним из основных условий существования человека, а проблема питания - одной из основных проблем человеческой культуры. Количество, качество, ассортимент потребляемых пищевых продуктов, своевременность и регулярность приёма пищи, решающим образом влияют на человеческую жизнь во всех её проявлениях. Мировое распространение продуктов быстрого приготовления является одной из основных тенденций в области питания. Быстрозамороженные блюда и полуфабрикаты позволяют получить максимальное количество питательных веществ при минимальных временных затратах. Для получения замороженных продуктов быстрого приготовления в мировой практике используется широкий набор методов и технологий, который обеспечивает разнообразие скороморозильных аппаратов и, соответственно, возможность выбора.

Плиточные скороморозильные аппараты используются для замораживания пищевых продуктов упакованных в прямоугольную тару. Продукты укладываются между охлаждающими плитами, внутри которых циркулирует холодильный агент или хладоноситель. Рабочая температура в аппарате зависит от температуры кипения холодильного агента. Плиты сдвигаются с помощью подъемника и прижимаются к поверхности продуктов давлением 0.15-0.7 кг/см². Минимальное количество плит - 6, максимальное - 21. Размеры плит: длина до 1.5-2м, ширина до 0.7-1.2м, толщина 90-100мм. Расстояние между плитами минимальное - 25 мм, максимальное - 90-100. Оно определяет толщину замораживаемых продуктов в пределах от 25 до 80-90мм. Плиточные скороморозильные аппараты увеличивают продуктивность и уменьшают себестоимость производимого продукта, что позволяет сделать продукт более конкурентоспособным и прибыльным, в основном это оборудование используется большими предприятиями с значительными объемами продукции. Имеют наибольшую производительность по сравнению с воздушным охлаждением, это достигается за счёт того, что теплопередача между продуктом и испарителем происходит напрямую, то есть продукт соприкасается с поверхностью теплообменника. Ниже представлена принципиальная схема исследуемого скороморозильного аппарата и график исследования его работы.

Принципиальная схема установки



1-компрессор, 2-конденсатор, 3-линейный ресивер (область высокого давления),
4-инжектор, 5- плиточный агрегат, 6-циркуляционный ресивер (область низкого давления).

Литература

1. П.А.Алексеев, Н.В.Барановский. Энциклопедический справочник по холодильной технике.
2. И.Г.Чумак. Холодильные установки. Проектирование.

Научный руководитель: Подмазко А.С., к.т.н., доц. кафедры холодильных установок
и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РТО ЭНТРОПИЙНО-ЦИКЛОВЫМ МЕТОДОМ

Собко П.Ю., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Повышение энергетической эффективности циклов холодильных машин достигается путем регенерации тепла внутри машины. В парокомпрессорных машинах регенерация тепла осуществляется между потоком холодного пара после испарителя и теплой жидкости после конденсатора. В воздушной машине происходит внутренний обмен теплом между потоками воздуха: холодного после рефрижератора и теплого перед детандером.

При передаче тепла в теплообменных аппаратах существуют внутренние и внешние необратимости. Внешняя необратимость связана с наличием разности температур при теплообмене. Внутренняя - связана с движением с трением. Таким образом, указанные теплообменники в связи с этим относят к четвертой группе термодинамических процессов (процессы внешне и внутренне необратимы)

В работе выполнен термодинамический анализ РТО паровой компрессорной холодильной машины. Исследовалось влияние внешней необратимости связанной с недорекуперацией на теплом конце РТО. Анализ проведен энтропийно-цикловым методом.

Иллюстрация процессов пароконпрессорной холодильной машины приведена на рисунке 1.

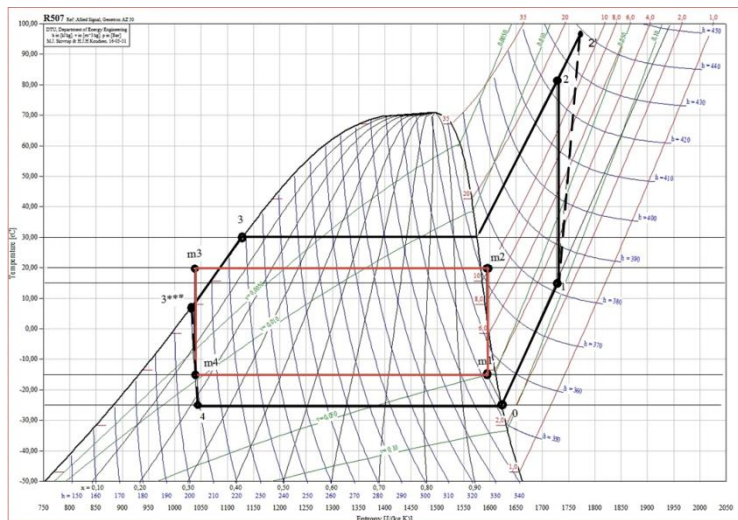


Рис.1. Действительный цикл пароконпрессорной холодильной машины с регенеративным теплообменником и соответственный цикл Карно

Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ



УДК 621.59

РАСЧЁТ ТЕМПЕРАТУР И ДАВЛЕНИЙ В РОТОРНО-ЛОПАСТНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЕ

Трандафилов В.В., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

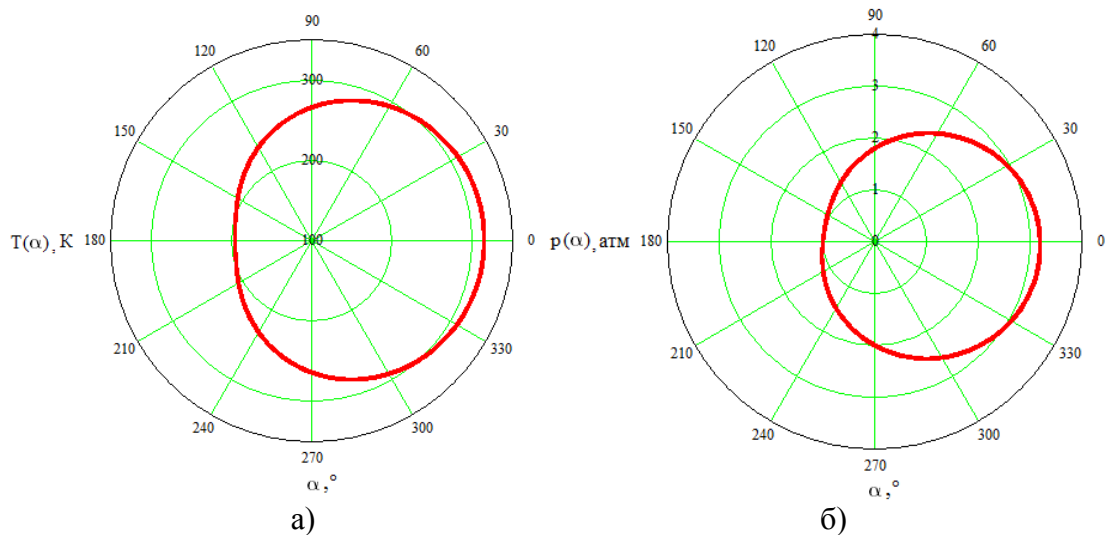
Во всем мире в сфере энергоресурсосбережения и решением задач направленных на уменьшение техногенного влияния на окружающую среду, все большее значение приобретают холодильные машины, работающие на природных рабочих веществах. По этой причине актуальным становится применение газовой холодильной машины работающей по циклу Стирлинга.

Для изучения влияния изменения конструктивной схемы на энергоэффективность холодильной машины Стирлинга проведена структурная оптимизация роторно-лопастной газовой холодильной машины.

Расчет рабочих параметров машины, температуры и давления рабочего тела в зависимости от угла поворота выходного вала получены на основании теоретических исследований термодинамического цикла и имеют вид:

$$T(\alpha) = 260 + 60 \cos(\alpha) - 5 \cos(2\alpha) + \sin(\alpha) \quad (1)$$

$$p(\alpha) = 2 + 1.1 \cos(\alpha) + 0.1 \cos(2\alpha) - 0.1 \sin(\alpha) \quad (2)$$



*Рис.1. Графики зависимости температуры и давления:
 а) зависимость температуры в машине от угла поворота выходного вала;
 б) зависимость давления в машине от угла поворота выходного вала.*

Из графиков видно, что в процессе расширения $\alpha = 0 \div 180^\circ$ минимальная температура рабочего тела в машине достигает 195 K при давлении 1 атм , а в процессе сжатия $\alpha = 180 \div 360^\circ$ максимальная температура рабочего тела равна 315 K и давлению 3.2 атм .

Таким образом, использование роторно-лопастной газовой холодильной машины позволяет нам работать в более широком диапазоне значений температур охлаждения (от 0 до $-80\text{ }^\circ\text{C}$) в одной машине и получать более высокую энергетическую эффективность.

Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., зав. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

АНАЛІЗ РОБОТИ МУЛЬТИСИСТЕМИ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО КОНТУРУ СУПЕРМАРКЕТУ

Чумак Є.Р., спеціаліст ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Немало робіт, присвячених дослідженням і розробці нових виробів, направлених на удосконалення концепції холодильного устаткування для супермаркетів, було припинено, враховуючи їх недостатню економічність і екологічність. З одного боку, витрати, пов'язані з вжитком електроенергії при експлуатації холодильної установки, встановленої в супермаркеті, як правило, дорівнюють розміру отриманого прибутку. З іншого боку, суспільство пред'являє вимоги враховувати необхідність вирішення екологічних проблем під час розробки і експлуатації продуктивних систем. Конструкція холодильних систем з точки зору економічності і екологічності має вирішальне значення. Різні товари, які пропонуються в супермаркетах, вимагають різних температурних режимів зберігання. Нижче приведений перелік демонструє широту діапазону температурних режимів, які необхідно підтримувати в типовому супермаркеті:

- Товари глибокого заморожування: від -29 до $18\text{ }^\circ\text{C}$
- Морозиво: від -26 до $-22\text{ }^\circ\text{C}$
- Риба і морепродукти: від -5 до $-1\text{ }^\circ\text{C}$

- М'ясо і птиця: від -1 до 3 °С
- Свіжі продукти: від -3 до 8 °С
- Фрукти і овочі: від 7 до 10 °С

Типова холодильна установка в супермаркеті підтримує температурний режим в низькому і середньому діапазонах при температурі кипіння від -35 до -10 °С.

На наш погляд в якості холодильної установки доцільно використовувати мультисистему, яка дозволяє підтримувати режимі параметри в широкому діапазоні в залежності від теплових навантажень.

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ВИДОБУВНОГО РЕФРИЖЕРАТОРНОГО СУДНА

Константинов І.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

На сьогоднішній день рибна промисловість є дуже актуальною для України, особливо для таких великих портових міст, як Одеса та Миколаїв. Для видобутку риби широкого розповсюдження набули видобувні судна. Їхнім завданням є вилов та первинна обробка морепродуктів, а також зберігання його замороженим, кожне судно такого типу оснащено холодильною машиною та камерами зберігання. При дослідженні виявлено що на видобувних судах, здебільшого встановлені аміачні холодильні машини з проміжним холодоносієм (CaCl₂, NaCl), а також фреонові холодильні установки з безпосереднім кипінням холодоагенту. Перепад температур при транспортуванні холоду складає близько 20 °С. Однією з головних задач при дослідженні та розробці холодильної установки для видобувного судна є зменшення теплопритоків до холодних магістралей і тим самим зменшити споживану потужність холодильної установки та, як наслідок, суттєво зменшити енергозатрати. При дослідженнях холодильної машини, та місць теплопритоків видобувного рефрижераторного судна був використаний метод теоретичного узагальнення, а саме підбір холодильної машини розрахунковим методом, та підбір теплоізоляційних матеріалів в лабораторних умовах.

Метою даної роботи було зменшення енергозатрат та підвищення ефективності шляхом часткової заміни обладнання. Згідно теоретичних розрахунків систему можна уніфікувати та знизити її енергозатрати завдяки використанні теплоізоляції з меншим коефіцієнтом теплопровідності. Як висновок можна зазначити, що в двох запропонованих альтернативних рішеннях можна отримати підвищення ККД. Згідно проведених розрахунків та порівняльного аналізу використання фреонових систем з безпосереднім кипінням холодоагенту може привести до зниження енерговитрат на 15% . Заміна теплоізоляції дозволяє знизити до 8% енерговитрат. Перехід на фреонові системи потребує значних фінансових затрат, і найрентабельнішим є удосконалення теплоізоляції, однак слід зазначити також, що використання фреонових систем дозволить зменшити металоємність системи у порівнянні з системами з проміжним холодоносієм, та суттєво збільшити ступінь безпеки життєдіяльності в разі витоку холодоагенту.

Науковий керівник: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., зав. кафедрою холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

ПЕРЕОБОРУДОВАНИЕ ПОДВАЛЬНОГО ПОМЕЩЕНИЯ ПОД ОХЛАЖДАЕМЫЙ СКЛАД

Журавлев А., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В работе предлагается техническое решение по переоборудованию подвала жилого частного дома.

Техническое задание на проектирование состояло в следующем.

Имеется жилой частный дом, общей площадью (без подвальных помещений) 162м². Площадь подвальных помещений порядка 82м². Дом расположен в с. Ставы Киевской области. Часть подвальных помещений дома необходимо переоборудовать в холодильные камеры.

Необходимо иметь 2 камеры первая для хранения замороженных мясных продуктов с температурой в камере -20 °С, вторая для хранения овощей с температурой в камере 0 ÷ 4°С.

В соответствии с требованиям технического задания было предложено и просчитано 2 вида изоляции : сэндвич панели и и Isover

Так же, клиент просил просчитать 2 вид изоляции, в частности сэндвич-панели и Isover с точки зрения финансовых вложений и энергетической эффективности.

Научный руководитель: Ерин В.А., к.т.н., ст. преп. кафедры криогенной техники ОНАПТ



АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ДЛЯ БОЛЬШЕГРУЗНОГО РЫБОЛОВНОГО ТРАУЛЕРА (5000т.)

Любченко Д.А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Положения морской доктрины любого государства предусматривает развитие морского флота на ряду с повышением его эффективности, конкурентоспособности, а также экологичности. В данный момент большинство транспортных морских судов оборудованы малооборотными дизельными двигателями (МОД). Современные МОД высокоэффективны и экономичны, однако, это вызывает проблему обеспечения потребностей судна в тепловой и электрической энергии за счет вторичных энергетических ресурсов.



Рис. 1. Теплота, которую можно утилизировать в течение рейса транспортного судна, по маршруту Одесса – Стокгольм

Проведённые за последние десять лет исследования, показывают, что наиболее эффективный способ утилизации вторичных энергетических ресурсов, осуществляется с помощью технологии тригенерации.

Известно, что утилизация теплоты в системах тригенерации является на 20-40% эффективнее когенерационных систем.

В применяемых на сегодняшний день судовых тригенерационных системах электроэнергию получают в электрогенераторах, соединенных на одном валу с судовыми двигателями. Низкопотенциальная теплота отходящих газов двигателей используется для приведения в действие абсорбционной холодильной бромистолитиевой машины. Такие системы позволяют достичь практически 60% эффективности судовых силовых двигателей.

Однако абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина в условиях ограниченных площадей машинных отделений имеет недостаток ввиду своих больших габаритов.

Данные проблемы могут быть решены заменой АХМ на более простые и надежные эжекторные холодильные машины (ЭХМ), работающие на легкокипящих рабочих веществах, в судовых тригенерационных системах. Главными достоинствами ЭХМ перед АХМ являются простота конструкции, высокая надежность и доступность, низкие капитальные и эксплуатационные затраты. Недавние экспериментальные исследования ЭХМ на холодильных агентах R141b и R245fa показали, что COP системы может быть повышен до 0,65 с применением ряда методов повышения эффективности ЭХМ, что делает её энергетически конкурентоспособной.

Как итог данная судовая тригенерационная система, позволяет независимо от судовой электросети, обеспечивать надежное производство электроэнергии, холода и теплоты при продолжительной работе в условиях постоянно меняющихся режимов работы. Она может быть подобрана и настроена согласно различным потребительским нуждам и может существенно уменьшить капитальные и эксплуатационные затраты на работу судовой энергетической установки.

Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., зав.кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ СИСТЕМ АККУМУЛИРОВАНИЯ ХОЛОДА ДЛЯ БОЛЬШЕГРУЗНОГО РЫБОЛОВНОГО ТРАУЛЕРА (5000т.)

Оганесян Д.Л., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Развитие холодильной индустрии находится в жестких экологических требованиях, по причине применением синтетических хладагентов, разрушающий озоновый слой земли и усиливая парниковый эффект атмосферы. Из за вышеперечисленного вырос большой интерес к природным хладагентам и промежуточным хладоносителям, для уменьшения ёмкости холодильной системы и повышение их безопасности.

В настоящее время используются ледогенераторы блочного и плиточные типа, безрасольные ледогенераторы плиточного и блочного льда, ледогенераторы трубчатого и пластинчатого льда а так же чешуйчатого и снежного льда, вакуумные ледогенераторы и бинарные. Анализ показал что на данный момент наиболее эффективным является ледогенератор бинарного льда – это двухфазный хладоноситель, представляющий собой смесь водного раствора и мелких кристаллов льда с диаметром от 100 до 500 мкм [1].

Аккумуляторы холода с использованием бинарного льда имеют множество преимуществ по сравнению с другими технологиями. Например, ёмкость аккумулятора холода, использующего смесь с массовой долей льда 50%, в 9 раз меньше, чем ёмкость при использо-

вании ледяной воды. Это объясняется высокой энергоемкостью льда за счёт скрытой теплоты плавления. Бинарная смесь с массовой долей льда 30% потенциально может улучшить эффективность системы за счёт уменьшения объема циркулирующей воды более чем на 80%, или же увеличить охлаждающую способность в 6 раз при тех же тепловых нагрузках и мощностях на перекачивание хладоносителя. Кроме того, бинарный лед имеет гораздо лучшую способность преодолевать колебания тепловой нагрузки, благодаря большой поверхности теплообмена, создаваемой многочисленными кристаллами льда, имеющими высокую теплоемкость. Еще одной важной особенностью бинарного льда является возможность его перекачивания центробежными насосами. Поскольку бинарный лед можно перекачивать из одного места в другое, генератор льда и резервуар для хранения могут располагаться в разных помещениях.

Существует два основных способа получения бинарного льда [2]:

1) соскабливание кристаллов льда, образующихся на охлажденной поверхности пластин или труб;

2) образование кристаллов льда в объеме переохлажденной жидкости.

Каждый способ имеет свои преимущества. При первом способе получения бинарной смеси необходимо применять двухконтурную систему охлаждения, в состав которой входит фреоновая или аммиачная установка с теплообменным оборудованием. Следует также учитывать, что разгерметизация контура влечет за собой выпуск рабочего вещества в атмосферу: в случае с фреоном это пагубно скажется на окружающей среде; а утечка аммиака может представлять опасность жизнедеятельности человека. Второй способ получения бинарного льда осуществляется с помощью вакуумных технологий, реализация которых возможна в вакуумно-испарительных установках. Преимуществами вакуумных установок являются: упрощенная технологическая схема установки, поскольку вода может быть как холодильным агентом, так и хладоносителем, возможность получения водного льда с оптимальной, с точки зрения энергопотребления, температурой $0 \dots -2^\circ\text{C}$, что трудно реализуемо в парокompрессионных установках; рабочий контур установки находится под давлением ниже атмосферного. Из рис. 1 видно, что вода как холодильный агент имеет низкий уровень рабочих давлений, следовательно, система должна пропускать большие объемные потоки водяного пара, имея сравнительно высокие коэффициенты сжатия. Сравнение идеальных циклов на воде и R22 (для сравнения водяной цикл замкнут)

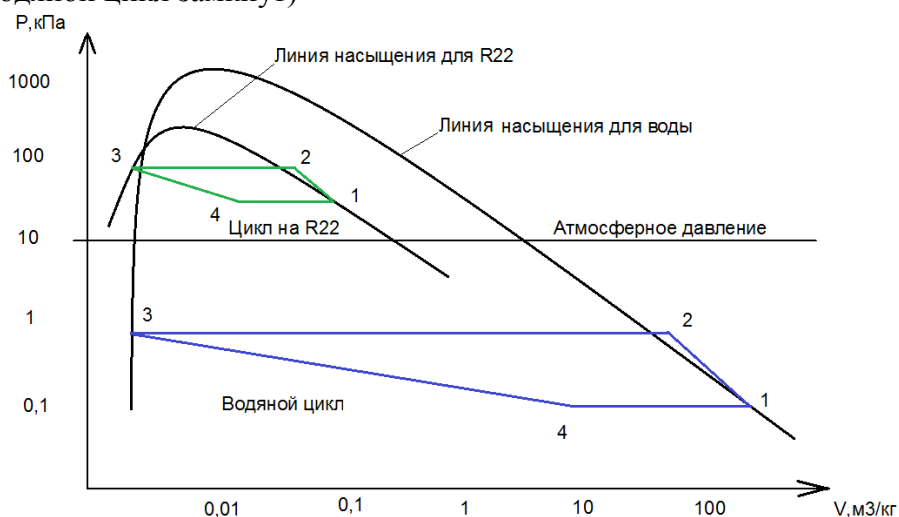


Рис. 1. Сравнение идеальных циклов на воде и R22 (для сравнения водяной цикл замкнут)

Использование вакуумно-испарительной установки бинарного льда на рыболовном траулере наиболее эффективно, экологически целесообразно а так же безопасно, что является приоритетным направлением на сегодняшний день в области холодильной техники.

Список литературы:

1.Тазитдинов Р.Р., Круглов А.А. Получение бинарного льда с помощью вакуумно-выпарной кристаллизации. 2015.

2.МихайленкоТ.П. Экспериментальное исследование процесса образования водяной шуги из рассола [Текст] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – №4. – С. 5-8.

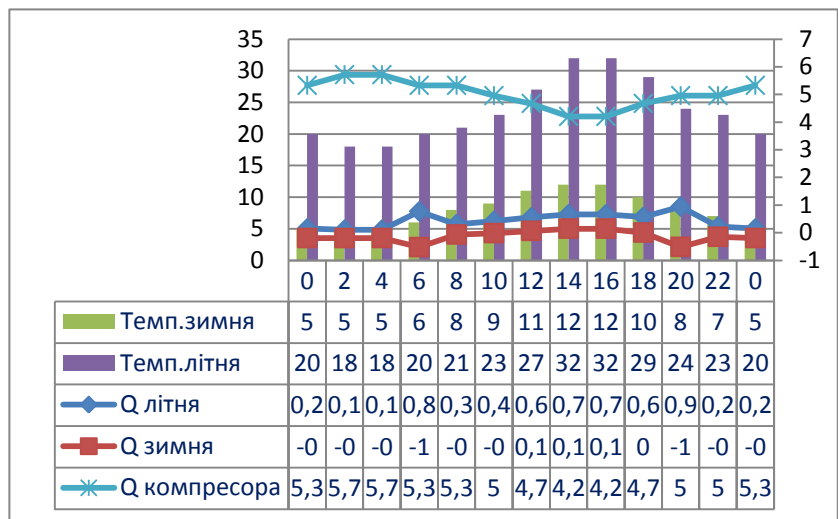
Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., зав.кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАИТ

АНАЛІЗ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ОХОЛОДЖУВАНИХ ПРИМІЩЕНЬ З ВИСОКОЮ ТЕМПЕРАТУРОЮ ТА НИЗЬКОЮ ВОЛОГІСТЮ НА ПРИКЛАДІ ЗБЕРІГАННЯ ШОКОЛАДУ

Вовненко В.С., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Охолоджувані приміщення можна класифікувати за двома ознаками. Першу класифікаційну ознаку засновано на технологічних областях застосування штучного холоду. Другою класифікаційною ознакою охолоджуваного приміщення є поєднання температурного і вологісного станів повітря. У роботі йдеться про приміщення з високою температурою та низькою вологістю.

Існує група об'єктів охолодження, яка має високу гігроскопічність і схильна до впливу вологи, що міститься в навколишньому повітрі. До таких об'єктів належить шоколад та виробу з нього. Шоколаду потрібна стабільна температура в межах 16...18 °С. Оптимальними умовами зберігання шоколаду є температура 15 °С і відносна вологість 75%. Шоколад негативно реагує на сонячне світло, вологу, холод, різку зміну температури або її коливання. Велика частина шоколадної продукції зберігається в охолоджуваніх приміщеннях від одного тижня до року з моменту виробництва і до моменту споживання. З огляду на все сказане досліджуються умови роботи холодильної машини з повітряним конденсатором, яка забезпечує режим роботи камер зберігання шоколадних тортів малого комерційного підприємства. Особливості роботи комплексу: температура зберігання порівнянна з середньою температурою року, що визначає швидку зміну напрямку тепла (теплоприплив та тепловтрата) крізь зовнішню огорожу приміщення; зміна характеристик машини за зміною температури конденсації, пов'язана з температурою навколишнього повітря; великі експлуатаційні теплоприпливи або втрати під час вантажних операцій з продукцією. Вказані особливості потребують надійного автоматичного регулювання режиму в камері. Теплотехнічні розрахунки теплового навантаження на холодильне устаткування наведено на прикладі однієї доби для літнього та зимового режимів роботи підприємства. Аналіз наведено у графічній формі в єдиній координатній площині за різними вихідними параметрами.



Аналіз наведено у графічній формі в єдиній координатній площині за різними вихідними параметрами.

Науковий керівник: Морозюк Л.І., д.т.н., проф. кафедри криогенної техніки ОНАХТ

СЕКЦІЯ №2 – “КОМПРЕСОРИ ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИ”

АНАЛІЗ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ ТА ПЕРСПЕКТИВ ЇЇ РОЗВИТКУ. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ГТС

Клебан О.Л., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

I. Постановка проблеми

Поточна ситуація у газовій галузі України характеризується низкою негативних явищ і тенденцій, що викликає необхідність нагального реагування, інструментом якого виступає ця Концепція.

Найбільш критичними викликами є:

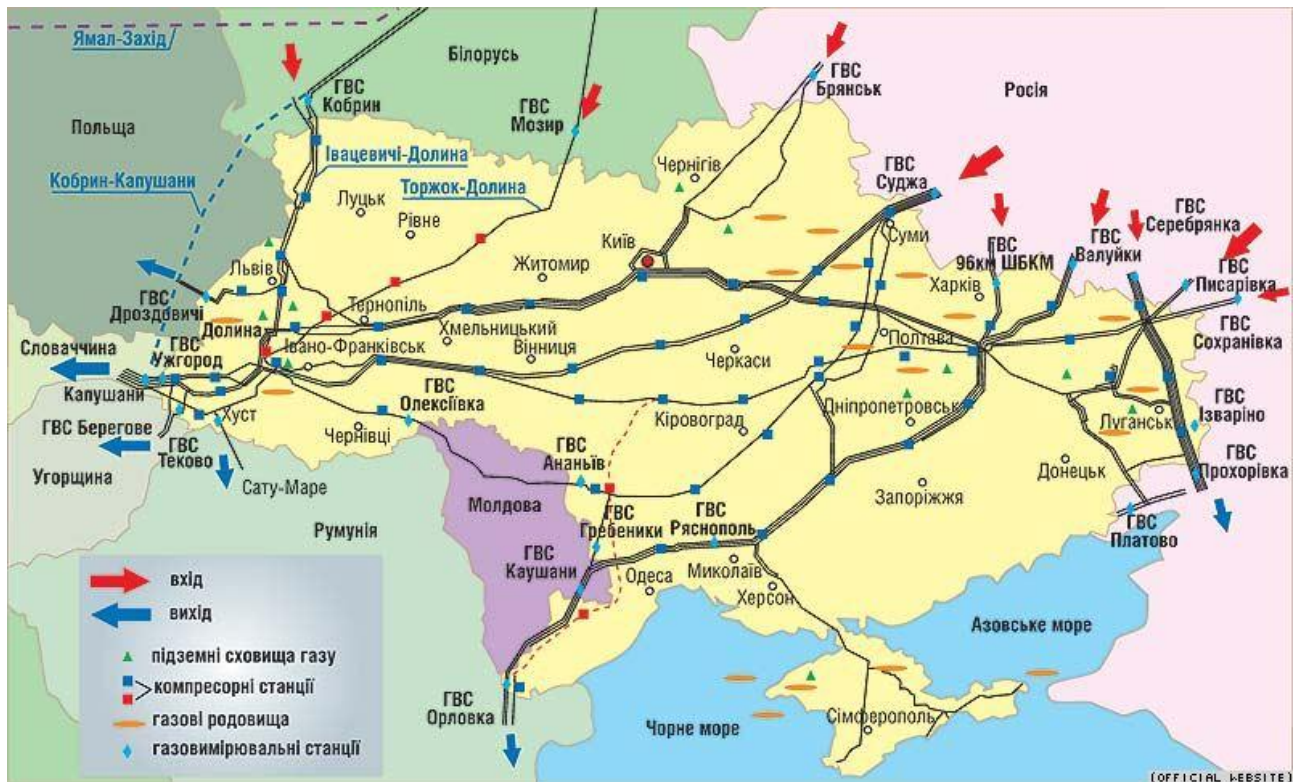
1. Неухильне скорочення транзитних потоків російського природного газу через Україну, спричинене, насамперед, стратегією будівництва обхідних трубопроводів ВАТ «Газпром». За песимістичним сценарієм Стратегії до 2030 року, транзит російського газу територією України може становити щорічно лише 30-40 млрд. куб. м.
2. Наявна залежність енергетики України від імпорту газу одного постачальника та незначні обсяги диверсифікованих поставок природного газу.
3. Відставання розвитку вітчизняного газового ринку (а значить – і його конкурентоспроможності) від активних процесів реформування світових газових ринків, насамперед, у Європі.
4. Необхідність виконання зобов'язань України, що впливають з її членства в Енергетичному Співтоваристві (далі – ЕС), та зафіксовані іншими міжнародними зобов'язаннями України.
5. Зростання цін на природний газ до європейського рівня, який робить неконкурентоспроможними галузі промисловості, що забезпечують більшу частину ВВП України.
6. Брак значних інвестиційних ресурсів, необхідних для реабілітації та модернізації вітчизняної ГТС.

II. Мета роботи

1. Необхідність інноваційного розвитку газотранспортної системи України шляхом проведення реконструкції, модернізації та переоснащення її об'єктів. Визначено основні заходи інноваційного розвитку ГТС та умови їх реалізації. Систематизовано основні результати проведення реструктуризації об'єктів магістрального транспорту газу. Подано перелік об'єктів, що потребують першочергових інноваційних змін та необхідні обсяги їх інвестування. Визначено цілі реконструкції ГТС. Подано структуру експлуатаційних витрат на транспортування природного газу. Запропоновано враховувати системний підхід та ситуативну адаптивність газотранспортної системи при проведенні її реконструкції. Визначені завдання методології обґрунтування доцільності внесення технічних, технологічних та інших змін у рамках діючої ГТС.
2. Забезпечення ефективної взаємодії газотранспортної системи України та ГТС країн ЄС;
3. Опрацювання організаційно-правових засад щодо взаємодії ГТС України та Європейських мереж;
4. Підвищення завантаженості ГТС України транзитними потоками;

Україна володіє однією з найбільших газо- транспортних систем Європи. До її складу входить 72 компресорні станції, де експлуатуються близько 700 газоперекачувальних агрегатів, з них 438 агрегатів з газотурбінним приводом. Сумарна ефективна потужність газотурбінних газоперекачувальних агрегатів складає майже 4500 МВт. Враховуючи високу температуру викидних газів газотурбінних установок, що становить 400-600°C, співвідношення між величиною теплового потенціалу викидних газів та потужністю газотурбінної установки, сумарний тепловий утилізаційний потенціал газотранспортної системи України [11] оціню-

ється майже в 12000 МВт. Відповідно, найбільш простим способом підвищення коефіцієнта використання палива є застосування утилізаційних технологій на основі використання остаточного теплового потенціалу викидних газів газотурбінних установок.



У роботі досліджено задачу розвитку та підвищення ефективності газотранспортної системи України.

Список використаних джерел:

1. [Інтернет портал Міністерства економіки України: Газотранспортна система України](#)
2. [Спільна декларація України та ЄС щодо модернізації української газотранспортної системи](#)
3. https://uk.wikipedia.org/wiki/Газотранспортна_система_України
4. Підвищення ККД газотурбінних і парогазових установок за допомогою хімічної регенерації теплоти. / Верхівкер Г.П., Абу Ельджадаїль Кахер, Кравченко В.П., Чулкин О.А. // Енергетика та електрифікація. - 2001.- №10.-С. 18-23.
5. <http://nv.nung.edu.ua/sites/nv.nung.edu.ua/files/journals/028/11gltgsu.pdf>
6. http://eip.org.ua/docs/EP_14_2_49_uk.pdf
7. <http://rrngr.nung.edu.ua/sites/rrngr.nung.edu.ua/files/journals/038/11clbuks.pdf>
8. <http://energetika.in.ua/ua/books/book-3/part-1/section-3/3-7>
9. <http://eircenter.com/ua-analiitika/ukrayinska-gazotransportna-sistema-rosiya-chi-yes/>

Науковий керівник: Мілованов В.І., д.т.н., проф., зав. кафедрою компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМНЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОВРЕМЕННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Ерема В.Ю., Тесля Р.М., Головинский Д.Л., студенты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Холодильный компрессор считается самым важным и сложным техническим устройством в ходильной системе. 80% всех компрессоров, которые выпускает холодильная промышленность, являются поршневыми, так как таким компрессорами комплектуют машины от самых маленьких до достаточно крупных.

Возрастающие требования к энергетической эффективности, простоте в эксплуатации, универсальности компрессоров, использованию новых экологически безопасных хладагентов, растущая конкуренция, а также накопившееся у разработчиков, как самих компрессоров, так и поступающих для их сборки комплектующих, немалое количество инновационных решений привело к прогрессивному развитию холодильных поршневых компрессоров за последние 50 лет.

Внедрение современных решений в конструкцию поршневых компрессоров позволило существенно увеличить их энергетическую эффективность без увеличения их стоимости.

Современные поршневые компрессоры работают на высоких давлениях конденсации до 32 бар, имеют клапанные плиты новой конструкции с оптимально подобранным количеством отверстий для всасывания и нагнетания и их диаметрами. Поршни и шатуны современных компрессоров в зависимости от производительности выполняют из легких конструкционных материалов. Для снижения величины «мёртвого пространства» торцевые поверхности поршней выполняют со специальным рельефом, позволяющим поршням приближаться к клапанной доске на максимально близкое расстояние, не касаясь клапанов. Новые тонкие стальные кольца с покрытием уменьшают перетечки и трения до минимальной величины. Так же электродвигатели современного компрессора имеют более высокие КПД и имеют оптимальную номинальную мощность.

На сегодняшний день основными производителями таких компрессоров являются европейские фирмы такие как: Bitzer, Bock, Frascold, DWM Copeland, которые хорошо зарекомендовали себя на украинском рынке потребителей. Каждый из них имеет свои особенности, обладает уровнем высокой надежности и соответствует самым строгим требованиям.

Ни для кого не секрет, что современная украинская холодильная индустрия работает только на иностранном оборудовании.

При проектировании холодильной машины подбор компрессора осуществляется на основании его теплового расчета, конечным результатом которого является определение теоретической объемной производительности V_h , и потребляемой мощности, N_e

Для определения этих величин в расчетах приходится задаваться основными объемными и энергетическими коэффициентами: коэффициентом подачи λ , индикаторным η_i и механическим η_m КПД.

Ограниченное количество данных заставляет украинских проектировщиков использовать эмпирические зависимости, установленные более 50 лет назад на основании имеющегося в то время в эксплуатации парка поршневых холодильных компрессоров являющиеся результатом обработки экспериментальных данных в пределах условий, для которых они составлены. Такие данные не дают достоверные результаты при расчете современных компрессоров.

В результате чего, получаются низкие значения энергетической эффективности, высокое энергопотребление, и как следствие увеличение капитальных и эксплуатационных затрат на холодильное оборудование.

Авторы в работе на основании экспериментальных данных, имеющихся в новейшей технической литературе, провели сравнительный анализ объемных и энергетических коэффициентов поршневых компрессоров, разных производителей, полученных экспериментальным

путем и расчетным, установили рабочие режимы, в которых сходимость результатов удовлетворяет инженерной точности расчетов дополнительных коэффициентов, позволивших получить достоверные результаты тепловых расчетов.

Аналізу підвергнуті полугерметичні поршневі компресори німецьких виробників: Bitzer і DWM Copeland. С використанням сучасних робочих речовин, таких як R404a, R407C, R507A, R717, R744.

В результаті аналізу отримані графічні залежності робочих коефіцієнтів компресора в залежності від ступеня стиснення.

*Научные руководители: Морозюк Л. И., д.т.н., проф., Соколовская В.В., к.т.н., доц.
кафедры криогенной техники ОНАПТ*



АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ РІЗНИХ ВИДІВ ПАЛИВА ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Губінов Д.О., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Газотурбінна установка (ГТУ) - енергетична установка: конструктивно об'єднана сукупність газової турбіни, електричного генератора, газоповітряного тракту, системи управління та допоміжних пристроїв (пусковий пристрій, компресор, теплообмінний апарат або котел-утилізатор для підігріву мережної води для промислового постачання). У процесі розвитку малої енергетики все більше уваги приділяється газовим турбінам малої і середньої потужності. Області застосування газотурбінних установок практично не обмежені: нафтогазовидобувна промисловість, промислові підприємства, муніципальні підприємства.

Газотурбінна установка може працювати на різних паливах:

- дизельне паливо;
- гас;
- природний газ;
- попутний нафтовий газ;
- біогаз (утворений з відходів стічних вод, сміттєзвалищ тощо);
- шахтний газ;
- коксовий газ.

Кожне з них має свої переваги і недоліки в різних режимах роботи і в різних отраслях виробництва. Також кожне з них має різний потенціал як теплофізичний, так і економічний. Враховуючи викладене, в даний час дуже актуальна проблема використання природних ресурсів.

По результатам виконаних порівняльних досліджень можемо зробити наступні висновки :

- Газотурбінна установка може використовувати як рідке, так і газоподібне паливо. В більшості отраслей, в яких використовується ГТУ, (а саме нафтодобувній промисловості, металургійній, муніципальній) в даний час використовують дизельне паливо. Воно не є екологічно чистим, та має інші недоліки, зокрема наявність продуктів спалення, закопчення та інші.
- Заміна рідкого палива газоподібним є дуже актуальною на наш час, так як воно з точки зору економіки є вигіднішим, ніж дизельне паливо, та надає установці можливості працювати з більшою потужністю, при цьому не залишає по собі продуктів горіння, зокрема смол.

Альтернативні види палива мають ряд переваг щодо безпеки впливу на навколишнє середовище, зокрема мінімізації викидів CO₂ та інших шкідливих речовин. Однак, як показало наше дослідження, більшість альтернативних видів палива має малу теплотворну здатність і теплоту згорання, що є одним з найважливіших недоліків щодо їх використання, так як теплотворна здатність і теплота згорання основні характеристики при виборі того чи іншого палива для ГТУ. Тому на наш погляд доцільно використовувати їх частково, тобто змішувати з традиційними видами палива .

Використання твердих енергоресурсів, зокрема спресованої деревини є дуже перспективною темою для подальшого технічного розвитку. Але при досить великій теплотворній здатності та низькій ціні вони залишають по собі продукти горіння, зокрема золу, що негативно впливає на роботу енергоустановки. Необхідно буде проводитимодернізацію в устаткуванні, зокрема в конструкції камери згорання, щоб знайти вирішення проблеми утилізації продуктів горіння.

Науковий керівник: Ярошенко В.М., к.т.н., доц. кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ В МАЛИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ З РОТАЦІЙНИМ КОМПРЕСОРОМ З РОТОРОМ , ЩО КОТИТЬСЯ

Зажий А.В., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

I. Основні положення

Малі холодильні машини (МХМ), створені на основі герметичних компресорів, відносяться до найбільш масової продукції холодильного машинобудування. У їх числі - агрегати побутових холодильників і морозильників, МХМ торгівлі, суспільного харчування і систем кондиціонування повітря. Побутові холодильні прилади щорічно споживають близько 5 млрд. кВтг електроенергії. Збільшення загального енергоспоживання МХМ можна стримувати двома способами: по-перше, за рахунок випуску енергоекономічного устаткування; по-друге, організацією такого сервісного обслуговування, при якому буде досягнутий поступовий перекид існуючих МХМ на нові ефективні холодоагенти, альтернативні озоноруйнучим холодоагентам R12, R22 і R502. Принятые міжнародними комітетами заходи по протидії руйнуванню шару стратосферного озона, а також виникнення парникового ефекта в атмосфері из-за викидів хладагентов привели, начиная с начала 90-х годов, к радикальным изменениям в технологиях кондиционирования воздуха и искусственного охлаждения.

Это утверждение в особенности справедливо для промышленных установок охлаждения и кондиционирования воздуха с их широкой областью применения. До недавнего времени в этих системах использовались в основном озоноразрушающие хладагенты, а именно R12, R22 и R502; для особых целей применялись R114, R12B1, R13B1, R13 и R503.

Промышленно развитые страны отныне не разрешают использовать эти хладагенты, кроме R22. В странах Европейского Союза, однако, в настоящее время уже действует поэтапная программа отказа также и от R22 .

Основной причиной такого более раннего, в отличие от международных соглашений, запрета R22 является потенциал разрушения озонового слоя, хотя он и весьма незначителен.

Такое положение дел приводит к колоссальным последствиям для всей отрасли искусственного охлаждения и кондиционирования воздуха.

Хотя уже прочно вошли в практику такие хлор-несодержащие хладагенты на основе гидрофторуглеродов (ГФУ - HFC), как R134a, R404A, R507A, R407C, R410A, а также NH₃ и различные углеводороды, все еще нужно сделать немало, особенно в отношении воздействия на глобальное потепление. Целью является существенное уменьшение прямых выбросов, вызываемых утечками хладагентов, за счёт использования высокоэффективных установок, смонтированных из надёжных компонентов с высоким качеством соединений трубопроводов.

В связи с этим происходит тесное сотрудничество с научными институтами, с предприятиями холодильной и химической промышленности, производителями компонентов, а также с рядом новаторских компаний в области охлаждения и кондиционирования воздуха.

Выполнено большое число разработок; уже доступен широчайший диапазон компрессоров и оборудования для различных альтернативных хладагентов.

Сегодня особое значение имеет выбор альтернативных хладагентов и конструкций системы охлаждения. Помимо требования отсутствия озono-разрушающего потенциала (ODP=0) и потенциала воздействия на глобальное потепление (GWP=0) существенным критерием выбора является величина энергопотребления систем охлаждения, как косвенного вклада в создание парникового эффекта.

Поэтому был разработан метод расчета систем охлаждения, позволяющий проанализировать их суммарное воздействие на парниковый эффект.

В связи с этим введен так называемый фактор "TEWI" (Total Equivalent Warming Impact - суммарное эквивалентное воздействие на потепление), хотя результат определяется главным образом выбросами CO₂ в зависимости от применяемого способа привода или выработки энергии.

Поэтому, возможно в будущем оценка воздействия хладагентов на окружающую среду будет различной в зависимости от местоположения установки и способа ее привода.

Более детальное рассмотрение ГФУ- хладагентов-заменителей (HFC) показывает, однако, что возможности полностью сопоставимых однокомпонентных хладагентов ограничены. Относительно благоприятна ситуация с заменой R12 на R134a, так же как и R502, на альтернативные R404A и R507A. Хуже обстоит дело с заменителями для других хлорсодержащих CFC, а также HCFC- хладагентов, например, для R22.

Хладагенты R32, R15 и R134a рассматриваются как прямые ГФУ-хладагенты-заменители (HFC). Однако из-за их специфических характеристик они могут применяться в чистом виде лишь в исключительных случаях. В этом отношении наиболее важными критериями являются воспламеняемость, термодинамические свойства и потенциал влияния на глобальное потепление. Эти вещества гораздо более пригодны в качестве компонентов смесей, в которых отдельные характеристики путем варьирования пропорций смеси могут быть приведены в соответствие требованиям.

Кроме ГФУ-хладагентов, в качестве заменителей рассматриваются также аммиак (NH₃) и углеводороды. Их промышленное применение, однако, ограничивается жесткими требованиями безопасности.

Двуокись углерода (CO₂) также приобретает большее значение как альтернативный хладагент и вторичный хладоноситель. Однако его повсеместное применение ограничено из-за его специфических свойств.

II. Мета роботи

Мета дослідження базується в розробці науково-технічних основ вдосконалення малих холодильних машин, пошуку і дослідження нових, альтернативних R12, R22 і R502, багатоконпонентних озонобезпечних фторвуглеводнів шляхом їхньої модифікації природними холодоагентами.

III. Висновок

Нові альтернативні двох- і трьохкомпонентні робочі тіла для заміни R12, R22 і R502 у малих холодильних машинах, що об'єднують компромісним образом енергетичну ефектив-

ність, екологічну безпеку і економічну доцільність, можуть бути знайдені на основі добавок природних холодоагентів до вже існуючих штучних холодоагентів.

Науковий керівник: Мілованов В.І., д.т.н., проф., зав. кафедрою компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

ВИБІР ТА ЗАСТОСУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ МАСТИЛ В СУЧАСНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРАХ

Паскаль О.А., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Як відомо, Україна має виключити з використання речовини, що руйнують озоновий шар, на підставі Монреальського протоколу 1987 року. Протягом останнього часу закордонні хіміки розробили значну кількість нових холодоагентів, які за своїми робочими характеристиками поступаються раніше використовуваним R22, R12, але не руйнують озоновий шар Землі. Для цих холодоагентів традиційні мінеральні мастила виявились непридатними. Як наслідок були розроблені нові мастила, придатні для використання з новими холодоагентами. Справа ускладнюється тим, що Україна не має власного виробництва ні холодоагентів ні холодительних мастил і тому ми опинилися в повній залежності від закордонних виробників.

Для нормальної роботи холодительних машин і компресорів потрібен мастильний матеріал. Змащення деталей, що труться, сприяє зменшенню сил тертя, відведенню теплоти, виносу дрібних часток зношеного матеріалу.

Розрізняють три види тертя:

- сухе – за повної відсутності змащення;
- напівсухе – у випадку порушення змащувального шару та наявності дефектів на поверхнях тертя;
- рідинне – коли поверхні тертя розділені шаром мастила.

У разі рідинного тертя коефіцієнт тертя в сто разів менший, ніж у разі сухого тертя, що істотно підвищує механічний ККД компресора й зменшує зношення деталей.

Після запуску компресора частина мастила в картері змішується з холодоагентом і переноситься компресором в холодительну систему. У процесі експлуатації компресора мастило забруднюється продуктами зношування й абразивними частками. Забруднене мастило необхідно замінити новим. Циркуляція мастила відбувається за рахунок його подачі компресором в складі холодоагента. Якість роботи змащеної поверхні деталі залежить від розчинності мастила. Якщо у холодоагента з мастилом погана розчинність, то мастило в теплообмінних апаратах накоплюється над холодоагентом внаслідок різниці густини мастила й холодоагенту.

Сьогодні в компресорних холодительних системах застосовують різні типи мастил, що відрізняються за складом та за способом виготовлення:

мінеральні мастила (нафтенові, парафінові), синтетичні мастила (алкілбензолні, поліалкілглікольні, поліолефірні, поліальфаолефінові), напівсинтетичні мастила (суміш алкілбензолного й мінерального мастила).

Найбільш використовувані типи мастил:

- Мінеральні – застосовуються з холодоагентами груп ХФУ, ГХФУ – R13, R22, R500, R502 тощо.
- Алкілбензолні – термічно стабільні, добре змішуються з холодоагентами груп ХФУ, ГХФУ.

- Поліефірні мастила рекомендуються для установок з холодоагентами групи ГФУ – R134a , R407C, 410A, 404A.
- Поліалкілглікольні – широко використовуються в мобільних установках , таких як автомобільні кондиціонери, з холодоагентом R134a.

Переваги синтетичних мастил порівняно з мінеральними:

- кращі змащувальні якості;
- вища термічна стабільність;
- нижча температура застигання;
- менша агресивність до конструктивних матеріалів.

Недоліки синтетичних мастил:

- порівняно висока вартість;
- значна гігроскопічність і вибіркова агресивність до окремих матеріалів.

Таким чином, заміна холодильних машин озоноруйнуючих фреонів альтернативним холодоагентом потребує перегляду переліку і складу мастил, що застосовуються в холодильних компресорах.

Застосування нових синтетичних мастил в холодильних компресорах викликає необхідність додаткових досліджень і експлуатаційних випробувань холодильних компресорних машин, працюючих із цими мастилами. Такі дослідження дозволяють вирішити проблему вдосконалення та забезпечення високої надійності і довговічності холодильних компресорів, працюючих в широкому діапазоні робочих режимів.

Науковий керівник: Мілованов В.І., д.т.н., проф., зав. Кафедрою компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АММИАКА В КОМПРЕССОРАХ СРЕДНЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Шеременко Е.Ю., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Согласно бытующему мнению аммиак — ядовитое и взрывоопасное вещество. Однако на самом деле вред здоровью при контакте с аммиаком — скорее исключение, чем правило. Да и его взрывоопасность — заблуждение.

Как хладагент аммиак обладает непревзойденными характеристиками, и отказываться от перспектив его использования неразумно.

Аммиачные холодильные системы, разработанные в последние десятилетия в соответствии с современными нормами и правилами, соответствуют самым высоким стандартам безопасности. Более старые системы, напротив, могут быть ненадежны, а их использование — сопряжено с риском.

Эффективными и недорогими мерами по предотвращению утечек аммиака являются информирование и обучение персонала. В данной работе рассматривается аммиак, не содержащий воды (безводный), т.е. не являющийся водным раствором аммиака. Безводный аммиак хранится в жидком виде под давлением.

Объем ежегодного оборота аммиака в природе составляет, как минимум, 3 миллиарда тонн. Человек в процессе жизнедеятельности производит около 17 граммов аммиака в сутки, корова — 1 тонну в год. Промышленным способом ежегодно получают около 150 миллионов тонн аммиака, из которых в качестве хладагента используется лишь около полу-миллиона тонн.

Естественные потери аммиака на крупных холодильных установках традиционного типа составляют около 5-10% в год, в современных системах они значительно ниже — менее 1%.

Впервые аммиак был использован в компрессионной установке Дэвидом Бойлем в 1872 г. в США. В 1876 г. Карл фон Линде построил компрессионную холодильную машину для пивоваренного завода в Триесте. Первоначально в качестве хладагента он предполагал использовать эфир, но тот взорвался прямо в лаборатории. Аммиак оказался более безопасным и с тех пор, благодаря уникальным термодинамическим свойствам, а также тому, что холодильные установки с его использованием оказались столь же эффективны, сколь и рентабельны, является доминирующим хладагентом в системах промышленного назначения.

Аммиак — единственный хладагент с характерным неприятным запахом, ассоциирующимся у людей с чувством страха. На первый взгляд, это достаточно веская причина, чтобы отказаться от его использования. Однако другого хладагента с такой энергетической эффективностью не существует. Вот почему изобретение технологии производства синтетического аммиака было признано одним из наиболее выдающихся достижений последнего столетия и отмечено Нобелевской премией.

А запах на самом деле — это скорее преимущество, поскольку даже самые малые утечки могут быть немедленно обнаружены и устранены.

Применение аммиака отличается от использования других хладагентов из-за его высокой теплоты испарения. Низкая текучесть ограничивает использование аммиака для холодильных систем малой холодопроизводительности. Но в будущем аммиак может стать для них альтернативным хладагентом.

В таблице 1 представлены характеристики хладагентов в пересчете на 1 кВт холодопроизводительности при $-15/+30^{\circ}\text{C}$ [3].

Сравнительные характеристики различных хладагентов

Хладагент	Химическая формула	Температура кипения, $^{\circ}\text{C}$	Теплота испарения, кДж/кг	Расход по жидкости, $\text{дм}^3/\text{с}$	Расход по газу, $\text{дм}^3/\text{с}$	Холодильный коэффициент COP	Потенциал разрушения озона ODP	Потенциал глобального потепления GWP
R134a	CH_2FCF_3	-26, 2	217	0,0056	0,814	4,60	0	1300
R407C	32/125/134a	-43,8 -36,7	248	0,0055	0,492	4,51	0	1525
R410A	32/125	-51,6-51, 5	271	0,0058	0,318	4,41	0	1725
R507C	125/143a	-47, 0	196	0,0089	0,461	4,18	0	3800
R717 (аммиак)	NH_3	-33, 3	1369	0,0015	0,463	4,84	0	0
R290 (пропан)	C_3H_8	-42,1	426	0,0074	0,551	4,74	0	3
R744 (углекислый газ)	CO_2	-56, 6	350	0,0123	0,065	2,96	1	1
R718(вода)	H_2O	100	2456	?	?	?	0	0

Теплота испарения диоксида углерода определяется в тройной точке $-56,6^{\circ}\text{C}$. R407 и R410 характеризуются «температурным скольжением».

До подписания Монреальского протокола свойства хладагентов описывались небольшим количеством параметров. С тех пор к ним добавились характеристики, касающиеся воздействия на окружающую среду, а также параметры зеотропных и азеотропных смесей и сверхкритических процессов. С учетом всех этих факторов, использование в промышленных системах, например гидрофтор-углеродов, признано нежелательным из-за сложности предотвращения утечек и слишком высокой стоимости замены.

Идеального хладагента не существует, и маловероятно, что он появится в обозримом будущем.

Специальная литература по аммиачным холодильным системам существует уже более 100 лет. Однако, есть немало оснований полагать, что многие факты все еще не нашли в ней отражения. Потребность в подробной документации по использованию аммиака в качестве хладагента очевидна.

Количество аварий, связанных с утечкой аммиака, по отношению к общему количеству систем, невелико. Все происшествия такого рода, приведшие к смерти, учитываются (в США — последние 11 лет, в Великобритании — с 1986 г., в Швеции — с 1940 г.). Судя по этим данным, шанс в течение года умереть от аммиака есть лишь у двух человек из миллиарда. Для сравнения, по сведениям американских статистиков, вероятность в течение года погибнуть от удара молнии — 32 на миллиард. В результате травм на производстве в Швеции гибнет 5 человек из миллиона, из-за дорожных происшествий — 5 на 100 000.

Учитывая изложенное, следует признать весьма перспективным широкое применение аммиака в холодильных машинах малой и средней производительности.

*Научный руководитель: Милованов В.И., д.т.н., проф., зав. кафедры компрессоров
и пневмоагрегатов ОНАПТ*



СЕКЦІЯ №3 – “КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ”

УДК 697.91.94.97

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРЯ СПОРУД БАСЕЙНІВ

Бабой Є.О., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса,

Система кондиціювання басейну є одним з центральних елементів будь-якої споруди басейну, будь це спортивний комплекс або невеликий приватний басейн.

Мета кондиціювання – забезпечення комфортних умов для відвідувачів і запобігання конструкції від передчасного руйнування.

Особливістю технології створення мікроклімату в басейні є боротьба з підвищеною вологістю в приміщенні, пов'язаної з випаровуванням води з великих площ вологих поверхні, включаючи власне дзеркало води, обхідні доріжки тощо.

При плануванні споруди критого басейну важливо уявити собі хоч би у загальних рисах основні принципи, щоб знати, до чого може привести їх ігнорування. Параметрами мікроклімату в приміщенні басейну є: температура; вологість; швидкість руху повітря; якісний склад повітря.

Всі ці чинники створюють мікроклімат приміщення, а з ним і комфорт.

Наприклад, для комфортного самопочуття одягнених людей в приміщенні температура повітря повинна бути від 18 до 20°C при відносній вологості повітря 40-60%. При цьому допускається рух повітря з швидкістю до 0,3 м/с. Для зменшення випаровування рухливість повітря біля поверхні води повинна бути мінімальною

При проектуванні вентиляції і кондиціювання басейну важливим початковим елементом для будь-якого проєктанта є підвищена вологість. Для спортивних басейнів якнайкраща температура повітря – 27-28°C або трохи нижче. Такі рекомендації лікарів - підтримувати температуру повітря приблизно на 1°C вище за температуру води. При такій різниці температур людям, плаваючим в басейні, комфортно, а випаровування вологи мінімально. При проектуванні вентиляції і кондиціювання басейну важливим вихідним елементом для будь-якого проєктанта є підвищена вологість.

Нами розглянуте підтримку головного параметру, що визначає ступінь нашого приємного відчуття в басейні, це температура води. І залежно від ситуації ми дуже вимогливі до нього. У басейнах температура води повинна бути наступною:

- у стандартних і крупних плавальних басейнах з довжиною плавальної доріжки 25-50 м необхідно підтримувати температуру води – 22 °С.
- у учбових плавальних басейнах з довжиною доріжки 8-16 м температура повинна бути 23-26 °С
- у басейнах медичного призначення температура води повинна бути 26-28 °С (при температурі нижче 25 °С можуть виникнути судоми).
- у індивідуальних басейнах рекомендується температура води 24-28 °С
- у басейнах для маленьких дітей — 28-30 °С.

Температура повітря в басейні повинна на 2-3 °С бути вище за температуру води. Пояснюється це тим, що при випаровуванні вологи з поверхні шкіри людини відбувається додаткове відведення тепла і виникає відчуття холоду, як при дуже низькій температурі повітря в приміщенні. Температура повітря, де знаходяться роздягнені люди, повинна бути 26-30 °С, цей параметр також залежить від їх рухливості: чим вище рухливість людини, тим більше тепла виділяє її тіло.

Вирішальним чинником, що визначає температурний режим повітря в приміщенні басейну, є зниження інтенсивності випаровування з поверхні води.

Вимоги до вологості повітря такі ж, як і до вологості окремих приміщень, а швидкість руху повітря в робочій зоні критих басейнів не повинна перевищувати 0,3 м/с. Відчуття ду-

хоти виникає лише при дуже високій відносній вологості повітря. Тому контроль вологості в приміщенні басейну багато в чому визначає наші відчуття комфорту.

Дуже низька вологість повітря в приміщенні (особливо в зимовий час, коли зовнішнє повітря містить дуже мало водяної пари), веде до висихання слизистих оболонок і збільшує можливість простудних захворювань. Висока вологість повітря знижує випаровування через шкіру і обмежує регулюючі можливості організму по підтримці температури тіла на постійному рівні (відчуття духоти).

За даними досліджень розроблена модель розрахунку систем кондиціонування басейну, що включає розрахунок параметрів кондиціонування повітря методом сплайнів та вибір оптимальних параметрів.

Науковий керівник: Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАПТ



УДК 620.91

ДОСВІД ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАВЧАЛЬНОГО КОРПУСУ ОНПУ

Белога Г.В., магістрант ІЕКСУ ОНПУ, м. Одеса

Від сталої роботи та розвитку паливно-енергетичного комплексу сьогодні залежить доля реформ і майбутнього України. Для цього необхідно максимально оптимізувати систему енергоспоживання для зменшення витрат природного палива на опалення будівель.

Виходячи з державної політики з енергозбереження, в країні необхідно зменшити споживання ПЕР. На сьогоднішній день існує багато варіантів реалізації автономного теплопостачання будівель: автономні котельні, геліустановки, а також використання низькопотенційної енергії із застосуванням теплових насосів. Максимальну економію енергетичних ресурсів для будівель з децентралізованим теплопостачанням і автономними джерелами теплоти забезпечує реалізація режиму переривчастого опалення. [1,2] У неробочий час температуру повітря можна підтримувати на більш низькому рівні, ніж в інші проміжки часу, що дає можливість знизити витрату енергії на опалення.

Основною метою роботи є дослідження та обґрунтування переваг втілення режиму переривчастого опалення на базі комбінованої системи теплопостачання з тепловим насосом.

Об'єкт дослідження - комбінована система теплопостачання як засіб оптимізації.

Предметом дослідження є теплові процеси та режими роботи комбінованої системи теплопостачання на базі теплових насосів. Їх аналіз дозволяє вирішити важливу науково-технічну проблему впровадження системи теплопостачання на основі альтернативних джерел енергії для енергозберігаючих технологій, в якій підвищується надійність теплопостачання в змінних кліматичних умовах. [3]

В навчальному корпусі №10 ОНПУ реалізована система теплопостачання на базі теплового насосу фірми GREE. Завдяки високій енергоефективності та роботі в діапазоні температур зовнішнього повітря (від -20°C до $+48^{\circ}\text{C}$) тепловий насос Gree Versati може використовуватися в якості основної системи опалення. Дана система здатна не тільки круглий рік підтримувати в приміщенні комфортну температуру, але і нагрівати воду для побутових потреб. Вода може використовуватися в гідравлічних системах холодо- і теплопостачання, а так само гарячого водопостачання. До системи теплових насосів Gree Versati передбачено підключення також фенкойлів різного типу і потужності, «теплі підлоги» та сонячні батареї. Принципова функціональна схема представлена на рисунку 1.



Рис. 1 Функціональна схема теплового насосу GREEVersati.

На рисунку 2 представлено порівняння вартості газу та електроенергії для теплового насоса.



Рис. 2 Порівняння вартості газу та електроенергії для теплового насоса.

Література:

1. О.А. Климчук, Нго Минь Хіеу, А.С. Мазуренко, А.С. Денисова. Установка комбінованої системи альтернативного теплопостачання навчального корпусу ОНПУ// Матеріал ІV міжнародної конференції магістрів, аспірантів та науковців, 2013.Т.2. - С. 92 -94.
2. А.А. Климчук, Шраменко А.Н. Аккумуляционные системы теплоснабжения общественных зданий с использованием ночного тарифа на электроэнергию// Строительство и техногенная безопасность, 2011. - С. 154-156.
3. О.А. Климчук, А.С. Мазуренко. Розробка пілотного проекту комбінованої системи теплопостачання навчального корпусу ОНПУ з використанням відновлювальних дже-

рел енергії та теплового акумулювання// Вісник Київського національного університету технологій та дизайну: Київ, 2013. - №6. - С. 65-67.

4. Баласанян Г.А., Мазуренко А.С. Согласование графиков тепловой и электрической нагрузок для систем когенерации малой мощности // Пром. теплотехника.–, 2005 – № 3. – С. 71-76.

Науковий керівник: Баласанян Г.А., д.т.н., проф. кафедри теплових електричних станцій на енергозберігаючих технологій ОНПУ

ОСОБЕННОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В ШАХТАХ

Карпунин А.И., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Условия труда и особенности функционирования предприятий угольной промышленности требуют применения установок кондиционирования воздуха, производительность по холоду которых довольно значительна. Серийно выпущенные модели шахтных кондиционеров охватывают диапазон производительности от 130 до 1000 кВт. При добыче полезных ископаемых в шахтах глубиной до 600-800 м необходимые температурно-влажностные условия труда могут быть обеспечены за счет применения эффективной системы вентиляции. Однако, с учетом того, что поверхностные слои в шахтах практически выработаны и на многих шахтах глубина разрабатываемых месторождений достигает отметки на углублении ствола более 1 км, присутствуют повышенные теплопритока от горнодобывающего оборудования, вероятность появления в выработках зон с высокой интенсивностью выделения внутреннего тепла глубинных слоев грунта, проблема кондиционирования воздуха в шахтах и усовершенствование существующих систем звучит более чем актуально. Использование открытого способа добычи полезных ископаемых чревато потерей больших площадей земель и при большой глубине залегания ресурсов экономически не целесообразно, в связи с этим подземная добыча полезных ископаемых выглядит перспективным в долгосрочной перспективе.

Анализ открытых источников литературы показал, что для кондиционирования воздуха в горных выработках применяют специальные холодильные установки, лед, жидкий воздух, холодную воду либо иной промежуточный хладоноситель, сжатый воздух, iceslurry.

Различают следующие разновидности систем кондиционирования воздуха в глубоких шахтах:

1. система с централизованным охлаждением воздуха на поверхности шахты;
2. система с централизованным подземным охлаждением воздуха в околоствольном дворе;
3. система с охлаждением воздуха на групповых штреках или промежуточных квершлагах;
4. система с местным охлаждением воздуха в очистных или подготовительных забоях;
5. комбинированная система охлаждения, предусматривающая и централизованное, и местное охлаждение воздуха.

Принимая во внимание большую протяженность необходимых магистральных трубопроводов и воздухопроводов системы кондиционирования воздуха при использовании системы с расположением холодильной установки на поверхности шахты, оптимальным вариантом выступает системы с расположением стационарной или мобильной холодильной установки непосредственно в самой шахте. При этом холодильная установка как правило поступает в шахту в разобранном состоянии, монтаж и наладка оборудования осуществляется специалистами непосредственно по месту установки. Применяемые в настоящее время все схемы

кондиціонування повітря мають суттєвими недоліками, при цьому жодна з схем не має явних переваг. Остаточне рішення при виборі оптимальної схеми кондиціонування повітря приймається на основі техніко-економічного порівняльного аналізу, виконання умови аварійної надійної роботи установки і шахти в цілому.

Кондиціонування повітря в шахтах ефективно вирішує питання покращення умов праці. Варто зауважити, що при цьому холодильна установка дозволяє не тільки проводити тепло-вологісну обробку повітря, але й при необхідності відводити теплові потоки від працюючого обладнання, мобільні холодильні станції здатні заморожувати ґрунти і т.д.

Науковий керівник: Стоянов П.Ф., к.т.н., ст. преп. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАПТ



УДК 697.91.94.97

ЧИЛЕР-ФЕНКОЙЛОВІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ СУПЕРМАРКЕТІВ

Бучинський О.Г., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Системи чилер-фенкойл є ідеальним рішенням для установки, де потрібне зональне управління параметрами навколишнього повітря, оскільки кожен фенкойл має індивідуальну схему управління.

Система кондиціонування з чилерами та фенкойлами є не лише втіленням найбільш вдалого технічного рішення багатозональної системи кондиціонування повітря, але й мають цілий ряд переваг перед останніми системами кондиціонування повітря.

Нами розглянуті переваги чилер-фенкойлових систем:

- цілодобова автоматична підтримка заданих параметрів повітря в кожному приміщенні будівлі одночасно при зміні навантаження на систему кондиціонування повітря;
- у великій кількості приміщень можна одночасно регулювати різні температурні режими;
- економія електричної, теплової енергії і палива;
- можливість поетапного введення системи в експлуатацію і нарощування потужності;
- гнучке місцеве регулювання теплової і холодильної потужності фенкойлов, централізоване управління чилером;
- спеціальне малощумне виконання чилера, зниження рівня звукової потужності вентилятора фенкойла при регулюванні його швидкості обертання та ін.

Для визначення витрат холоду і теплоти на обробку повітря в центральному кондиціонері, витрати холоду на обробку повітря у фенкойлі для остаточного його вибору необхідно виконати побудову процесів на d-h діаграмі для теплої і холодної періодів року.

При побудові процесів на d-h діаграмі і виборі технологічної схеми обробки повітря необхідно прагнути до раціонального використання енергії, забезпечуючи економічне витрачання холоду, теплоти, електроенергії, а також економію будівельної площі займаної устаткуванням. З цією метою необхідно проаналізувати можливість вживання прямого і непрямого випарного охолодження повітря, функціональних блоків регенерації теплоти повітря, що видаляється.

Нами розглянуті процеси зміни стану повітря для систем:

- з незалежною обробкою зовнішнього повітря в центральному кондиціонері і рециркуляційного повітря у фенкойлі (без змішення);

- з подачею зовнішнього повітря безпосередньо в приміщення місцевими припливними агрегатами і обробкою лише рециркуляційного повітря у фенкойлі (без змішення);
- із змішенням зовнішнього необробленого повітря і обробкою суміші у фенкойлі;
- із змішенням зовнішнього повітря, що обробляється в центральному кондиціонері, і рециркуляційного повітря в камері змішувача фенкойла і обробкою суміші у фенкойлі.

В результаті аналізу різних схем для супермаркету нами підбрана чилер-фенкойлова система із змішенням зовнішнього повітря, що обробляється в центральному кондиціонері, і рециркуляційного повітря в камері змішувача фенкойла і обробкою суміші у фенкойлі. Цей вибір зроблено на підставі тепло-вологісного розрахунку побудови процесів в d-h діаграмі.

В результаті аналізу різних схем на підставі побудованих на d-h – діаграмі процесів вирішується питання вибору принципової схеми обробки повітря в чилер-фенкойлових системах, яка враховує особливості об'єкту.

Науковий керівник: Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

АНАЛІЗ РОБОТИ ШАХТНОГО КОНДИЦІОНЕРА ХОЛОДОПРОДУКТИВНІСТЮ 300КВТ

Онука В.І., спеціаліст ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

До цього часу для шахтних кондиціонерів використовувався холодильний агент R22. На сьогодні виробництво і використання цього агента заборонено. Постало питання – знайти альтернативу R22. В якості порівняння були вибрані наступні холодильні агенти: R507, R134a і R407a, для яких були проведені розрахунки споживання електроенергії від температури кипіння холодильного агента. Отримані данні представлені на рис.1.

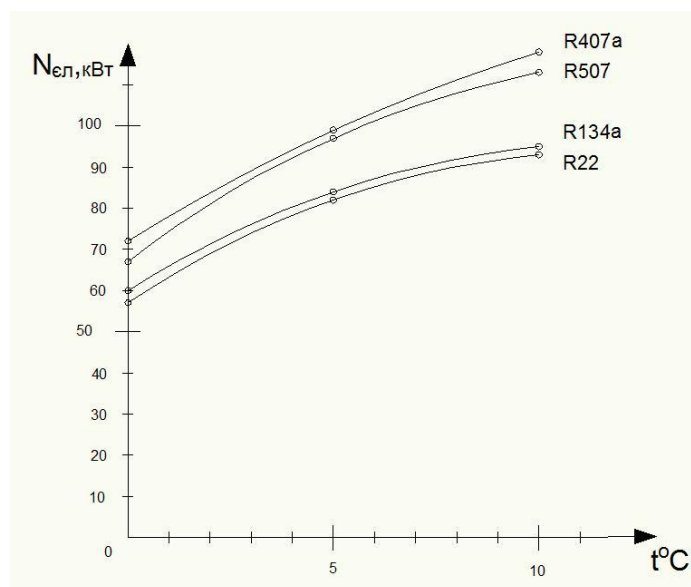


Рис.1 Залежність споживання електроенергії від температури кипіння холодильного агента

З проведених теплових розрахунків найбільш замінним хладагентом R22 може бути R134a. Його рекомендовано для використання в установках з гвинтовими компресорами:

це одно компонентний холодильний агент, що складається тільки з одного елемента, тому він не схильний до утворення температурного глайду при зміні фізичного стану. Холодильні агенти R507a і R407a, також можуть замінити R22. Але тепловий розрахунок показав, що для температур конденсації $t_k = 50^\circ\text{C}$ і кипіння $t_o = 5^\circ\text{C}$, ці два холодильні агенти мають високу температуру кінця стиснення пару. Це є небезпечним. Крім цього, споживання електроенергії на виробництво холоду більше в порівнянні з R134a.

Таким чином для заміни хладагента R22 в шахтних кондиціонерах найбільш доцільним являється використання R134a.

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ



УДК 697.91.94.97

АЛГОРИТМ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ ЦЕНТРАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Осадчук А.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса,

Підвищення енергетичної ефективності систем забезпечення мікроклімату будівель неможливе без утилізації теплоти (холоду) потоків, які покидають приміщення. Ця проблема надзвичайно актуальна зараз, в умовах дефіциту та подорожчання енергоносіїв.

Для утилізації теплоти в системах кондиціювання повітря застосовують різні способи і схеми. Традиційна схема з рециркуляцією основної маси повітря дозволяє, в об'єктах з переважанням явною теплоти зберегти, як правило, до 90% витраченої енергії на його обробку. Однак ця схема не може бути використана для приміщень з виділенням шкідливих умов (лікарні, підприємства хімічної промисловості та ін.), а жорсткість вимог до якості внутрішнього повітря певним чином створює пріоритет прямоочних систем кондиціювання повітря.

Теплоутилізаційні установки застосовують для підігріву (охолодження) зовнішнього повітря за рахунок теплоти (холоду) витяжного повітря. Після теплоутилізаторів припливне повітря обробляється в кондиціонері.

Теплоутилізаційні установки можна розділити на два види: теплові насоси, що забезпечують збільшення потенціалу робочої речовини, та теплоутилізатори-теплообмінники безпосередньої дії. Останні можуть використовуватися в тому випадку, коли потенціал витяжного потоку відмінний від потенціалу оточуючого середовища.

Теплоутилізатори-теплообмінники діляться на три групи: з проміжним теплоносієм; регенеративні; повітряно-повітряні (повітряно-рідинні) рекуперативні теплоутилізатори.

Найбільше поширення одержали утилізатори, тепла із проміжним теплоносієм. Залежно від класу використовуваного теплообмінника теплоутилізатори можуть бути рекуперативного або контактного типу.

Відповідно до прийнятої класифікації процес у тепло утилізаторі розвивається відповідно до ТМП-моделі. Основною характеристикою спільного тепло- і масопереноса є коефіцієнт K_p ,

Вихідні дані для теплового розрахунку теплоутилізатора одержують на підставі взаємного зв'язування в d-h діаграмі процесів кондиціювання повітря. По d-h діаграмі визначають параметри припливного та повітря, що видаляє, на вході й виході з теплообмінника.

Вихідні дані для розрахунку теплоутилізаторів; m_1 - масова витрата припливного повітря, кг/с; m_2 - масова витрата повітря, що видаляє, кг/с; температура припливного повітря, що видаляє, на вході в $^\circ\text{C}$; ентальпія повітря, що видаляє, на вході; щільність теплоносія, $\text{кг}/\text{м}^3$; ; η_n - КПД насоса.

Розрахунок виконують для $n = 4, 6, 8, 10$ і 12 (n -число рядів трубок по ходу повітря); ($v = 0.3; 0.6; 0.9; 1.2; 1.5$ і 1.8 м/с (швидкість руху теплоносія)).

Нами розроблена модель розрахунку теплоутилізаторів центральних кондиціонерів де за апроксимаційними залежностями обчислюємо:

коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні

$$K_H = \frac{1}{\frac{1}{0,95\alpha_K\xi} + 3,5 \cdot 10^{-5} + \frac{11}{\alpha_w}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (1)$$

де α_K – коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря

$$\alpha_K = \frac{60}{n} + 7,5(v\rho)_{\text{ФР}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2)$$

α_w – коефіцієнт тепловіддачі з боку холодоносія визначають за формулою

$$\alpha_w = b \frac{\omega^{0.8}}{0,018^{0.2}} = b \frac{\omega^{0.8}}{0.4478}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3)$$

модифікований критерій Фур'є визначаємо за формулою:

$$F_0^{\circ} = \frac{K_H F_H}{1000 m_1 C_p} \quad (4)$$

коефіцієнт, враховуючий розчин розраховуємо за формулою:

$$K_b = \frac{1 - e^{-F_0^{\circ}(1+w_1)}}{1 + w_1} \quad (5)$$

та безрозмірні параметри для припливного повітря

$$\theta_1 = \frac{K_{b1}}{2 - K_{b1}w_1} \quad (6)$$

Розрахунок теплоутилізаторів виконують для визначення необхідної площі зовнішньої поверхні, його аеродинамічного й гідравлічного опорів. Сутність розрахунку полягає в тому, що для кожного типорозміру центрального кондиціонера приймають базові теплообмінники, що рекомендують дворядні, їхні геометричні розміри й компоновання у фронтальному перетині кондиціонера, визначають коефіцієнти теплопередачі для різних схем обв'язки теплообмінників трубами й кількості їх по ходу руху повітря. Потім розраховуємо необхідну площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача й порівнюють її дійсною площею теплообмінників. Запас по площі поверхні не повинен перевищувати 10%.

За розробленим алгоритмом написана програма розрахунку теплоутилізаторів на підставі якої можливо проведення оптимізаційних розрахунків тепло утилізаторів та вибір оптимального.

Науковий керівник: Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ ПЕНТХАУСА ЖИЛОГО КОМПЛЕКСА

Шахназарян Г.А., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Пентхаус – особняк или обособленная площадь, расположенная на последнем этаже многоэтажного здания и обладающая отдельным входом (лестница или лифт), панорамными

окнами, обзорными площадками. Каждый пентхаус должен обязательно иметь выход на террасу. Пентхаус должен иметь стены из стекла. Вид из пентхауса должен открываться на все четыре стороны света. Это элитный вид недвижимости, стоимость которой очень высока.

В Украине пентхаусы появились не так уж и давно.

В соответствии со своим определением пентхаус просто обязан иметь собственную систему климат-контроля, которая обособлена и независима от центральных городских систем теплоснабжения и имеет эстетический вид.

В работе рассмотрена система поддержания комфортных условий в пентхаусе, который находится в г. Одессе в районе Французского бульвара и занимает трехуровневый 12 этаж современного многоэтажного дома.

Для поддержания комфортных условий в помещениях пентхауса предлагается разработать систему «чиллер-фанкойл». Дизайн проекта исключает традиционные мульти-сплит системы кондиционирования, которые портят эстетику помещения. Вследствие этого предлагается установить фанкойл канального типа с раздачей воздуха по помещениям с помощью воздуховодов.

Для подбора оборудования чиллер-фанкойла с минимальным энергопотреблением и минимальными капитальными затратами определены теплопритоки в соответствующие помещения.

В расчетах учтены: суточные и сезонные колебания температуры воздуха и солнечной радиации, инфильтрация воздуха через остекления, скорость и направление ветра с учетом этажности помещения, а также близость здания к морю.

Полученные значения тепловой нагрузки легли в основу расчета чиллер-фанкойла.

Научные руководители :Сokolовская В.В., к.т.н., доц., Ерин В.А., к.т.н., ст. преп. кафедры криогенной техники ОНАПТ



УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ КАНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ОФІСНИХ ПРИМІЩЕНЬ

Талибли Р.Е., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Комфортні системи кондиціювання повітря призначені для створення і автоматичної підтримки температури, відносної вологості, чистоти і швидкості руху повітря, що відповідають оптимальним санітарно-гігієнічним вимогам для житлових, громадських і адміністративно-побутових будівель або приміщень.

Канальні кондиціонери призначені для кондиціювання декількох приміщень одночасно. Проведений порівняльний аналіз існуючих систем кондиціювання повітря та для офісного приміщення спроектована канална систем кондиціювання повітря .

Канальні кондиціонери, як правило, розраховані на роботу в режимі рециркуляції і технологічно передбачають підмішування свіжого зовнішнього повітря.

Нами розглянутий принцип охолодження і обігріву каналних кондиціонерів та визначена основна відмінність каналного кондиціонера від інших спліт систем яка полягає в тому, що внутрішні блоки встановлюються за стелею підшивання, або в спеціально відведених нішах і приміщеннях. Повітря забирається і подається в приміщення, що кондиціонує, по повітроводам , якщо установка каналного кондиціонеру, виходить з цього, до внутрішнього блоку не пред'являються особливих вимог дизайну, окрім мінімально можливої товщини.

Канальні кондиціонери розташовані так, щоб повітря забиралося з приміщення через повітрозабірні ґрати спліт системи і подається в камеру змішення, змішуючись з припливним

зовнішнім, подавався за системою повітроводів у внутрішній блок кондиціонера. Далі в спліт системах каналного типу оброблене повітря роздається знову ж таки за системою повітроводів в декілька приміщень, забезпечуючи підтримку параметрів заданого мікроклімату. У кожному приміщенні може здійснюватися зональний контроль параметрів повітря і їх автоматична підтримка. У прохолодну пору року може здійснюватися підігрівання зовнішнього свіжого повітря з попередньою його обробкою.

При плануванні системи були враховані наступні параметри: потужність охолодження, кВт; потужність обігріву, кВт; споживана потужність, кВт. Всі три значення можуть помітно відрізнятися між собою і потребують окремого обліку.

Обмін повітря (продуктивність по повітрю), $\text{м}^3 / \text{год}$; може також виражатися як кратність повітрообміну в годину для заданого обсягу приміщення.

Особливо критичний параметр напору повітря для великих приміщень, що вимагають повітроводні канали великої протяжності. Агрегат, що дає за рахунок швидкості потоку повітря хороші показники повітрообміну для коротких каналів, може при низькому напорі просто «не потягнути» масу повітря в довгому каналі, що негативно позначиться на ефективності системи.

Стандартна система каналного кондиціювання має ряд переваг:

- Відсутність в кімнатах внутрішніх блоків, тобто прихованість системи;
- подача свіжого повітря, і в зв'язку з цим відсутність грибків;
- Відсутність спрямованих повітряних потоків (в спліт-системах йдуть спрямовані повітряні потоки, і людина може потрапити в зону прямого обдування, а у каналній системі - ламінарні повітряні потоки, які не мають спрямованого дуття).

Проведений порівняльний аналіз існуючих систем кондиціювання повітря дає змогу визначити і обрати каналну систему кондиціювання повітря для офісних приміщень фірми DAIKIN. Цей вибір зроблено на основі розрахунку повітрообміну, підборі каналного кондиціонера по потужності охолодження і статичному тиску, передбачена установка водяного калорифера для підігріву зовнішнього повітря в зимовий час .

Науковий керівник: Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ



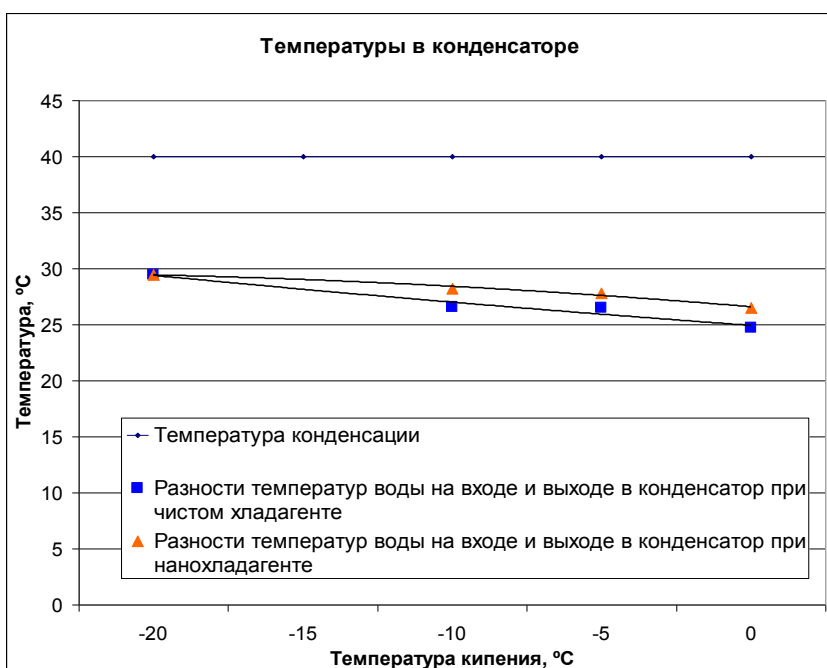
СЕКЦИЯ №4 – “ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ І ПРОЦЕСИ ТЕПЛОМАСООБМІНУ”

ВЛИЯНИЕ НАНОДОБАВОК НА ТЕПЛОМАСООБМЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТОРА МАЛОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Балашов Д.А., аспирант, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Использование наночастиц, растворенных в рабочем теле холодильной машины является перспективным средством для повышения ее эффективности и уменьшению потребления электроэнергии. Это дает возможность инженерам разработать компактное и эффективное холодильное оборудование. Уменьшить потребление электроэнергии холодильной машиной возможно за счет улучшения эффективности теплообменных систем. Существуют объекты, которых по существу не было в арсенале исследователей еще 20 лет назад и без которых сегодня уже невозможно представить современное развитие науки – это наночастицы во всем их многообразии. [1]

В последние два десятилетия в научную лексику стремительно «ворвались» ряд новых слов с префиксом «нано»: наноструктура, нанотехнология, наноматериал, нанокластер, нанохимия, наноразмерный материал, нанокolloиды, нанореактор и т.п. Издается ряд новых журналов, посвященных исключительно этой тематике, появились монографии, в названии которых присутствует префикс «нано», а также «нано»-профилированные институты, кафедры и отдельные лаборатории, проводятся многочисленные конференции. В большинстве случаев новые названия даны давно известным объектам или явлениям. Но есть объекты, которых по существу не было в арсенале исследователей еще 20 лет назад и без которых сегодня уже невозможно представить современное развитие науки – это **наночастицы** во всем их многообразии начиная от фуллеренов, нанотрубок, нанопроводов до квантовых точек и квантовых кораллов.



Их применение может увеличить теплопередачу в реальных теплообменных аппаратах холодильных установок даже когда относительный объем наночастиц меньше, чем 0.3%. Например, теплопроводность меди при комнатной температуре в 700 раз выше, чем у воды и в 3000 раз выше, чем у моторного масла [2].

В качестве расчетной модели принимался конденсатор типа «труба в трубе» с диаметром внешней трубы 16 мм, внутренней 10 мм. Отбор тепла от конденсирующегося хладагента производится проточной водой. Расчеты были произведены

для температур конденсации 40, 45, 55 °C. В качестве добавок были взяты наночастицы оксида титана в количестве 2.5% по объему. В ходе проведения эксперимента было замечено снижение разности температур в конденсаторе при всех режимах, что дало основание сделать вывод о влиянии нанодобавок на теплообменные характеристики аппарата. [3]

На рис. 1 показаны температуры конденсации и средняя логарифмическая температура воды, охлаждающей конденсатор. При известных значениях переданной теплоты через конденсатор Q (определено по тепловому балансу конденсатора), известной площади поверхности теплообменного аппарата и известном температурном напоре из основного уравнения теплопередачи:

$$Q = kF\Delta T \quad (1)$$

можно определить значение коэффициента теплопередачи k .

Основное уравнение теплопередачи через цилиндрическую стенку.

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right)^{-1} \quad (2)$$

, где

α_1 - коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента

α_2 - коэффициент теплоотдачи со стороны воды

d_1 - диаметр внутренней стенки трубы

d_2 - диаметр внешней стенки трубы

Термическое сопротивление стенки трубы не изменялось, коэффициент теплоотдачи со стороны воды известен, следовательно из уравнения теплопередачи можно определить коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента.

В таблицах представлены коэффициенты теплоотдачи со стороны хладагента при чистом хладагенте и с нанодобавками. Повышение коэффициента теплоотдачи происходит во всех режимах, кроме режимов с высокой температурой кипения 0, 5 оС. Из этого можно сделать вывод, что применение добавок наночастиц может повысить теплообменные характеристики аппаратов холодильных машин, при этом не требуя конструкционных изменений.

	Температура кипения			
	-20	-10	-5	0
Изменение коэф. теплоотдачи, %	24,8%	12,9%	7,2%	-5,6%
Изменение коэф. теплопередачи, %	16,1%	8%	4,5%	-3,5%

Таблица 1. Изменение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в конденсаторе.

Применение нанодобавок перспективно также в домашних холодильниках, торговом и промышленном оборудовании. Перспективы применения нанофлюидов в качестве добавок в хладагенты современных холодильных машин очевидны, однако эта проблема требует дальнейшего изучения, анализа, теоретических и экспериментальных исследований.

Полученные результаты подтверждают, что использование рабочего вещества или смазочного вещества с добавкой наночастиц является более выгодным, чем применение чистого хладагента. Следовательно, нано-хладагенты и нано-лубриканты являются перспективным объектом изучения и внедрения в производство. Нами планируется проведение исследований для малых холодильных машин и компрессоров, предназначенных для торговой и бытовой техники.

Информационные источники:

1. Yu W., France D.M., Choi S.U.S., Routbort J.L. Review and assessment of nanofluid technology for transportation and other application // Argonne National Laboratory, ANL/ESD/07-9. 2007. 78 .

2. Lazarus Godson, B. Raja, D. Mohan Lal, S. Wongwises. Enhancement of heat transfer using nanofluids. An overview Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010) 629–641
3. Hamilton R.L., Crosser O.K. Thermal conductivity of heterogeneous two component systems. // I & EC Fundamentals. 1962. Vol. 1, No. 3. P. 187–191.

Научный руководитель: Милованов В.И., д.т.н., проф., зав. кафедры компрессоров и пневмоагрегатов ОНАПТ

ПОСТРОЕНИЕ АЛГОРИТМА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ИНЕЕОБРАЗОВАНИЯ НА ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ С ОРЕБРЕННЫМИ ТРУБАМИ

Козаченко И.С., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Образование инея на поверхности теплообменного аппарата, вызывает снижение расхода воздушного потока и увеличение температуры поверхности инея. Так как эти условия в значительной мере влияют на холодопроизводительность аппарата, то требуется разработка модели динамики инеобразования на поверхности оребренных труб, которая позволит осуществить оптимальный выбор изменения шага ребер по глубине пучка труб воздухоохладителя.

Алгоритм математической модели лежащей в основе программы, изображенный на рис.1, предназначен для определения толщины осевшего инея по глубине пучка оребренных труб воздухоохладителя при принятой максимальной толщине слоя инея на поверхности первого ряда труб.

Основой данного алгоритма являются осуществление итерационных расчетов уточняющих недостающие параметры для осуществления тепловых расчетов. По окончании этих операций, программа обладает достаточным количеством данных для определения времени оседания инея заданной толщины на теплообменной поверхности первого ряда пучка труб. Итогом расчета для первого ряда труб является определение параметров воздуха на выходе первого ряда (температура, относительная влажность, энтальпия, влагосодержание) и холодопроизводительность ряда. При переходе к расчету второго ряда пучка труб, значениям параметров воздуха на входе во второй ряд присваиваются значения расчетных параметров воздуха на выходе из первого ряда, и итерационные расчеты повторяются для определения значений параметров воздуха на выходе из второго ряда. По прохождению итераций и достижению расчетного времени оседания инея, определенного для первого ряда, программа производит сравнение времени вычисленного для первого ряда и времени для текущего ряда. При различии данных значений более чем на 0,1% происходит переход к этапу алгоритма, на котором происходит присвоение значения толщины слоя инея текущего ряда, и в зависимости от того, в большую или меньшую сторону происходит отклонение по времени формирования слоя, происходит наращивание толщины слоя инея, либо же наоборот его уменьшение. Таким образом, за счет варьирования толщины слоя инея, временные отрезки приводятся к равному значению на первом, втором и всех последующих рядах труб, что позволяет приблизить модель к действительным рабочим условиям теплообменного аппарата. Набор количества рядов будет осуществляться до тех пор, пока их суммарная холодопроизводительность не достигнет проектного значения.

Хочется ещё раз обратить внимание, что данный алгоритм решения задачи прогнозирования, преследует цель определения толщины осевшего слоя инея, как функции фиксированного времени работы первого ряда труб при его принятых значениях шага ребер и толщины инея. Эта постановка является принципиально новым подходом к решению данной задачи и позволяет в процессе расчета варьировать значениями шага ребер глубинных рядов

труб и выводить практическое применение данного вопроса на новый уровень оптимизации геометрических параметров аппарата.

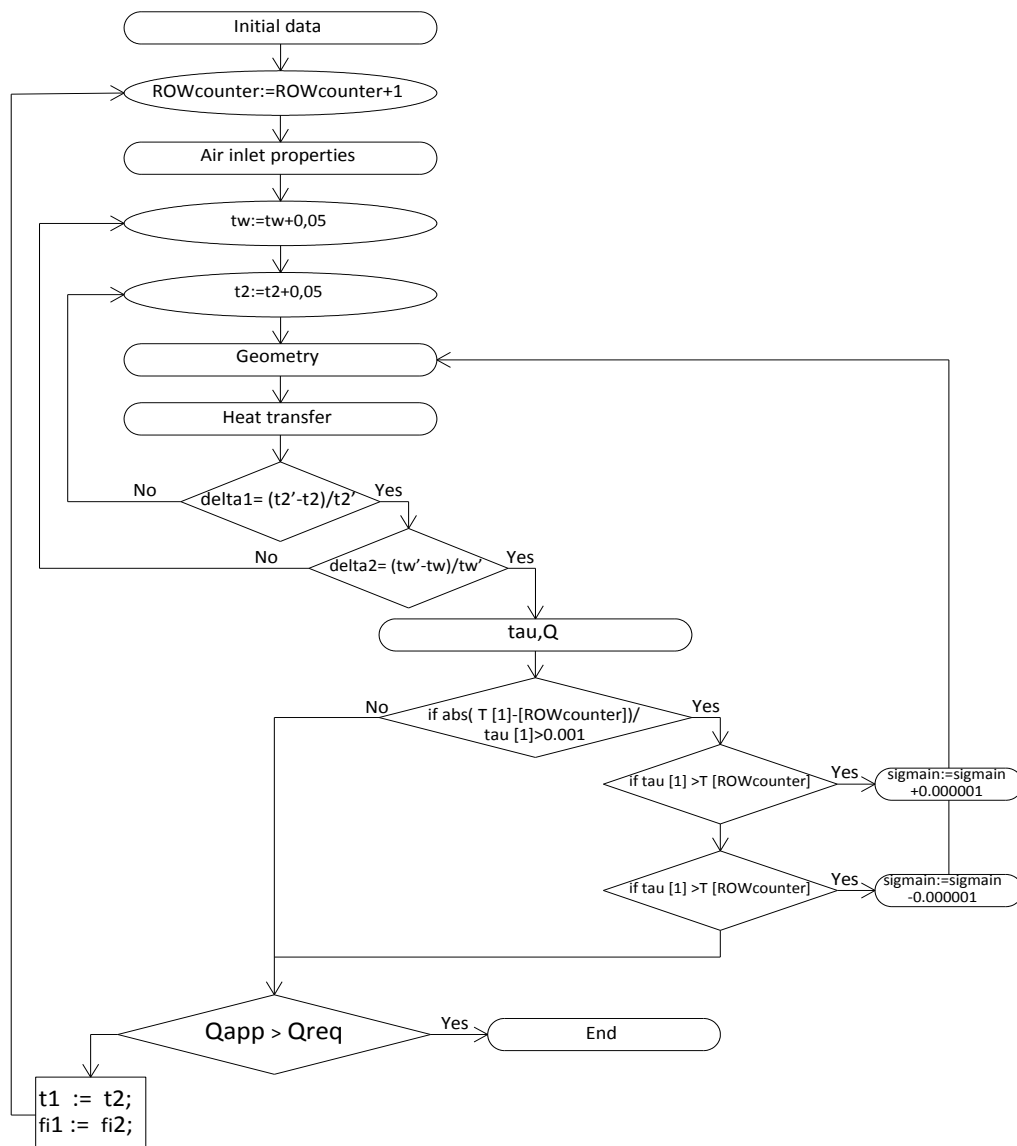


Рис.1 Алгоритм математической модели прогнозирования формирования толщины слоя инея как функции времени.

Научный руководитель: Лагутин А.Е., д.т.н., проф. кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ПРЯМЫМИ РЕБРАМИ

Юрий О.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Общепринятое представление о механизме теплоотдачи продольного ребра прямоугольного профиля сформировалось достаточно давно и глубоко укоренилось. Это представле-

ние стало своего рода парадигмой, определяющей не только современный подход к описанию работы ребер, но и направление экспериментальных работ в этой области.

В рамках этой парадигмы для оценки эффективности ребер традиционно используется критерий Био, который предназначен для описания теплообмена при нестационарной теплопроводности.

Использование критерия Био в задаче стационарной теплоотдачи ребра не информативно и никак не характеризует исследуемые процессы теплообмена.

На основе теоретического анализа теплоотдачи прямого ребра показано, что при движении газа вдоль ребра, его температура изменяется неравномерно и распределение температур сильно зависит от направления движения газа относительно ребра. Это объясняется тем, что кажущаяся теплопроводность ребра, при параллельном направлении движения газа и теплового потока в ребре, получается больше чем при встречном движении теплового потока и газа, омывающего ребро.

Это позволяет улучшить конструкцию теплообменных аппаратов для нагрева или охлаждения газов без увеличения их материалоемкости и заметного усложнения технологии производства.

Для этого отверстия в ребрах необходимо прошивать не посередине, а несколько смещенными в ту или другую сторону. Направление смещения отверстий в ребрах зависит от направления теплового потока в ребре, или, что то же самое, - от назначения теплообменного аппарата. Если газ в теплообменном аппарате нагревается, то отверстия в ребрах смещаются навстречу движению газа в аппарате. И, наоборот, если происходит охлаждение газа в теплообменном аппарате, то смещение ребер необходимо проводить по направлению движения газа. Оптимальная величина смещения зависит от многих параметров и должна определяться в результате расчета.

Такое изменение конструкции аппарата не требует увеличения расхода материалов и легко реализуется, давая при этом вполне заметное повышение эффективности работы аппарата.

Научный руководитель: Кравченко М.Б., к.т.н., доц. кафедры криогенной техники ОНАПТ



УДК 536.24

ТЕПЛОБМІН ЩІЛЬНОГО ШАРУ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ З ПУЧКАМИ ТРУБ

Дороховський Є.С., магістрант ІЕКСУ ОНПУ, м. Одеса

Досліджувались шахові пучки як найбільш доцільні в апаратах з щільним шаром за таких міркувань: а) зменшується «товщина» шару матеріалу, що прогрівається за рахунок частішого безпосереднього зіткнення з поверхнею нагріву, що сприяє більш рівномірному прогріванню матеріалу; б) зменшується нерівномірність температурного поля матеріалу на виході з теплообмінника; в) покращується перемішування потоку матеріалу, що веде до інтенсифікації теплообміну.

Кожен пучок збирався з п'яти горизонтальних рядів. Кількість труб в горизонтальному ряду обумовлювалось необхідним поперечним кроком. Основна увага в досліді приділялось області, де швидкість не перевищувала граничної: ($U < U_{пр}$). Зміна тепловіддачі відбувається в трьох перших рядах трубного пучка (зменшується по глибині пучка) і далі залишається незмінною. На підставі цього досліджуваний калориметр поміщався в четвертий ряд, що дозволило отримати дані, близькі до середніх для багаторядних пучків.

Було проведено 13 серій дослідів для пучків, зібраних з труб двох діаметрів (22мм і 33мм). У кожній серії мінялися подовжній і поперечний кроки, а також швидкість шару. В якості сипкого матеріалу була використана суміш кварцевого піску з середнім розміром часток $d = 0.45$ мм. У таблиці приведені геометричні і режимні характеристики, а також умовні позначення.

№ серії	D, мм	d, мм	Швидкість шару, U, мм	S1/D	S2/D	Кількість дослідів	Умовне позначення на графіках
1	2	3	4	5	6	7	8
1	22	0.45	0.6-12.4	2,7	6,13	5	□
2			0.15-16	2,7	3,63	7	△
3			0.06-9.1	2,7	1,82	5	#
4			0.63-17.7	1,36	1,82	7	◇
5			1.38-21	1,36	3,63	9	○
6			1.21-20.6	1,36	6,13	5	*
7			0.16-15.9	1,82	6,13	6	∂
8			1.48-15.5	1,82	3,63	5	↑
9			4.9-13.3	1,82	1,82	3	↓
10			33	0.45	0.54-14.6	1,36	2,44
11	1.1-17.1	1,36			4,24	5	⊖
12	0.1-17.0	1,36			5	5	□
13	0.9-17	1,36			3,03	5	↑

Для кожного з досліджуваних пучків були побудовані залежності середніх коефіцієнтів тепловіддачі від швидкості шару. На рис 1 і 2 представлені такі залежності. Для порівняння пунктиром тут виконані аналогічні побудови для поодинокого калориметра. Аналізуючи отримані графіки, можна відмітити, що в усьому діапазоні змін режимних і геометричних характеристик спостерігається збільшення середнього коефіцієнта тепловіддачі із зростанням швидкості шару. При перевищенні деякого граничного значення швидкості (U пр) темп зростання середнього коефіцієнта тепловіддачі зменшується.

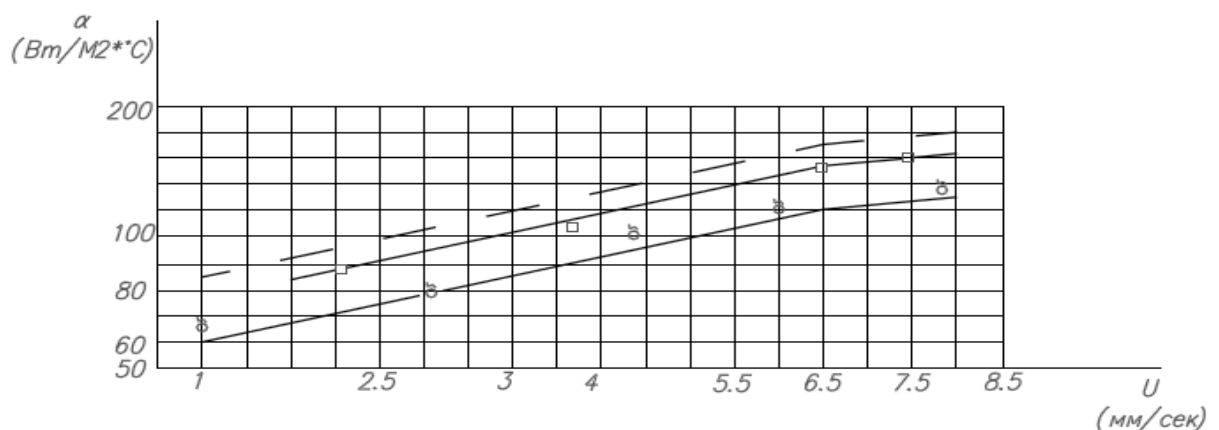


Рис.1 Залежність середнього коефіцієнта тепловіддачі від швидкості шару (D=33 мм)

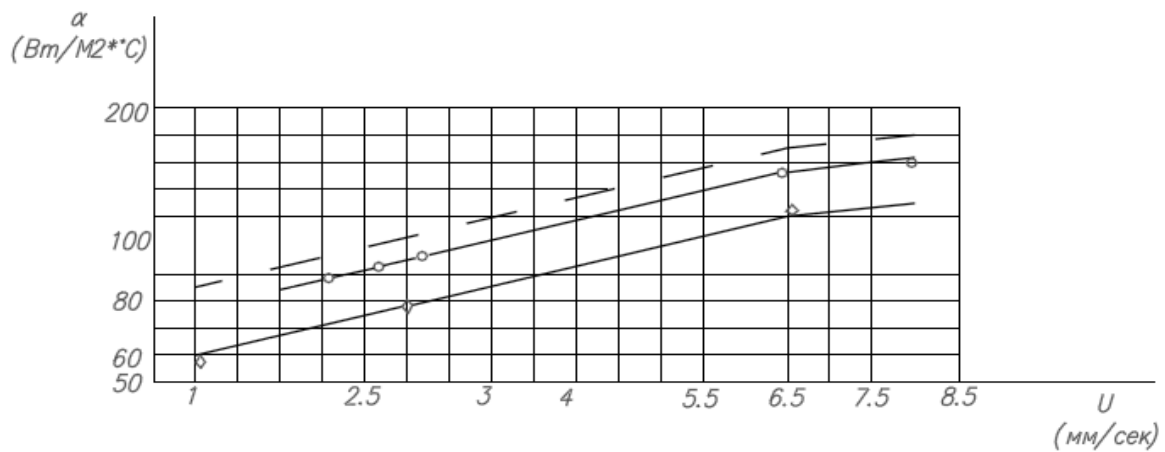


Рис. 2 Залежність середнього коефіцієнта тепловіддачі від швидкості шару ($D=22$ мм)

Література:

1. С.С. Титар. Системи теплопостачання промислових підприємств// Навчальний посібник: Одеса, 2002.
2. С.С. Титар. Исследование теплообмена плотного гравитационного слоя с поверхностью в условиях вибрации// Методичні рекомендації: Одеса, 1973.
3. Хайбуллина А.И. Исследование теплоотдачи в коридорном пучке труб при наложении на поток противоточных несимметричных низкочастотных пульсаций // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии 2013. – № 1(12). 312-315 С.

Науковий керівник: Титар С.С., к.т.н., проф. кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій ОНПУ



АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ В ЕЖЕКТОРНИХ ТЕПЛОБМІННИХ АПАРАТАХ

Бутовський Є.Д., аспірант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Вибір засобів скорочення втрат нафтопродуктів від випаровування з резервуарів пов'язаний з їх величиною, тому виникає необхідність оцінити їх значення. Традиційно для скорочення цих втрат застосовуються різні технічні засоби: диски-відбивачі, газові обв'язки, газорівняльні системи і понтони. Однак ефективність їх застосування не завжди висока.

За кордоном для цієї мети широко застосовуються системи уловлювання легких фракцій (УЛФ). В останні роки інтерес до їх використання зростає і в нашій країні. Проведені дослідження систем охолодження рідких вуглеводнів, а також ряд виконаних аналізів дозволяють розробляти заходи щодо підвищення ефективності охолодження вуглеводнів нафтопродуктів з використанням вискоелективного методу інтеграції ежекторних теплообмінників, що працюють з азотом. Однією з головних задач при прогнозуванні ступеня уловлювання вуглеводнів, що досягається при використанні ежекторних систем УЛФ є розрахунок складу і кількості пароповітряної суміші, що виділяється при сепарації двофазного потоку після проходження ежекторного теплообмінника.

Результати розрахунків представлені на малюнках 1-2. З них можна зробити наступні висновки: величина коефіцієнта ежекції (рис. 2) при обраних межах дослідження впливає на ступінь уловлювання незначно.

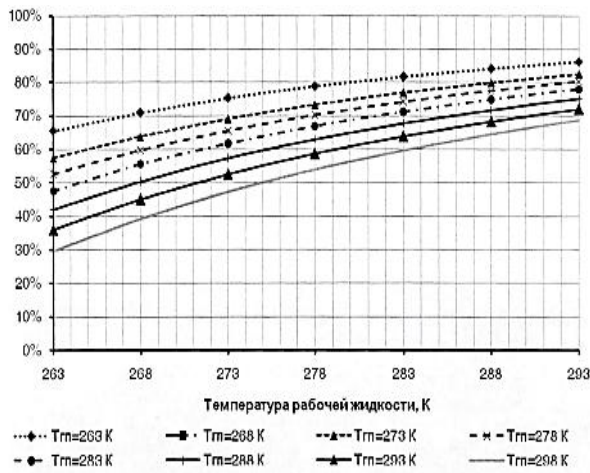


Рис. 1. Залежність ступеня уловлювання вуглеводнів від температури робочої рідини при різних температурах пароповітряної суміші

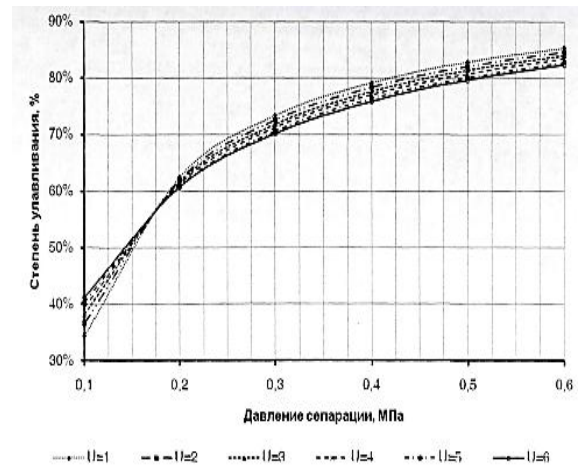


Рис. 2. Залежність ступеня уловлювання вуглеводнів від тиску сепарації при різних коефіцієнтах ежекції

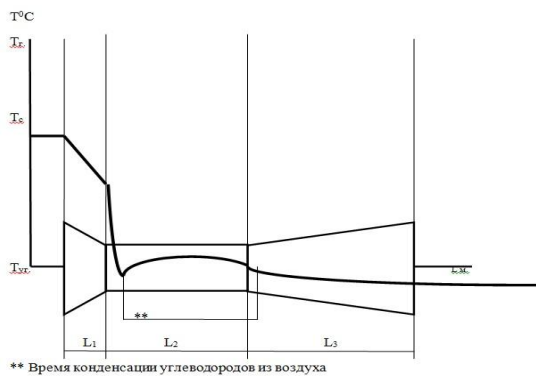


Рис. 3. Графік зміни температури повітряної суміші і вуглеводнів по руху в ежекторі теплообміннику

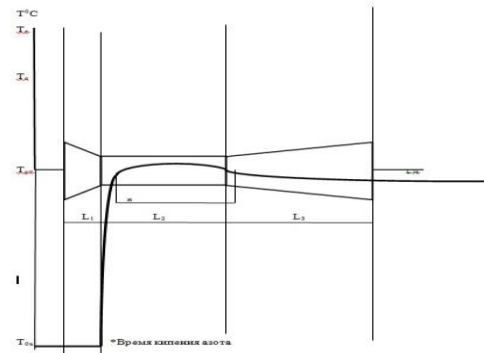


Рис. 4. Графік зміни температури азоту по руху в ежекторі теплообміннику

На рисунках 3 і 4 представлено зміна температури повітряної суміші і вуглеводнів по руху в ежекторі-теплообміннику, а так само зміна температури азоту по руху в ежекторному теплообміннику.

Результати експериментів підтвердили актуальність застосування азоту і вуглекислоти для охолодження потоку суміші повітря з вуглеводнями в теплообміннику ежекторі, для конденсації вуглеводнів різних марок бензинів, біоетанольного і дизельного палива, а потім їх поділу.

Науковий керівник: Когут В.О., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



СЕКЦІЯ №5 – “КРІОГЕННА ТЕХНІКА”

ЗАСТОСУВАННЯ КРІОГЕННОЇ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ У ГАЛУЗЯХ ПРОМИСЛОВОСТІ УКРАЇНИ

Крицько О.А., магістрант ХДУХТ, м. Харків

Кріогенна техніка та технологія, або кріогеніка (з грец. Κρύος – холод, -genes – породження) – наука про одержання (кріогенна техніка) та використання (кріогенна технологія) низьких температур. Об’єктом її дослідження є кріогенні системи. Кріогенною системою називають групу компонентів, що взаємодіють між собою та перебувають за кріогенних температур. Такими системами є установка зрідження повітря, гелієвий рефрижератор, посудина для зберігання кріогенних рідин з контрольно-вимірювальними пристроями, надпровідна магнітна котушка тощо.

У 1971 р. XIII конгрес з холоду ухвалив таке рішення: вважати областю кріогенних температур зону, нижчу за 120 К (-153° С). Причиною вибору саме цієї температури є те, що температури кипіння звичайних холодоагентів (аміак, фреони) лежать вище за неї, а нормальні температури зрідження найпоширеніших газів (азот, кисень, водень, гелій та ін.) – нижче.

Кріогенна техніка на початку свого розвитку мала на меті отримання зріджених газів. Нині з повітря отримують великі обсяги різних газів (кисень, азот, аргон та ін.). Ці гази (насамперед, кисень) використовують у багатьох галузях промисловості (металургії, медицині, хімічній промисловості та ін.) Зріджений азот, отриманий з повітря, є найуживанішим холодоносієм у кріогенних технологіях.

Кріогеніка розробляє і вдосконалює низькотемпературні технології, процеси та обладнання. З нею тісно пов’язані й інші науки, зокрема кріофізика (здійснює фундаментальні дослідження у області кріогенних температур), кріобіологія (досліджує властивості біологічних об’єктів за кріогенних температур), кріомедицина (розробляє методи лікування з використанням кріотехнологій), кріоелектроніка (розробляє електричні та електронні пристрої, мікропроцесорну техніку для роботи у області кріогенних температур, у тому числі з використанням надпровідних технологій). Кріогенні технології використовують також у харчовій промисловості – розроблено системи безмашинного охолодження з використанням кріорідин, кріогенні методи над швидкого заморожування, сублімаційного висушування, кріоподрібнення, кріогрануляції та ін.

У безмашинних системах швидкого заморожування періодичної та безперервної дії використовуються CO₂ чи зріджений азот. Частіше використовують азот завдяки його інертності, низькій нормальній температурі кипіння та гарним термодинамічним властивостям. Заморожування харчових продуктів рідким азотом нині здійснюється способами занурення і зрошування.

Спосіб занурення продукту в рідкий азот застосовується в основному для заморожування продуктів, що мають сферичну форму, або для продуктів іншої форми, призначених для подальшого подрібнення: це пояснюється виникненням внутрішнього напруження в продукті, що призводить до утворення тріщин. Негативним моментом занурення є можливість накопичення сконденсованого з повітря кисню у ванні з рідким азотом, що може призвести до самозаймання по мірі випаровування азоту.

З метою зменшення витрати рідкого азоту для заморожування використовують метод зрошування продукту азотом, що виявився економічнішим, ніж занурення. Для цього використовують різного виду форсунки з великим конусом факела, які можуть здійснювати дрібнодисперсне розпилювання рідкого азоту.

В установках періодичної дії порції продукту зрошуються кріорідиною протягом певного часу. Установки безперервної дії виготовляють тунельного або спіральньо-стрічкового типу. Для ефективнішого використання кріорідини й отримання більш рівномірного темпе-

ратурного поля в продукті потоки продукту та кріорідини рухаються у протитечії. Газ викидають в атмосферу з температурою $-50...0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Був розроблений цілий ряд апаратів такого типу: від невеликих на 50...100 кг апаратів періодичної дії фірми Messer до великих (400...1500 кг/год) апаратів безперервної дії (фірма Linde), CRYO-Quick (фірма Air Products), Union Carbide (фірма AGA) тощо. Такі апарати (рисунок), виконані у вигляді тунелю, до якого конвеєром або у металевих кошиках подається упакований чи не упакований продукт. Такі установки є економічнішими за установки періодичної дії, бо після виходу на режим не потребують додаткових витрат кріорідини на охолодження камери.

Науковий керівник: Якушенко Є.М., к.т.н., доц. кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ

УДК 621.59

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГАЗОВОЙ КРИОГЕННОЙ МАШИНЫ СТИРЛИНГА ДЛЯ РЕКОНДЕНСАЦИИ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Кононенко Л.Г., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Цикл Стирлинга может быть реализован и в области криогенных температур. Следовательно, возможно создание газовых криогенных машин (ГКМ) Стирлинга, что актуально в связи с широким использованием в энергетике природного газа. Во многих случаях природный газ транспортируется к потребителю в жидком состоянии и уже у потребителя газифицируется и используется в энергетической установке для производства тепла и электроэнергии. К числу потенциальных потребителей сжиженного природного газа относятся судовые двигатели рыбопромысловых судов. В настоящее время конденсация газа осуществляется в установках низкотемпературной конденсации (НТК). Основным недостатком НТК является выброс в атмосферу в виде конденсата части фракций C_{3+} высокопотенциальной энергии криогенной жидкости - электроэнергии, затраченной на производство криогенной жидкости (для сжиженного природного газа - в основном на его конденсацию). Однако если использовать в процессе конденсации низкотемпературный цикл Стирлинга, реализованный в ГКМ, то часть фракций природного газа будет вновь преобразована в криогенную жидкость. Это позволяет транспортировать газ к потребителю в жидком состоянии без потерь для дальнейшего производства электроэнергии.

В расчетных исследованиях в качестве криогенной машины была выбрана ГКМ 77/200, холодопроизводительностью 200 Вт при температуре криостатирования 77 К. Рабочий газ - гелий. Схема ГКМ Стирлинга приведена на рис. 1. Для удобства, переменные, связанные с камерой расширения будут иметь индекс 1, с камерой сжатия индекс 2.

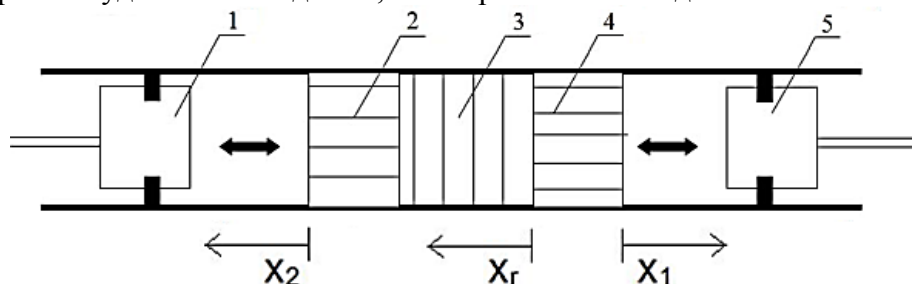


Рис. 1 – ГКМ Стирлинга альфа типа.

*1 – рабочий поршень, 2 – холодильник, 3 – регенератор,
4 – теплообменник нагрузки, 5 – детандер.*

В качестве независимых переменных в расчетах приняты температура криостатирования $T_{кр}$ равна 173 К и минимальное давление в цикле $P_{мин}$ равно 15 атм. Процессы в полостях сжатия и расширения принимаются изотермическими (модель Шмидта) с последующим расчетом потерь энергии на теплопритоки, неидеальность теплообмена и гидравлическое сопротивление теплообменных аппаратов.

В расчетах, кроме потерь холода от не идеальности теплообменных процессов и гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов, учитывались потери на трение. Они принимались в пределах от 30 до 24 % от расчетной мощности цикла в зависимости от значения $P_{мин}$. Результаты расчетного исследования приведены на рис. 2.

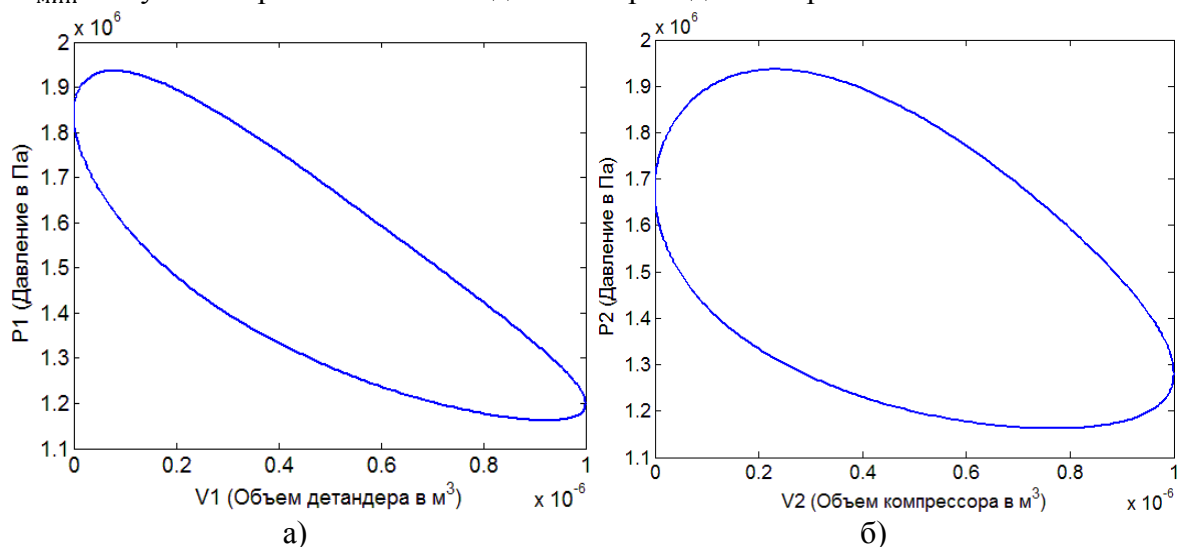


Рис. 2 – P-V диаграмма цикла: а) детандера; б) компрессора.

Проведены расчеты по оценке COP КГМ Стирлинга в зависимости от максимальной температуры в холодильнике и изменяется в интервале 0,38...0,35, Рис.3.

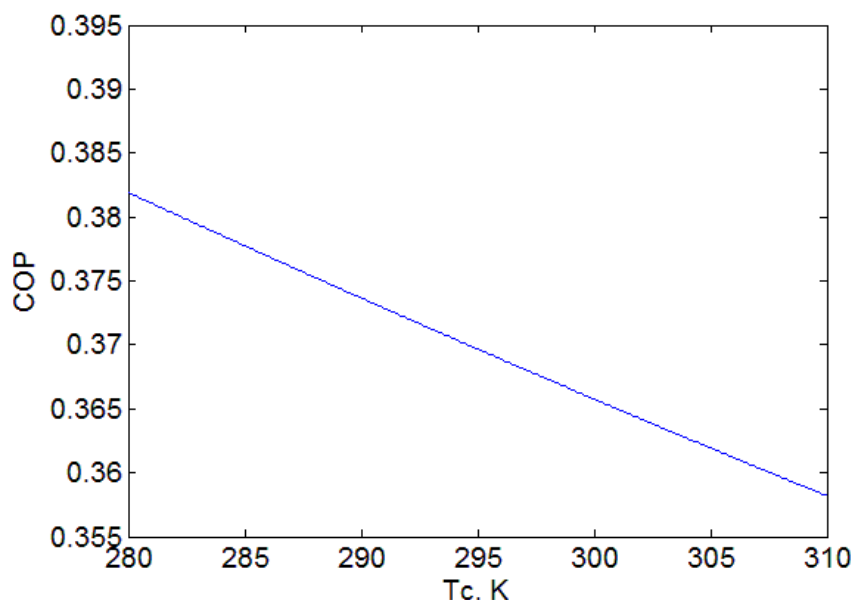


Рис. 3 Коэффициент преобразования COP

Как и следовало ожидать, расширение температурных границ - увеличение температуры в холодильнике T_c (окружающей среды) уменьшает COP ГКМ.

Основные показатели ГКМ Стирлинга (высокая эффективность, большой ресурс и высокая надежность в эксплуатации, существенное упрощение конструкции и невысокая стои-

мость) в ближайшее время могут быть достигнуты в результате использования линейного привода поршней.

Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., зав. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ТЕХНОЛОГИИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ЛЁГКИХ ИНЕРТНЫХ ГАЗОВ

Баширов Г.В., аспирант ИКХЭ ОНАПТ, г. Одесса

В атмосферном воздухе содержится не более 0,0024% неона и гелия. Неонгелиевая смесь является побочным продуктом, получаемым из конденсатора-испарителя в воздухоохлаждающей установке. На выходе из блока ВРУ улавливается смесь с содержанием $Ne+He \approx 40...60\%$. Затем следует процесс переработки, который можно разбить на несколько этапов. Основная часть которых требует постоянного поддержания криогенных температур (28...78К). Затраты энергии на извлечение целевых продуктов можно выразить десятками мегаджоулей на 1м^3 . Так как в последнее время наблюдается тенденция увеличения стоимости энергоресурсов – повышение экономичности производств Ne и He является актуальной задачей.

Технологическая цепочка получения Ne и He предусматривает ряд последовательных процессов:

1. Химическая очистка НГС от водорода с использованием катализатора при температуре окружающей среды. В ходе процесса образуются молекулы H_2O , которые конденсируются и улавливаются адсорбентом.
2. Очистка смеси от азота и остальных примесей в адсорберах на азотном температурном уровне.
3. Разделение смеси в ректификационной колонне при $T=30\text{ K}$, в итоге получаем чистый неон и гелиевую отдувку ($y_{He} \approx 80\%$).
4. Переработка потока отдувки в адсорберах на азотном температурном уровне ($T=28...68\text{ K}$), сопровождается получением возвратом потока неонового концентрата ($y_{Ne} \approx 80\%$) и чистого гелия.

Основным этапом снижения энергетических затрат является снижение частоты переключения адсорберов (процессы 2 и 4). Адсорбера требуют регенерации, при которой существенно повышается температура. Для того чтобы привести их в рабочее состояние его необходимо охладить до рабочей температуры. Если на входе в адсорбер уменьшить концентрацию поглощаемого вещества, то длительность рабочего цикла увеличится, а расход хладагента на обеспечение адсорбционной очистки будет снижен.

На втором этапе существенная экономия достигается путём использования дополнительного оборудования – дефлегматора (фазовый сепаратор). При использовании дефлегматора снижается концентрация азота в смеси за счёт его конденсации. Эти установки предпочтительней использовать в местах получения смеси. За счёт ступенчатого охлаждения концентрация азота в смеси снижается с 50% до 7%. Это позволяет снизить транспортные издержки, сокращению парка баллонов и складских расходов. Дополнительный эффект достигается путём повышения давления фазового равновесия.

Подобным образом можно уменьшить нагрузку на адсорберах, используемых в процессе 4. Также для уменьшения затрат энергии используют альтернативный метод разделения – мембранный метод. В его основе лежит мембранный модуль. Работа основана на различной проницаемости отдельных компонентов через материал мембраны. При одинаковом

перепаде давлений через единицу площади мембраны гелий будет проникать в несколько раз интенсивнее чем неон.

Под давлением часть смеси (в основном гелий) проходит через селективный слой в отдельную полость, где получают поток обогащённого гелия с концентрацией 90...92% He (остальное неон). Не прошедший через мембрану поток сохраняет своё давление и на выходе из полости обогащается неоном с 20 до 55% Ne.

Использование всех этих методов приводит к сокращению затрат на производства неона и гелия что способствует уменьшению себестоимости и расширению сферы их применения.

*Научный руководитель: Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., зав. кафедры
криогенной техники ОНАПТ*

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГЕЛИЕВОГО ОЖИЖИТЕЛЯ КГУ-150/4,5

Клевец А.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Циклы установок типа КГУ 150/4,5 реализованы в нескольких модификациях - с одним и с двумя дроссельными теплообменниками и соответственно с одним и двумя дросселями. Холодопроизводящий - детандерный узел установок КГУ, представляет собой одноступенчатую вертикальную поршневую машину с верхним расположением механизма движения.

Традиционно при проектировании подобных установок доминирующим фактором являлась стоимость капитальных вложений в установку. При этом энергетическая эффективность цикла оставалась на втором плане. В результате чего, в цикле не использовались детандеры другого типа или несколько ступеней детандеров, что привело бы к увеличению коэффициента ожижения и снижению энергозатрат на производство жидкости, с некоторым незначительным увеличением стоимости установки.

В ходе термодинамического анализа циклов КГУ с адиабатным к.п.д. детандера в пределах 0,75 - 0,8 и долей детандерного потока 0,56 - 0,66 был получен коэффициент ожижения 6,3% в однодроссельной схеме и 6,75% в двухдроссельной. Анализ энергетической эффективности показал, что в данных установках малой производительности (до 40 литров жидкого гелия в час) на производство одного литра жидкости необходимо затратить 1,12 - 1,18 кВт электроэнергии, что соответствует действительным рабочим характеристикам установок такого типа.

Предложены циклы с двухступенчатым поршневым и турбодетандером, а также цикл с одноступенчатым турбодетандером. Максимальный коэффициент ожижения – 11,6 %, можно получить при использовании двухступенчатого турбодетандерного цикла с промежуточным теплообменником между ступенями. При анализе также, решалась оптимизационная задача, связанная с конечным давлением после первой ступени детандера и начальным давлением перед второй ступенью.

*Научный руководитель: Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., зав. кафедры
криогенной техники ОНАПТ*

Модернизация гелиевых установок позволит расширить возможности лабораторной базы с целью проведения научных исследований в диапазоне температур 4,2...30 К.

Научный руководитель: Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., зав. кафедры криогенной техники ОНАПТ

ВИХРЕВЫЕ ТРУБЫ В КРИОГЕННОЙ ТЕХНИКЕ

Тишко Д. П., аспирант ИКХЭ ОНАПТ, г. Одесса

Вихревой эффект (эффект Ранка-Хилша) – это эффект разделения газа на холодный и нагретый потоки при закручивании его в цилиндрической или в конической части трубы.

Данный эффект осуществляется в газодинамических устройствах – вихревых трубах. Энергия сжатого газа трансформируется в тепловую энергию и частично отводится во внешнюю среду через стенки или в виде истекающего газа. При этом происходит понижение температуры основного потока на выходе из устройства (рисунок 1).

Вихревые трубы обладают множеством неоспоримых преимуществ, таких как: высокая надежность, простота в изготовлении, малые размеры. Эти особенности позволили вихревым аппаратам найти широкое применение в самых различных сферах: от медицины и вакуумной техники до холодильной и криогенной промышленности.

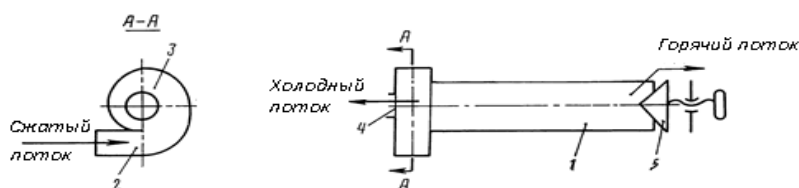


Рис. 1. Схема вихревой трубы : 1— цилиндрическая труба; 2— тангенциальное сопло; 3— улитка; 4— диафрагма; 5— дроссель-вентиль

Из графиков на рисунке 2 видно, что применение вихревых аппаратов в криогенной технике сопровождается их миниатюризацией. Однако, уменьшение размеров газодинамических охладителей приводит к снижению их эффективности.

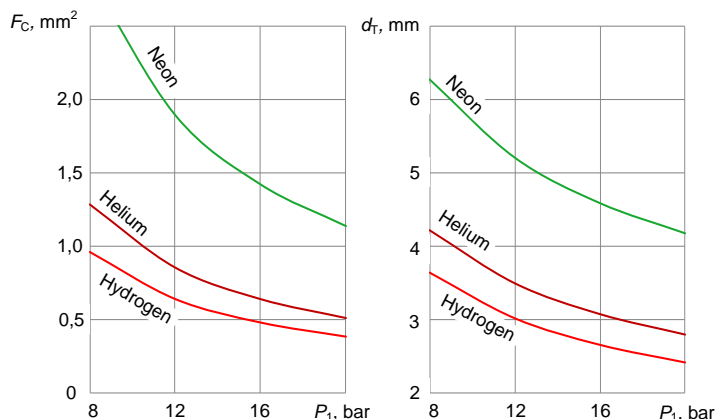


Рисунок 2. Зависимость площади критического сечения соплового ввода (F_c) и внутреннего диаметра вихревой трубы (d_T) от начального давления (P_1) для гелия, неона и водорода. Расход через сопло $V_0 = 40$ норм.м³/час. Температура на входе $T_1 = 78$ К.

Вихревые трубы достаточно сильно уступают детандерам по своей эффективности. Однако их применение как в лабораторных условиях, так и в промышленности иногда оказывается целесообразным благодаря их конструктивной простоте и надежности. Особенно перспективным направлением использования вихревых труб являются технологии получения редких газов, в которых имеют место располагаемые перепады давлений. В этом случае охлаждение газовых потоков обеспечивается без дополнительных затрат энергии.

Литература:

1. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. — М.: Энергия, 1977. — 343 с.

Научный руководитель: Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., зав. кафедрой криогенной техники ОНАПТ

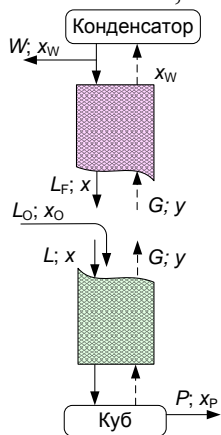
ПОЛУЧЕНИЕ ИЗОТОПОВ НЕОНА МЕТОДОМ РЕКТИФИКАЦИИ

Матвеев Э.В., аспирант ИКХЭ ОНАПТ, г. Одесса

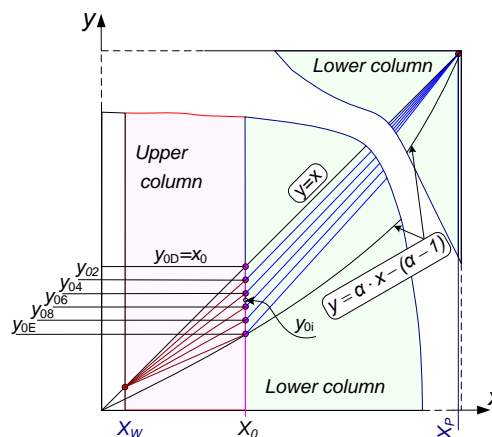
Для выделения образцов изотопов неона в 1913 году использован первый масс-спектрометр, который был изобретен всего годом ранее. Деление изотопной пары ^{20}Ne и ^{22}Ne для лабораторных и промышленных целей также возможно методами термодиффузии и хроматографии. Неон находится на пределе применения дистилляционного метода, который считается эффективным при молекулярных массах менее 20. Коэффициент разделения изотопов ^{20}Ne - ^{22}Ne при фазовом равновесии жидкость – пар при температурах $T=27...30$ К составляет всего $\alpha=1,040...1,032$. Несмотря на это, низкотемпературную ректификацию следует признать наиболее перспективным методом разделения неона. Это утверждение становится еще весомей, если одним из целевых продуктов является ^{21}Ne .

Рассмотрен процесс сепарации бинарной смеси ^{20}Ne - ^{22}Ne . Как следует из рисунка 1-б, график симметричен типичной диаграмме, построенной относительно низкокипящего компонента смеси. Такое решение позволит избежать ненужных пересчетов концентраций и дает прямую информацию о содержании целевого продукта (^{22}Ne) в потоках и сечениях колонны. Изотопные концентрации потоков, принятые при решении задачи, следующие:

- исходная смесь $x_0=0,0925$ (неон с природным изотопным соотношением 9,25% ^{22}Ne);
- кубовый продукт $x_p=0,9999$;
- отдувочный поток, отводимый в верхней части колонны, $x_w=0,015$.



а)



б)

При таком наборе концентраций в составе отдувки W теряется 15% целевого продукта, а степень извлечения равна $C=0,85$

*Научный руководитель: Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., зав. кафедры
криогенной техники ОНАПТ*

ВЫМОРАЖИВАНИЕ КАК МЕТОД ОЧИСТКИ И ИЗВЛЕЧЕНИЯ РЕДКИХ ГАЗОВ

Чигрин А.А., научный сотрудник ИКХЭ ОНАПТ, г. Одесса

Вымораживание используется в технологиях получения редких газов наряду с адсорбцией и конденсационными методами разделения смесей. Подобно адсорбции этот процесс является циклическим и требует затрат энергии на периодическое охлаждение аппарата до рабочих температур. Уровень этих температур подбирают таким образом, чтобы обеспечить избирательное поглощение ценного продукта (или примеси). Выделение отдельного компонента наступает в случае, если парциальное давление данного компонента в смеси окажется выше давления фазового перехода данного вещества.

Помимо названного примера процесс вымораживания, как альтернатива адсорбции, находит применение при разделении неонгелиевой смеси и очистке гелия. Для получения гелия чистотой 99,995 % при для $P_{\Sigma} = 0,2$ МПа требуется температура $T_C = 13$ К. Во многих установках для переработки газовых концентратов вымораживатели используются для поглощения высококипящих примесей. При этом в качестве хладагента применяют пары азота с температурой $T_C = 100...150$ К. Такой прием позволяет практически полностью удалить из смеси влагу и CO_2 , которые способны отрицательно повлиять на работоспособность низкотемпературных сепараторов.

Предполагалось, что на выходе из аппарата поток смеси имеет температуру хладагента. В действительности, эти температуры достаточно близки только в начале процесса. По мере нарастания слоя инея эта разность температур возрастает, и степень извлечения целевых продуктов падает. Естественным приемом снижения термического сопротивления между хладагентом и потоком является эффективное оребрение канала (рисунок 1).



Рисунок 1. Модуль опытно-промышленного образца вымораживателя для извлечения тяжелых инертных газов.

*Научный руководитель: Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., зав. кафедры
криогенной техники ОНАПТ*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КРИОГЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И РЕДКИХ ГАЗОВ В СОВРЕМЕННОЙ МЕДИЦИНЕ

Очагин Д.Ю., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Сегодня холод в медицине находится в стадии широкого практического применения, тесно связанного как с разработкой соответствующей аппаратуры, так и с разработкой необходимых медицинских технологий. С помощью низких температур в медицине и биологии решаются две принципиально разные задачи. Первая – это долгосрочное сохранение жизнеспособности органов и тканей. Вторая – наоборот, как можно более полное уничтожение жизнедеятельности. Первая закладывает основы длительного консервирования различных медико-биологических объектов, вторая – открывает пути для криохирургии – бескровного и малоблезненного удаления из человеческого организма поврежденных органов и тканей путем их замораживания. Поразительно, что эти две противоположные задачи могут быть решены, казалось бы, мало отличными методами, связанными всего лишь с изменением скоростей охлаждения, замораживания и отогрева, а также изменением температурных уровней воздействия.

Криохирургические аппараты.

Известно большое число типов криохирургических аппаратов, но наибольшее распространение получили аппараты, использующие запас рабочего тела – хладагента. Главными их элементами являются контейнер, криозонд и рабочие наконечники. В контейнере хранится газообразный, жидкий или твердый хладагент. В зависимости от термодинамического состояния, в котором хранится в контейнере хладагент, и в зависимости от вида используемого холодопроизводящего процесса, аппараты можно подразделить на аппараты постоянной готовности и на аппараты, нуждающиеся в специальной подготовке к работе непосредственно перед операцией.

Низкотемпературные камеры

Рассмотрим некоторые устройства, предназначенные для консервации. В наше время существуют банки длительного хранения различных медико-биологических объектов. Это чаще всего крупные центры, расположенные в городах и базирующиеся на потреблении жидкого азота. В малых клиниках таких центров нет, и это отрицательно сказывается на проведении многих операций. Между тем, разработка компрессионных холодильных машин достигла сейчас такого уровня, что с их помощью можно создать малые камеры с температурой - 100...-135°C . Эти температуры достаточны для длительного хранения медико-биологического материала без использования жидкого азота.

Криотерапия

Говоря о применении криогеники в современной медицине, следует также упомянуть о криотерапии, осуществляемой в, так называемых, криосаунах. Криотерапия – это оздоровительная процедура, связанная с кратковременным снижением температуры поверхности кожи с помощью газа (смесь азота с воздухом), охлажденного до - 130...-160°C. Такая процедура обеспечивает интенсивную стимуляцию иммунной и эндокринной систем и снимает (как это указано на многих сайтах Интернета) болевые ощущения любого происхождения. При этом лечебному действию криотерапии подвергается весь организм, включая и органы, которые непосредственно не охлаждались. Такая процедура показана при лечении многих заболеваний, но особенно заметен эффект при лечении полиартрита, псориаза и др.

Ксеноновая анестезия.

Новейший пример применения криогеники в медицине связан с использованием весьма редкого и получаемого из воздуха с помощью криогенной технологии газа – ксенона для осуществления очень важной медицинской процедуры – анестезии. Анестезирующие свойства ксенона были обнаружены примерно 50 лет назад. Он действует в 2 раза сильнее, чем обычно применяемая закись азота (N₂O), но из-за трудности получения ксенона речь о его практическом применении не шла. Действительно, для получения 1 м³ ксенона необхо-

СЕКЦИЯ №6– “РОБОЧИ РЕЧОВИНИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН”

СРАВНЕНИЕ ФРЕОНОВ В КАЧЕСТВЕ ХЛАДОГЕНТОВ И ИХ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ОЗОНОВЫЙ СЛОЙ ЗЕМЛИ

Корниевич С.Г., студент, Костецкий Д.В., инженер ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Фреоны (хладоны) — техническое название группы насыщенных алифатических фторсодержащих углеводородов, применяемых в качестве хладагентов, пропеллентов, вспенивателей, растворителей. Кроме атомов фтора фреоны могут содержать атомы хлора или брома. Хладагент – это рабочее тело холодильной машины или кондиционера. Разработчики систем кондиционирования тщательно подбирают фреон с учетом большого числа факторов: высокой эффективности работы оборудования, низкой стоимости, пожаробезопасности и токсичности. Требования к хладагентам постоянно пополняются.

В настоящее время и кондиционеры, и холодильники продолжают использовать фреон, но это фреон другой марки. Современное оборудование использует чаще всего фреон марки R22, не оказывающий столь пагубное воздействие на озоновый слой, как фреон R12. В то же время продолжают работы по исследованию и внедрению в производство современных климатических установок новых видов фреонов. Это фреоны R407C, R410A и R134a.

Для оценки степени вредности влияния фреонов на озоновый слой была введена специальная характеристика, именуемая озоноразрушающая активность фреона. Активность хладагентов, разрушающая озоновый слой оценивается величиной озоноразрушающего потенциала. Озоноразрушающий потенциал может принимать значения от 0 (озонобезопасный хладагент) до 13 (озоноразрушающий хладагент). По результатам исследований эта характеристика у разных марок фреонов составляет:

- R12—1,0
- R22—0,05
- R407C—0,0
- R134a—0,0

В соответствии с Программой ООН по окружающей среде (ЮНЕП) в 1987 г. вступил в действие «Монреальский протокол по веществам, разрушающим озоновый слой». Он предусматривает постепенное сокращение производства и потребления ряда хлорфторуглеродов. В настоящее время почти не осталось холодильных машин работающих на R22, R12 и других «пагубных» веществах, которые не отвечают высоким требованиям экологии. На их замену пришли более новые, практически безвредные вещества, такие как R507, R600a, R404 и R410, хотя они и уступают по термодинамическим свойствам своим предшественникам. Например:

- Хладагенты с высоким содержанием молекул водорода являются пожароопасными.
- Хладагенты с малым содержанием фтора имеют большую токсичность.
- Хладагенты с малым содержанием водорода долго не растворяются в атмосфере и являются экологически нежелательными.

То есть подбор хладагента очень кропотливый и сложный процесс. Сейчас на производстве прекратили и полностью отказались от использования R22 в пользу R407. Основная разница в характеристиках прежнего хладагента CHF₂Cl (R22), который использовался на производстве, и нового R407C заключается в величине давлений при рабочих температурах и типе масел, совместимых с данным хладагентом. С хладагентом R22 используется минеральное масло, которое не пригодно в сочетании с R407C. Новый хладагент плохо смешивается с минеральным маслом, особенно это наблюдается при низких температурах, и образует с ним расслаивающуюся двухфазную смесь. Это приводит к недостаточной смазке компрессора из-за периодического попадания в зону смазки жидкого хладагента вместо масла и приводит к быстрому износу трущихся частей компрессора. Кроме того, плохо растворимое в хладагенте

масло, имеющее при низких температурах высокую вязкость, забивает капиллярные трубки и нарушает циркуляцию хладагента. Чтобы обойти эти трудности, хладагент R407C применяется в сочетании с эфирным маслом, которое растворяется в данном хладагенте. Один из недостатков такого синтетического масла - высокое поглощение им влаги. Хранение, транспортировка, процесс заправки маслом должны исключать возможность попадания в масло не только капельной влаги, но и продолжительный контакт с влажным воздухом, из которого масло активно поглощает влагу. Необходимы также специальные меры по предотвращению попадания влаги в систему как в процессе производства кондиционера, так и при его установке.

В заключение хочу заметить, что чем интенсивнее развивается общество и мир в целом, тем больше людей начинают задумываться над экологией и сохранением окружающей среды. Чем более развит мир, тем более строгие требования предъявляются к веществам, и в зависимости от этого - появляется все больше марок и видов альтернативных экологически безвредных хладагентов.

Научный руководитель: Милованов В.И., д.т.н., проф., зав. кафедры компрессоров и пневмоагрегатов ОНАПТ

ИНЖЕНЕРНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЖИДКОГО ВОДОАММИАЧНОГО РАСТВОРА (ВАР)

Осадчук Е.А., ассистент ИМАР имени Платонова, ОНАПТ, г. Одесса

Работа элементов абсорбционных холодильных агрегатов (АХА), заполненных ВАР протекает при давлении ~ 20 бар. Изменение давления в системе АХА определяется изменением температуры окружающего воздуха.

Комфортным температурам воздуха в помещении соответствует давление в системе 19...22 бар. Следовательно, допущение о работе на изобаре 20 бар достаточно правомерно.

На основании известных табличных данных [1], были получены простые инженерные зависимости:

а) температура насыщения (при $P_S = 20$ бар):

$$T_S = -1750,8260 + 2,4521602 \cdot i_S'' - 0,00093180731 \cdot (i_S'')^2 + 0,12099516 \cdot 10^{-6} \cdot (i_S'')^3 \quad (1)$$

При расчетах по формуле (1) максимальная погрешность 0,11%, средняя погрешность - 0,06 %.

$$T_S = -1677,0105 + 10,395355 \cdot i_S' - 0,021394661 \cdot (i_S')^2 + 0,22181365 \cdot (i_S')^3 - 0,11397303 \cdot 10^{-7} \cdot (i_S')^4 + 0,2322271 \cdot 10^{-11} \cdot (i_S')^5, \quad (2)$$

При расчетах по формуле (2) максимальная погрешность - 1,6 %, средняя погрешность - 0,15 %.

Современные методики термодинамического расчета [2] используют в зависимости температуры насыщения ВАР от концентрации жидкого раствора и паровой смеси (при $P = 2,0$ МПа), К:

$$T_S = 491,58293 - 374,5972 \cdot \xi' + 270,62911 \cdot (\xi')^2 - 65,307543 \cdot (\xi')^3, \quad (3)$$

Максимальная погрешность расчетов по формуле (3) - 0,074 %, средняя погрешность - 0,019 %.

$$T_S = 1968,9238 - 13690,266 \cdot \xi' + 48177,521 \cdot (\xi')^2 - 81997,187 \cdot (\xi')^3 - 67391,833 \cdot (\xi')^4 - 21514,637 \cdot (\xi')^5 \quad (4)$$

Максимальная погрешность расчетов по формуле (4) – 1,32 %, средняя погрешность – 0,32 %.

б) давление насыщения ВАР в зависимости от температуры насыщения (К) и массовой концентрации жидкого раствора, МПа:

$$P_S = -10,573925 + 0,099490827 \cdot T_S - 0,31232795 \cdot 10^{-3} \cdot T_S^2 + 0,32805176 \cdot 10^{-6} \cdot T_S^3 + 5,1220974 \cdot \xi' + 0,015941003 \cdot T_S \cdot \xi' - 0,27369379 \cdot \xi' \cdot T_S^2 + 0,53942343 \cdot \xi' \cdot T_S^3 - 10,679055 \cdot (\xi')^2 + 0,121644821 \cdot (\xi')^2 \cdot T_S - 0,56511629 \cdot 10^{-3} \cdot (\xi')^2 \cdot T_S^2 + 0,97729372 \cdot 10^{-6} \cdot (\xi')^2 \cdot T_S^3 \quad (5)$$

В диапазоне давлений 0,02 МПа – 0,2 МПа максимальная погрешность расчетов по формуле (5) – 3,1 %, средняя погрешность – 0,4 %;

в) концентрация жидкого раствора в диапазоне реализации режимных параметров АХА ($P_S = 2,0$ МПа):

$$\xi' = -407,71166 + 806248,5 \cdot T_S - 0,6372714 \cdot 10^9 \cdot T_S^2 + 0,25152291 \cdot 10^{12} \cdot T_S^3 - 0,49547539 \cdot 10^{14} \cdot T_S^4 + 0,3898860 \cdot 10^{-16} \cdot T_S^5 \quad (6)$$

Максимальная погрешность расчетов по формуле (6) – 4,28 %, средняя погрешность – 0,71 %;

г) удельная энтальпия жидкого ВАР в диапазоне рабочих концентраций, кДж/кг:

$$i_S = -1420,0085 + 8,4353449 \cdot T_S - 0,0064670318 \cdot T_S^2 + 3973,5503 \cdot \xi' - 32,203334 \cdot \xi' \cdot T_S + 0,052372586 \cdot \xi' \cdot T_S^2 - 4614,2350 \cdot (\xi')^2 + 34,299769 \cdot (\xi')^2 \cdot T_S - 0,051458103 \cdot (\xi')^2 \cdot T_S^2 \quad (7)$$

Максимальная погрешность расчетов по формуле (7) – 4,26 %, средняя погрешность – 0,14 %.

Список литературных источников:

1. Справочник свойства веществ. Холодильная техника [Текст] / С. Н. Богданов, С. И. Бурцев, О. П. Иванов, А. В. Куприянова ; Санкт-Петербургская акад. наук, академия холода и пищевых технол. – 4-е изд., испр. и доп. СПб. : СПбГАХИПТ, 1999. – 320 с.

2. Sun, D. W. Computer Simulation and Optimization of Ammonia-Water Absorption Refrigeration Systems, [Text] / D. W. Sun // Energy Sources, 17, (3), 1997. – P. 211-221.

Научный руководитель: Титлов А.С., д.т.н., проф., зав. кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ОНАИПТ

СИСТЕМА ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ СУПЕРМАРКЕТА. ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫЕ РАБОЧИЕ ТЕЛА

Закиряев В.В., Ергашев П.С., студенты ИХКЭ ОНАИПТ, г. Одесса

Рассматривая энергопотребление зданиями и сооружениями, можно отметить, что на супермаркеты приходится 3%-4% от общего энергопотребления в странах Европы и США, исходя из анализа проведенного как Орфелиноми Марчио в 1997, так и Тассоу в 2011. От

35% до 50% от общего энергопотребления идет на холодильные установки. Использование холодильных агентов с потенциалом глобального потепления выше требуемого - 30% приходится на супермаркеты. Состояние этого вопроса в Украине находится на более низком уровне. Как следствие супермаркеты нуждаются в энергоэффективном холодильном оборудовании, работающем на рабочих веществах с низким или нулевым потенциалом глобального потепления и озоноразрушающим потенциалом.

Если рассмотреть требования к системе холодоснабжения супермаркетов, то нам необходимы два температурных уровня, т.е. для охлажденной и замороженной продукции – это +3°C и -18°C. Для подобных систем с большой разницей между температурами испарения и конденсации, предпочтительно использовать каскадную систему или двухступенчатую, что позволит удовлетворить требования поставленные к системе.

Если рассмотрим использование R744 для супермаркетов, то можно отметить, что рабочее вещество использовано в системах непрямого охлаждения для получения низких температур. Применено в каскадной системе с R404A на высокой ступени. На основании полученного опыта в использовании CO₂ в системах холодоснабжения супермаркетов, для снижения энергопотребления в настоящее время применяется транскритическое системное решение, с параллельным сжатием или бустерные системы. Транскритические углекислотные бустерные системы являются последней разработкой специалистов в качестве систем холодоснабжения для супермаркетов и широко применяются в Скандинавии. Упрощенное схемное решение транскритической углекислотной бустерной системы представлено на Рис.1. Абсорбированное тепло отводится от газового охладителя или конденсатора и может быть утилизировано и направлено на систему отопления.

Если модифицировать систему работающую на R410A, аппаратная часть может оставаться без изменений по большей части. Компрессор нижней ступени, который может работать на CO₂ используется для низких температур. Компрессор высокой ступени, работающий на гидрофтор-углеродах, аммиаке используется для средних температур. Теплообменник можно использовать как пластинчатый так и кожухотрубный, используемый для R410A. Ресивер, ТРВ, испарители подходят, используемые для R410A. Конденсатор можно использовать воздушного охлаждения, мультивентиляторный, оребренный.

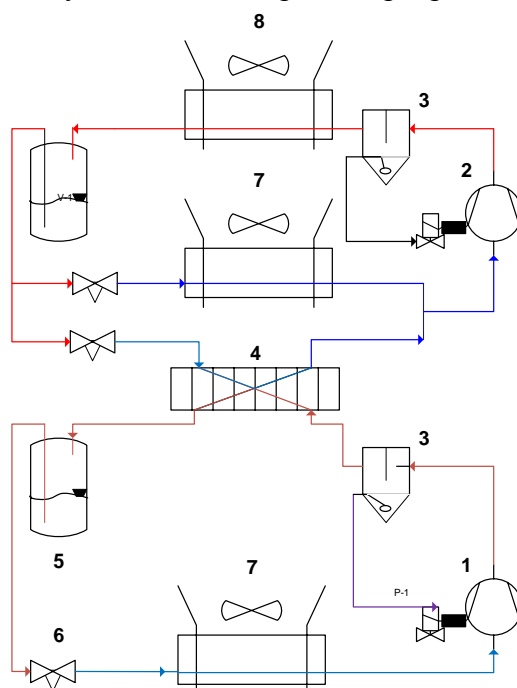


Рис.1 Транскритическая углекислотная бустерная система:

1. Компрессор нижней ступени; 2. Компрессор верхней ступени; 3. Маслоотделитель с системой возврата масла; 4. Каскадный теплообменник;
5. Ресивер; 6. ТРВ; 7. Испаритель; 8. Газоохладитель.

Последние 15 лет системные решения для производств на R744 приняты обществом как экологически безопасные, исходя из низкого потенциала глобального потепления рабочего вещества, что в свою очередь снижает техногенное влияние на окружающую среду. За историю использования систем холодоснабжения на R744 для супермаркетов, разработаны решения, применяемые для мест с холодным и жарким климатом: системы непрямого охлаждения, каскадные, транскритические системы с параллельным сжатием и бустерные. Разработанные для жаркого климата каскадные системы на R744 на низкой ступени, и с использованием рабочего вещества с низким потенциалом глобального потепления для средних температур можно принять как энергоэффективное решение. Систему холодоснабжения, работающую на R744 можно в дальнейшем модифицировать, утилизировать отработанное тепло, одновременно производить тепло и холод, что в свою очередь приведёт к существенному снижению выбросов в окружающую среду. R744 – рабочее вещество будущего, с помощью которого можно решать задачи, направленные на снижение техногенного влияния на окружающую среду.

Научный руководитель: Яковлева О.Ю., к.т.н., ст.преп. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ОЗОНОРАЗРУШАЮЩИЕ ВЕЩЕСТВА И ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫЕ АЛЬТЕРНАТИВЫ

Паскаль А.А., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Обострение глобального экологического кризиса связано с демографическим взрывом и необходимостью удовлетворения растущих материальных потребностей людей, что обуславливает расширение масштабов хозяйственной деятельности и приводит к увеличению антропогенной нагрузки на окружающую среду. Как следствие, обостряются проблемы загрязнения окружающей среды, изменения климата, разрушения стратосферного озона, истощаются природные ресурсы планеты, увеличивается число техногенных катастроф. В связи с этим энергоэффективные технологии, рациональное природопользование, экологическая безопасность приобрели большую актуальность [1].

Все это находит отражение в технологических системах создаваемого оборудования, в том числе и в развитии техники низких температур. Доля электроэнергии, потребляемой холодильными системами в энергобалансе стран с развитой экономикой, составляет более 15 %, а по мировому сообществу – 13 %, поэтому целью данной работы является повышение энергетических показателей холодильных машин и экологическая безопасность создаваемого оборудования.

Возможные пути достижения цели:

1. Применение природных экологически безопасных хладагентов;
2. Сокращение удельной заправки системы хладагентом;
3. Совершенствование компрессоров и теплообменных аппаратов;
4. Создание совершенных систем регулирования.

Разработка, поиск новых хладагентов является актуальной задачей для холодильной техники. Перспективным является использование экологически безопасных хладагентов, таких как аммиак (R717), диоксид углерода (R744), пропан (R290), циклопентан [2]. Однако эти хладагенты не покрывают необходимый диапазон мощностей и температур охлаждения, поэтому остается необходимость в искусственных хладагентах. В последнее время активно развивается направление создания теплообменных аппаратов с микроканалами (гидравлический диаметр канала от 0,5 до 1,0 мм). Применение таких конденсаторов для фреоновых холодильных

машин с воздушным охлаждением позволяет сократить заправку системы хладагентом на 20 %, повысить холодильный коэффициент агрегатов приблизительно на 4 %. Применение аммиачных конденсаторов и испарителей с микроканалами позволит намного больше сократить удельную заправку системы хладагентом.

Энергетические показатели также можно повысить совершенствованием основных элементов холодильного оборудования, применением современных средств регулирования и автоматизации.

Перспективным для холодильной техники является применение волновых компрессоров (для большой производительности холода) и линейных поршневых компрессоров (для малой). Ведущую роль также будет играть разработка для компрессоров совершенных двигателей и систем регулирования, такие как инверторное регулирование, обеспечивающее до 30 % экономии электроэнергии при работе компрессора на различных режимах. Решению данной проблемы также способствует сокращение заправки хладагента в систему [3]. Таким образом, широкое применение микроканальных теплообменников в холодильных системах, работающих на природных хладагентах, позволит улучшить их технические, экономические и экологические характеристики, такие как компактность, энергоэффективность, сокращение заправки рабочего вещества, озонобезопасность, снижение GWP (Global Warming Potential).

Литература:

1. Криминология: Контроль и противодействие экологической преступности.- СПб.: Изд. Р. Асланова «Пресс», 2006.- 342 с.
2. Contribution of Working Group II to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change/[M.L. Parry, O.F. Canziani, J.P. Palutikof Eds.]//Cambridge University Press.- Cambridge, UK, 2007.- 976 pp.
3. Энергоэффективность и экологическая безопасность техники низких температур / [Д.М. Ховалыг, К.М. Синицина, А.В. Бараненко и др.]// Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование», 2014. -№ 1.[Электронный ресурс]: <http://www.refrigeration.ihbt.ifmo.ru/>

Научный руководитель: Дементьева Т.Ю., к.т.н., ст. преп. кафедры компрессоров и пневмоагрегатов ОНАИТ

СМЕСИ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ КАК ЗАМЕНА ФРЕОНАМ

Терещенко Р.В., аспирант ИХКЭ ОНАИТ, г. Одесса

Холодильная и климатическая техника полностью зависят от решений мирового сообщества по хладагентам. Последнее десятилетие уже сменилось несколько поколений холодильных агентов, что поставило перед проектировщиками рабочих веществ задачу переориентации основных критериев в сторону экологической безопасности, термодинамической эффективности и способность обеспечить безопасность эксплуатации холодильных установок.

Экологические критерии сегодня формулируются следующим образом :

1. необходимый уровень безопасности должен быть гарантирован при использовании воспламеняющихся или токсичных хладагентов;
2. концепция общего эквивалента теплового воздействия -TEWI (Total Equivalent Warming Impact) должна использоваться при сопоставлении альтернативных техноло-

гий при вычислении общего потребления энергии;

3. смазочные масла должны быть биологически разложимыми;

4. новые технологии могут быть восприняты при условии простоты их адаптации и эксплуатации.

Основным методом перехода от современных галогензамещённых углеводородов к экологически безопасным рабочим веществам является возвращение к использованию природных хладагентов (аммиака, углеводородов, углекислого газа, воды и воздуха), которые существуют в природе и не оказывают отрицательное воздействие на окружающую среду.

На пути перехода холодильных установок от синтетических фреонов к природным рабочим телам стоят потери в энергоэффективности, снижение безопасности использования, недостаток квалифицированного персонала, большие затраты на замену оборудования, а также связанные с этим эксплуатационные трудности. Чтобы избежать или снизить число негативных факторов при замене хладагентов предлагается использовать различные смеси холодильных агентов на базе природных рабочих веществ, которые применяются по процедуре 'drop-in', где требуется только изменение вида рабочего тела. Также применение смесей холодильных агентов позволяет увеличить холодопроизводительность, уменьшить негативные эксплуатационные факторы, снизить агентоёмкость системы.

Разработаны различные варианты смесей на основе природных рабочих тел, среди них:

- на основе аммиака: R717/R152, R717/R218, R717/R290, R717/RC318, R717/R600, R717/R600a

- на основе углеводородов: R170/R600, R170/R600a, R170/R290, R290/R600, R600/R600a

- на основе диоксида углерода: R744/R170, R744/R290, R744/R600, R744/R600a

На основе литературного анализа можно сделать вывод, что целенаправленная модификация озонобезопасных хладагентов на основе природных компонентов является действенным средством создания нового класса альтернативных азеотропных рабочих тел в холодильной технике, которые позволяют минимизировать потери эксергии между объектом охлаждения и рабочим телом по сравнению с переходными альтернативными многокомпонентными хладагентами искусственного происхождения.

Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., зав. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

NATURAL REFRIGERANTS AND ENERGY EFFICIENCY IMPROVEMENTS FOR LPG CARRIER REFRIGERATION PLANT

Bedrosov V.O., master of FLTT, (ONAFТ, Odessa)

Climate change is global environmental problem now. The Montreal Protocol and the Kyoto Protocol are agreements directed to protect Earth's atmosphere from the adverse effects of human actions. It is a challenge to reduce emissions of halogens. In process of human activities hazardous elements are released to the atmosphere and reach ozone layer. As a result of chemical reactions with halogens depletion of the earth's ozone layer are occurred.

Until recently, R-22 had been the commonly used refrigerant for refrigeration systems because of its desirable thermodynamic properties. The phasing-out of HCFCs forced research into alternative refrigerants for refrigeration plants. Candidates are the HFCs: R407C, R134a, etc. with a high Global Warming Potential and the "natural" working fluids R717, R290 and R744. CO₂ has the advantage that it is a safety refrigerant with no GWP.

It is proposed to transfer the refrigeration system for petroleum gas recondensation from R22 to R717. Cascade refrigeration system thermodynamic analysis is performed for to cooling capacity -

6000 kW for secondary liquefying petroleum gases recondensation, evaporating during transportation process at the required temperature level - 30 °C for refrigerants: R22, R134a, R407a, R717. Some of the parameters are presented in table 1.

Table 1

Refrigeration system analysis results

q_0 —the specific cooling capacity (on 1 kg substance)	M_a —the mass consumption	N_e —the effective power of compressors	$\dot{\eta}_{tp}$ – the degrees of thermodynamic perfection
R717 = 1300 κJ/kg	R717 = 4,6 kg/sec	R717 = 5620 κW	R717 = 32 %
R22 = 220 κJ/kg	R22 = 34.8 kg/sec	R22 = 7353 κW	R22 = 24 %
R134a = 210 κJ/kg	R134a = 36,4 kg/sec	R134a = 7427 κW	R134a = 23 %
R407a = 210 κJ/kg	R407a = 28,5 kg/sec	R407a = 5637 κW	R407a = 32 %

Figure 1 shows coefficient of performance dependence (COP) from boiling temperature t_0 for following refrigerants: R22, R134a, R407a, R717.

$$COP = q_0 / W \quad (1)$$

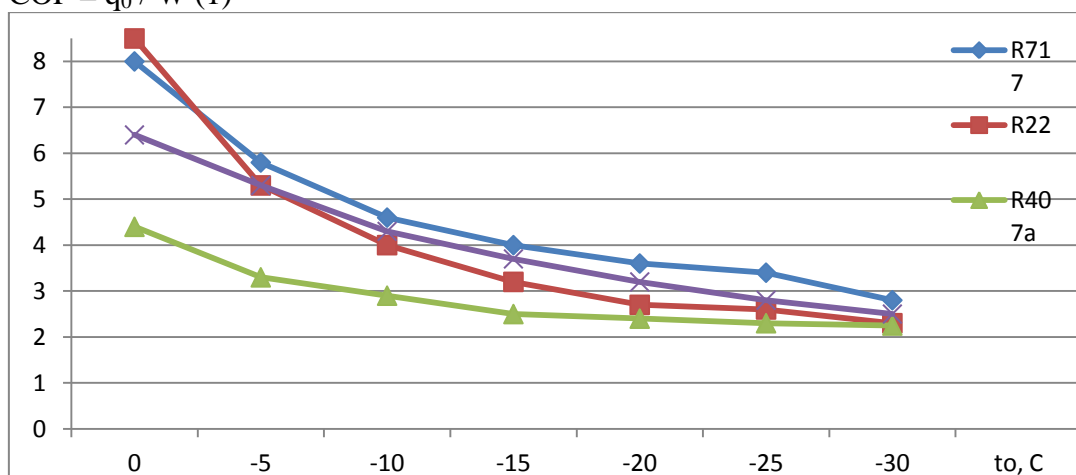


Fig.1 Coefficient of performance at evaporate temperature

Conclusion: Putting attention on Emissions and Efficiency is most important to doing what's right both for business and the environment. Modern refrigerant should have low ozone depletion potential, low global warming potential, and high operating efficiency, short atmospheric life and low leakage rates. Natural working substances, R717 in particular, are environmentally safe as well as overcome CFCs according with thermo-physical properties, and even those working substances such as R407A, which could be compared to R717 by electricity consumption and the thermodynamic grade, could not compete by flow rate, according with system capacity, because of 25 times more expensive than the R717 which significantly increase capital costs.

REFERENCES

1. V.A. Zagoruiko, A.A. Golikov. Ship refrigeration technique. Kiev. 2000
2. Natural Refrigerants. Sustainable Ozone- and Climate – Friendly Alternatives to HCFC's. Druckerei Hassmüller, Frankfurt Eschborn, 2008

Scientific advisers: Mykhilo Khmelniuk, Olga Yakovleva, (ONAF, Odessa)

СЕКЦІЯ №7 – “ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ”

ПЕРСПЕКТИВНІ РІШЕННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ОБРОБКИ ХАРЧОВОЇ СИРОВИНИ

Шкарубський Д.О., студент ФОТС ХДУХТ, м. Харків

Однієї з основних завдань у технології консервування на сьогоднішній день є вдосконалення обробки харчової сировини низькотемпературними середовищами з метою одержання напівфабрикатів із тривалим терміном зберігання та високими споживчими й виробничими якістьми.

Кріогенне заморожування на сьогоднішній момент є одним з найбільш ефективних способів консервування харчової сировини низькотемпературними середовищами.

Низька температура холодоагентів забезпечує швидке проходження продуктом зони критичних температур і утворення мікрокристалічної структури замерзлої клітинної рідини. У результаті ушкодження кліток м'язової тканини кристалами льоду виявляється мінімальним, що приводить до невеликих втрат клітинної рідини при розморожуванні продукту. Крім того, через різке зниження температури істотно зменшується мікробіологічне обсіменіння продукту.

Рентабельність кріогенного заморожування значною мірою залежить від ціни продукту та ціни холодоагенту. Найбільш широко для кріогенного заморожування застосовують рідкий азот і двоокис вуглецю.

Для зниження собівартості кінцевого продукту та підвищення його, якісних і органолептичних характеристик кріогенний спосіб заморожування, можливо, застосовувати як попередню обробку продукту перед заморожуванням його традиційними способами. Така обробка особливо ефективна при заморожуванні продуктів з ніжною консистенцією, що має липку поверхню. Застосування кріогенного заморожування як попередня обробка дозволяє підморозити продукт із утворенням поверхневої шкоринки, це перешкоджає злипанню окремих екземплярів при наступному доморожуванні в апаратах традиційного типу.

Прикладом такого використання кріогенного заморожування є установка Crustflow P-Tunnel. Вона являє собою тунель, усередині якого рухається конвеєр. На стрічку конвеєра наносять шар рідкого азоту, у результаті чого продукт до неї не прилипає; зверху продукт зрошують рідким азотом. Рідкий азот, що не випарувався, проходить через стрічку конвеєра та спеціальним насосом подається знову в тунель. На продукті, підданому кріообробці, по всій поверхні утворюється шкоринка, але внутрішні шари залишаються незамороженими. Продуктивність Crustflow P-Tunnel коливається від 0,5 до 2,5 т/год залежно від виду продукту; тривалість обробки становить від 0,5 до 2 хв.

Кріоустановки, призначені для поверхневого підморозування продуктів, конструктивно виконані у вигляді модулів, які можливо встановлювати перед традиційними морозильними апаратами.

Новим напрямком у технології заморожування є обробка харчових продуктів в умовах підвищеного тиску. У цьому випадку зменшується ймовірність утворення зон з малоефективним теплообміном, які можуть виникати при заморожуванні продукту при атмосферному тиску. Тривалість процесу заморожування харчової сировини при підвищеному тиску повітря до 0,6...0,7 МПа значно скорочується й відповідно істотно знижуються втрати від усухи.

Протягом останніх 10 років спостерігається відродження інтересу до обробки харчових продуктів під високим ізостатичним тиском (ВІТ).

У цей час цей напрямок обробки одержав розвиток у Японії та у ряді європейських країн. Якщо раніше було встановлено сильну інгібіруючу дію ВІТ на розвиток мікрофлори, то в цей час дослідження спрямовані на можливість інактивації ферментів, а також на розробку способу пастеризації та стерилізації продуктів при низьких температурах.

Установлено, що обробка харчових продуктів ВІТ при кімнатній температурі приводить до інактивації мікроорганізмів і денатурації білка, але при цьому зберігаються вітаміни, а також аромат, смак і колір продукту.

Застосування ВІТ розглядається як новий вид обробки харчових продуктів, у тому числі м'яса наземних тварин і морепродуктів. Сильна інгібіруюча дія, яку створює ВІТ на мікрофлору й ферменти продуктів, дозволяє внести деякі корективи в режими обробки й зберігання їхніми традиційними способами, зокрема, це може відноситися до застосування більш м'яких режимів при виробництві й зберіганні мороженої продукції. Однак більшість робіт із практичного використання ВІТ перебувають поки в стадії лабораторних досліджень.

Науковий керівник: Петренко О. В., к.т.н., доц. кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПРОЦЕСУ ЗАМОРОЖУВАННЯ МЛИНЦІВ З НАЧИНКОЮ

Галицин О.К., студент ФОТС ХДУХТ, м. Харків

Використання шокового заморожування для різноманітних напівфабрикатів дозволяє проводити консервацію в кілька разів швидше в порівнянні із традиційним заморожуванням, що дозволяє заощаджувати не тільки час і електроенергію, але й зберегти цінні вітаміни, білок і амінокислоти, а також знизити втрати маси.

Заморожені млинчики випускаються з різними начинками та відносяться до одних із самих популярних харчових напівфабрикатів для швидкого готування блюд. Їх досить часто купують кінцеві споживачі та заклади харчування різного формату та потужності.

На якість заморожених млинчиків впливають: вихідна сировина, технологія приготування та швидкість заморожування. Шокове заморожування млинчиків дозволяє не тільки зберегти харчову та біологічну цінність тривалий час із дотриманням сучасних вимог гігієнічної безпеки але й зберегти товарний вид продукту. Тісто, просочуючись соком начинки, починає темніти, і виріб здобуває непривабливий вид. Крім того, при швидкому заморожуванні припиняються біохімічні процеси та розвиток мікроорганізмів, що дуже актуально для млинчиків з начинкою, особливо з м'ясною та сирною.

Для того щоб зберегти органолептичні показники, якість, продовжити строк зберігання продукту, а так само поліпшити енергетичні показники виробництва, необхідно правильно підбирати та здійснювати режим заморожування продукту.

На сьогоднішній день для визначення часу заморожування продуктів використовують формулу Планка, яка рекомендована Міжнародним інститутом холоду

$$\tau_0 = \frac{\Delta i}{2\Delta t} \rho_3 \left(\frac{l_3}{A\alpha} + \frac{l_3^2}{B\lambda_3} \right), \quad (1)$$

де Δi – різниця ентальпій продукту при початковій t_0 та кінцевій t_k температурі, кДж/(кг·К), $\Delta i = i_0 - i_k$;

Δt – різниця температур між криоскопічною температурою продукту $t_{кр}$ та температурою охолоджуючого середовища $t_{о.с}$, °С, $\Delta t = t_{кр} - t_{о.с}$;

ρ_3 – густина замороженого продукту, кг/м³;

l_3 – товщина продукту в замороженому стані (обмірювана в термічному центрі тіла), м;

α – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні продукту до охолоджуючого середовища, Вт/(м²·К);

λ_3 – коефіцієнт теплопровідності продукту в замороженому стані, Вт/(м·К).

A та B – коефіцієнти залежні від форми тіла, що заморожується.

Але млинці з начинкою є неоднорідною багат шаровою структурою, тому визначення часу заморожування за формулою 1 є складною задачею. Для визначення часу подморожування шару певної товщини можна скористатися модифікованою формулою Планка:

$$\tau(\Delta) = \frac{\Phi \cdot R^2 \cdot \rho \cdot q \cdot \omega}{\lambda \cdot (t_{кр} - t_{хл})} \cdot \left[\left(\frac{1}{Bi} + \frac{\Phi}{2 \cdot \Phi - 1} \right) \left(1 - \left(1 - \frac{\Delta}{R} \right)^{\frac{1}{\Phi}} \right) - \frac{1 - \left(1 - \frac{\Delta}{R} \right)^2}{2 \cdot (2 \cdot \Phi - 1)} \right], \quad (2)$$

де Δ – товщина шару, що підморожується, м;

Φ – коефіцієнт форми продукту.

R – характерний розмір продукту, м;

ρ – густина продукту, кг/м³;

$q = 3,3 \cdot 10^5$ Дж/кг – питома теплота кристалізації води;

w – вологовміст води в тілі, кг вологи/кг;

λ_3 – теплопровідність замороженої частини продукту, Вт/(м·К);

$t_{кр}$ – криоскопічна температура продукту, °С;

$t_{хл}$ – температура холодоносія, яка окружає продукт, °С;

Bi – число Біо.

Тривалість заморожування двошарового тіла (пельмені, млинці, плоди з товстою шкіркою) можливо визначити за формулою:

$$\tau_0 = \frac{\Phi \cdot R_2 \cdot \rho_2 \cdot q_2 \cdot \omega_2}{(t_{кр2} - t_{хл})} \cdot \left\{ \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\Phi \cdot R_2}{\lambda_2 (2\Phi - 1)} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^{\frac{1}{\Phi}} \right) - \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 \cdot (2 \cdot \Phi - 1) \lambda_2 R_2} \right\} +$$

$$+ \frac{\Phi \cdot R_1 \cdot \rho_1 \cdot q_1 \cdot \omega_1}{(t_{кр1} - t_{хл})} \cdot \left\{ \frac{R_1}{2\lambda_1} + \frac{R_1^{\frac{1}{\Phi}-1}}{\alpha R_2^{\frac{1}{\Phi}-1}} + \frac{\Phi \cdot R_1^{\frac{1}{\Phi}-1} \left(R_2^{2-\frac{1}{\Phi}} - R_1^{2-\frac{1}{\Phi}} \right)}{(2 \cdot \Phi - 1) \cdot \lambda_2} \right\} \quad (3)$$

де $q_1, \rho_1, w_1, \lambda_1, t_{кр1}$ – теплофізичні властивості внутрішнього шару (начинки);

$q_2, \rho_2, w_2, \lambda_2, t_{кр2}$ – теплофізичні властивості зовнішнього шару (тіста).

При використанні даного методу необхідно приймати наступні допущення: 1. У замороженій частині теплоємність продукту дорівнює нулю. 2. Льодоутворення в продукті відбувається при постійній температурі (криоскопічній). 3. Теплофізичні властивості замороженої частини не залежать від температури. 4. Перед початком заморожування тіло охолоджене до криоскопічної температури. 5. Температура охолоджуючого середовища та коефіцієнт тепловіддачі постійні протягом усього процесу.

Науковий керівник: Петренко О. В., к.т.н., доц. кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ

ДОЛГОСРОЧНОЕ ХРАНЕНИЕ ПЛОДОВООВОЩНОГО СЫРЬЯ В ХОЛОДИЛЬНЫХ ТЕРМИНАЛАХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕГУЛИРУЕМОЙ ГАЗОВОЙ СРЕДЫ

Витульский А.К., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Продукты питания растительного происхождения занимают весомый сегмент рынка и определяют устойчивое развитие экономики и страны в целом. Украинские аграрии производят фрукты и овощи в количестве, превышающем доступные объемы холодильных мощностей. Потери при традиционном холодильном хранении достигают в отдельных случаях до 40%. Следует заметить также, что существующие крупные среднетемпературные холодильники давно морально и физически устарели.

Технология хранения продуктов растительного происхождения в регулируемой газовой среде (РГС) известна достаточно давно и позволяет существенно повысить сроки хранения. Данная технология основывается на уменьшении присутствия кислорода в объеме холодильной камеры, что приводит к снижению интенсивности "дыхания" плодов и овощей, торможению процесса окисдации продукта. Поддержание требуемой постоянной концентрации газовой среды обеспечивается за счет применения современных газоанализаторов и системы автоматического регулирования. Оптимальный газовый состав в холодильной камере подбирается индивидуально для каждого вида растительного сырья. Согласно результатам исследований применение РГС также позволяет бороться с развитием физиологических и грибковых заболеваний хранимых продуктов (в среднем на 20-25%). Особенно это актуально при хранении фруктов и овощей в таре большого объема (например, ящики для яблок по 300-500 кг). Необходимый газовый состав в холодильных камерах обеспечивают природным биологическим путем (в результате дыхания плодов) или генерируется искусственно путем введения в камеру специально подготовленных газовых смесей или отдельных компонентов.

Существующие технологии искусственного создания газовой среды при хранении плодовоовощного сырья:

- технология быстрого снижения концентрации кислорода - RCA (Rapid Controlled Atmosphere);
- сверхбыстрое снижение уровня кислорода в камере за короткий промежуток времени - ILOS (Initial Low Oxygen Stress);
- технология снижения уровня этилена в камере - LECA (Low Ethylene Controlled Atmosphere);
- технология шоковой обработки углекислым газом, с повышенным (до 30%) содержанием CO_2 - CO_2 shock treatment;
- поддержание режима хранения в зависимости от физиологического состояния плодов - DCA (Dynamic controlled atmosphere).

Выбор оптимальной технологии создания газовой среды определяется ассортиментом грузов поступающих на холодильное хранение и уровнем технической оснащенности хранилища. Заметим, что в последнее время наблюдается повышенный интерес к технологии DCA (Dynamic controlled atmosphere), прирост использования которой в европейских странах составляет более 40% в год. Использование DCA позволяет также отказаться от обработки плодов после сбора химическими веществами (например, дифениламином) и предоставляет возможность контролировать качество продукта в процессе хранения для создания идеальных условий.

Для создания РГС на холодильнике используется целый комплекс оборудования (генератор азота; адсорбер CO_2 , SO_2 , этилена; каталитические преобразователи; анализаторы; увлажнители), холодильные камеры должны быть обязательно герметичны. Оборудование системы РГС располагается в отдельном помещении хранилища, обеспечивая устойчивую долгосрочную работу системы и легкость проведения разгрузочно-погрузочных работ, ремонта оборудования.

Хранение продуктов растительного происхождения с использованием технологии РГС является весьма перспективным и экономически целесообразным. Например, использование системы РГС типа DCA позволяет срок хранения достаточно чувствительных яблок сорта McIntosh увеличить до 18 месяцев, сохраняя при этом их хорошее качество. Накопленный опыт проектирования и эксплуатации холодильников с РГС позволяет успешно реализовывать данную технологию на новых холодильных объектах, а также модернизировать уже существующие холодильники.

Научный руководитель: Стоянов П.Ф., к.т.н., ст. преп. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА БЫСТРОЗАМОРОЖЕННЫХ ПРОДУКТОВ РАСТИТЕЛЬНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ

Иванчук Я.П., магистрант, Сурмачевский М.В., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Потребность в свежих овощах и фруктах ощущается на протяжении всего года. Сезонность продуктов растительного происхождения сказывается на конечной стоимости продуктов питания данной категории. Одним из способов консервирования пищевых продуктов является замораживание, которое позволяет сгладить сезонность потребления, обогатить рацион необходимыми витаминами, минералами и микроэлементами, улучшить условия хранения и санитарно-гигиенические показатели. В первую очередь быстрозамороженные продукты растительного происхождения используются в пищевой промышленности при производстве таких популярных продуктов питания как йогурты, кондитерские изделия, соки. По данным исследований уровень потребления быстрозамороженной продукции в европейских странах достигает от 5 до 50 кг на душу населения.

Способы замораживания продуктов растительного происхождения подразделяется по виду теплообмена на конвективные, кондуктивные, испарительно-конденсационные и смешанные. Выбор конкретного способа замораживания продукции определяется свойствами пищевого продукта, необходимой скоростью проведения процесса заморозки и требуемым качеством получаемых замороженных продуктов.

Все более популярным продуктом в последнее время становятся различные овощные смеси, состав которых весьма разнообразен (например, смесь перца, томатов, цукини, моркови, лука, зеленого горошка, кукурузы и т.д.). Замораживание таких смесей зачастую проводится в современных скороморозильных флюидизационных аппаратах.

Для получения высококачественной быстрозамороженной продукции растительного происхождения важным является условие использования исходного сырья соответствующей степени зрелости и качества. Основные этапы подготовки сырья растительного происхождения к заморозке: инспекция, сортировка, калибровка, мойка, очистка, нарезка и в случае необходимости бланширование.

Обзор литературы и анализ результатов исследований показал, что обработка холодом может привести к растрескиванию плодов, ягод, поэтому к вопросу замораживания продуктов подходят программно. Например, виноград при замораживании предварительно охлаждают до температуры $0 \div 1$ °С, а затем только быстро замораживают при температуре -35 °С до заданной конечной температуры в центре продукта ($-18 \div -25$ °С). Максимальное образование кристаллов льда в плодах и овощах происходит при температуре от -2 до -8 °С. При условии быстрого прохождения данного интервала температур можно избежать значительного диффузионного распределения воды и образования крупных кристаллов в клетке продукта. При этом степень повреждения тканевых структур плодов и овощей при заморажива-

нии будет минимальна и зависит от размером кристаллов льда, физико-химических превращений, протекающих в тканях на молекулярном уровне.

Упаковка готовых быстрозамороженных продуктов заключительный, но не менее важный этап производства. Замороженные продукты расфасовывают в тару (как правило полиэтиленовую) и герметизируют. Для увеличения сроков хранения внутренний объем тары нередко заполняют инертным газом.

Научный руководитель: Лагутин А.Е., д.т.н., проф. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И УСТРОЙСТВ ДЛЯ ПЕРВИЧНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПРОДУКЦИИ ПРУДОВОГО РЫБОВОДСТВА.

Ромачевская В.И., магистрант ОНАПТ, г. Одесса

В настоящее время всё большее внимание уделяется качеству выпускаемой продукции, что влечет за собой повышение требований к качеству сырья и полуфабрикатов. Замораживание – один из наиболее прогрессивных способов консервирования, позволяющий максимально сохранить такой скоропортящийся продукт как рыба без значительных изменений первоначальных свойств. Необходимый эффект от замораживания как способа консервирования пищевых продуктов достигается после снижения температуры в них до минус 15÷20°С. К числу важнейших параметров холодильной обработки относится скорость замораживания.

Перспективным направлением рыбного хозяйства Украины является развитие прудового рыбоводства. Учитывая большие объемы и размеры рыбы, которые необходимо сохранить без существенного ухудшения качества и с минимальными потерями, при выборе способа замораживания предпочтение отдавалось способам, характеризующимся высокой скоростью.

Исследования последних лет показали экономическую и энергетическую эффективность контактного рассольного замораживания крупных пород рыб в растворе хлористого кальция. Этот способ является наиболее доступным для мелких прудовых хозяйств так как не требует дополнительных материальных затрат и специального оборудования. Скорость замораживания в растворе хлористого кальция в 8÷10 выше по сравнению с воздушным замораживанием. Несмотря на значительные преимущества, существенным недостатком контактного рассольного замораживания является просаливание тканей рыбы, снижающее продолжительность её последующего холодильного хранения и качество. Традиционно для предотвращения процесса диффузии ионов кальция рыбу предварительно упаковывают в полиэтиленовую плёнку, что требует специального оборудования и дополнительных материальных и трудовых затрат. Во многих странах усилия исследователей направлены на создание биологически инертных защитных покрытий, образуемых непосредственно на продукте. В связи с этим нами предложено защитное покрытие на основе природного биополимера – низкометоксилированного пектинсодержащего экстракта, полученного из свежих яблочных выжимок путём щелочного гидролиза. Степень этерификации пектинсодержащего экстракта в процессе щелочного гидролиза понижалась с 70 до 35 – 20%. Получение плёнки основано на способности низкометоксилированных пектиновых веществ в присутствии ионов кальция образовывать прочные студни. Молекулы пектина взаимодействуют между собой за счёт свободных карбоксильных групп, связываемых кальций-ионом в прочных каркас, который способен удерживать достаточно жидкости.

Исследовались влияние степени этерификации, концентрации пектиновых веществ, активной кислотности среды, концентрации ионов кальция на прочностные характеристики

пектиновых покрытий. Степень этерификации контролировали по длительности щелочного гидролиза, концентрацию пектиновых веществ - карбозольным методом, активную кислотность - с помощью рН-метра, прочность пектиновых покрытий – с помощью пенетрометра. Барьерные свойства плёнок с концентрацией пектина в растворе пектинсодержащего экстракта 1, 2, 3, 4% исследовали с помощью диализного стакана. Установлено, что минимум кальция проникает при использовании покрытий с концентрацией пектиновых веществ 3 и 4%. Причём, барьерные свойства плёнок с содержанием пектина 3 и 4% отличаются незначительно.

При замораживании рыбы в растворе хлористого кальция с использованием защитного пектинового покрытия (3 – 4% пектина) количество диффундирующего кальция в ткани рыбы уменьшается на 6,25 – 6,5% соответственно по сравнению с рыбой без покрытия. Использование лимонной кислоты позволяет снизить количество диффундирующего кальция ещё на 3 – 3,5%. Таким образом, проведенные исследования показали целесообразность применения пектиновых покрытий при контактном замораживании рыбы в растворе хлорида кальция и позволили определить условия их получения.

Сотрудниками ОНАПТ разработан автономный мобильный холодильный аппарат на базе АДХМ реализующий способ контактного замораживания рыбы в водном растворе хлорида кальция. На прицепе или в кузове грузового автомобиля устанавливаются у бортов две низкотемпературные камеры (НКТ) I типа «ларь». Высота таких камер соответствует высоте стандартной АДХМ производства ВЗХ-порядка 1м, ширина – длине транспортного средства, глубина варьируется в диапазоне 0,7 - 0,8 м. Работа АДХМ может осуществляться как от индивидуальных горелочных устройств так и от централизованной горелки с разводкой по холодильным агрегатам. Раствор хлористого кальция находится в ёмкостях, установленных в нижней части камер.

На первом этапе, который может длиться несколько суток, осуществляется охлаждение раствора хлористого кальция, где и происходит процесс её замораживания до температуры порядка минус 25°C. Теплота, отводимая в процессе замораживания, идёт на подогрев раствора хлористого кальция и плавление эвтектических растворов ХАП. Требуемая температура заморзания поддерживается балансом количества рыбной продукции, раствора хлористого кальция и ХАП.

После замораживания рыбная продукция может длительное время храниться в этих же камерах при температурах, не выше, минус 18°C. В этом случае АДХМ работает только в режиме компенсации теплопритоков из окружающей среды.

Научный руководитель: Герасим А.С., к.т.н., доц. кафедры технологии мяса, рыбы и морепродуктов ОНАПТ

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ХРАНЕНИЯ ЗЕРНА

Петушенко С.Н., аспирант ИХКЭ ОНАХТ, г. Одесса

Целью настоящего исследования является оценка перспектив применения различных типов холодильных машин для низкотемпературного хранения зерна.

При анализе рассмотрены стационарные и мобильные системы охлаждения.

Область применения стационарных холодильных машин – крупные элеваторы с длительным низкотемпературным хранением зерна, а мобильных – небольшие хранилища с кратковременным сроком хранения, в том числе и в местах заготовки.

Исходя из величины требуемой холодопроизводительности (не менее 5 кВт), перспективы применения в мобильных системах охлаждения зерна имеют парокомпрессионные холодильные машины (ПКХМ) и газовые (воздушные) холодильные машины (ГХМ). К преимуществам ГХМ относят отсутствие проблем с рабочим телом – воздух взрывопожаробезопасен и может подаваться непосредственно в охлаждаемое помещение. ГХМ просты в эксплуатации и не оказывают влияние на озоновый атмосферный слой. К недостаткам ГХМ относят значительные массогабаритные характеристики и низкую энергетическую эффективность при работе на температурном уровне минус 30 ... минус 20 °С. Так, например, при температуре минус 30 °С действительный холодильный коэффициент ПКХМ выше, чем ГХМ в 2,1-2,9 раза.

Проблемы использования ПКХМ в системах охлаждения зерна связаны с переходом на озонобезопасные рабочие тела – хладагенты.

В настоящее время предлагается целый спектр заменителей традиционного хладагента ПКХМ – R12, в том числе и природными, например, аммиака. Для определения перспектив использования традиционных и новых хладагентов в системах охлаждения в зерновых хозяйствах проведен термодинамический анализ циклов ПКХМ.

Расчет цикла ПКХМ проведен для следующих условий.

Температура кипения хладагентов принята с учетом оптимального уровня температур хранения зерна (5 °С и 10 °С), движущего температурного напора между зерном и охлажденным воздухом (10 °С) и перепада температур в типовом воздухоохладителе (10 °С), т.е. – минус 15 °С и минус 10 °С.

Температура конденсации хладагентов (40 °С) принята с учетом эксплуатации ПКХМ при температуре окружающей среды 32 °С и перепада температур в типовом воздушном конденсаторе (8...10 °С).

Перепад температур в регенеративном теплообменнике (РТО) принят 20 °С. В схеме холодильной машины с R717 РТО отсутствует.

Несмотря на то, что в настоящее время наибольшее распространение получили мобильные холодильные установки с парокомпрессионными холодильными агрегатами, определенные перспективы в стационарных системах охлаждения имеют и теплоиспользующие холодильные машины абсорбционного (АХМ) и парожеткторного (ПЭХМ) типа.

Электроэнергия в АХМ и ПЭХМ затрачивается только на привод перекачивающих, циркуляционных и рассольных насосов и в системах автоматики. В АХМ доля электроэнергии в суммарном подводе энергии составляет от 0,5 % (бромисто-литиевые установки) до 2,3 % (водоаммиачные). В ПЭХМ это значение составляет порядка 0,6 %.

Рассольные бромисто-литиевые АХМ обеспечивают охлаждение объектов от 6 до 12 °С с тепловым коэффициентом от 0,64 до 0,69.

Тепловой коэффициент серийных ПЭХМ в диапазоне температур охлаждения от плюс 4 до плюс 8 °С составляет 0,06 и 0,13, соответственно, холодопроизводительность изменяется от 350 кВт до 1150 кВт.

Для сравнения с теплоиспользующими холодильными машинами возьмем современную крупную аммиачную ПКХМ с компрессором П220.

В связи с тем, что во всех случаях имеют место энергозатраты на прокачку рассола и охлаждающей воды, будем учитывать только затраты механической энергии для производства искусственного холода: в ПКХМ – на привод компрессора; в теплоиспользующих – на привод перекачивающих насосов.

Холодильный коэффициент ПКХМ при температуре охлаждения (кипения) плюс 5 °С и температуре окружающей среды (конденсации хладагента) 30 °С составляет 7,5, холодопроизводительность – 650 кВт.

Расчеты показывают что, в ПКХМ затраты электроэнергии на производство единицы искусственного холода, например, 1 кВт, составляет 0,13 кВт; в бромистолитиевых АХМ – 0,008 кВт, водоаммиачных АХМ – 0,04 кВт; ПЭХМ – 0,1 кВт.

Эти результаты расчетов говорят о том, что при наличии бросовых источников тепловой энергии эксплуатационные затраты теплоиспользующих холодильных машин значительно ниже, чем у ПКХМ.

Следует также отметить, что в связи с ростом стоимости нового холодильного оборудования на базе ПКХМ на озонобезопасных хладагентах, применение дешевых экологически чистых теплоиспользующих аппаратов представляется перспективным уже в ближайшее время.

Научный руководитель: Титлов А.С., д.т.н., проф., зав. кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ОНАПТ

ДОСЛІДЖЕННЯ ШНЕКА-МІШАЛКИ ФРИЗЕРА ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ М'ЯКОГО МОРОЗИВА, ЗБАГАЧЕНОГО МОЛОЧНИМ БІЛКОМ

Семенюк С.П., магістрант ХДУХТ, м. Харків

Останнім часом в Україні з'явилася велика кількість різних рецептур сумішей для приготування м'якого морозива. Особливої уваги заслуговує збагачення сумішей для приготування м'якого морозива молочним білком, отриманим методом термокислотної коагуляції. У зв'язку із цим, виникає необхідність розробки нового обладнання, призначеного для приготування зазначеного продукту. Одним з питань, які необхідно вирішити при розробці фризера є вдосконалення робочого органа – шнека-мішалки.

Мішалка фризера переміщує заморожений шар суміші морозива, насичує цю масу повітрям для збільшення обсягу продукту й транспортує цю суміш до випускного пристрою.

Надійна робота фризера може бути забезпечена при точній установці мішалки в робочий циліндр фризера. Зазор між зовнішньою поверхнею лопаток мішалки й внутрішньою стінкою робочого циліндра повинен бути не занадто малим, оскільки такий зазор може привести до сточування внутрішньої поверхні робочого циліндра й появи задирок. Занадто великий зазор за рахунок його малої теплопровідності (повітря) знижує продуктивність апарата. Крім цього, як показали експериментальні дослідження, широко застосовувані мішалки у вигляді гвинтового шнека не забезпечують високих показників збитості, що особливо важливо для якості морозива. При готуванні м'якого морозива традиційні шнеки не забезпечують можливість приготування морозива з високими показниками якості готового продукту.

Для усунення зазначених недоліків був запропонований новий пристрій шнека-мішалки.

Всі деталі шнека-мішалки монтуються на валу. Для переміщення вихідної суміші від аератора до робочих лопаток служать лопатки, що подають. На валу шнека-мішалки встановлені робочі лопатки. Робочі лопатки шнека-мішалки забезпечують перемішування вихідної суміші й збивання її. Завдяки тому, що робочі лопатки встановлені на пружинах, забезпечується щільність прилягання лопаток до внутрішньої поверхні робочого циліндра.

Лопатки фіксуються за допомогою штифта. Через щільне прилягання лопаток шар суміші, який наморожується на внутрішній поверхні робочого циліндра увесь час видаляється. Допоміжні лопатки, розташовані на протилежному кінці вала, призначені для подачі готового продукту до випускного пристрою. При використанні запропонованого шнека-мішалки не пред'являються високі вимоги до точності установки. Крім цього, наявність фігурної вставки спрощує завдання установки шнека-мішалки в робочий циліндр.

У фризери із двома циліндрами шнек-мішалки повинні бути взаємозамінні. У нашому випадку при заміні шнек-мішалок не виникає ніяких проблем, зважаючи на те, що робочі

лопатки встановлені на пружинах, усуваються можливі неточності й перекоси при установці. Відпадає необхідність у маркуванні шнек-мішалок для установки в “свій” циліндр.

При вдосконаленні шнека-мішалки крім рішення питання про усунення зазору між лопатками й внутрішньою поверхнею робочого циліндра, необхідно було визначити раціональний кут установки робочих лопаток щодо осі шнек-мішалки. Для рішення цього завдання були виготовлені шнек-мішалки, у яких робочі лопатки встановлювалися під різними кутами від 0° до 75° із кроком 15° . Контроль м'якого морозива проводився по отриманій збитості готового продукту. Дослідження проводилися при використанні морозива з різним вмістом молочного білка. Вміст молочного білка становив 5 і 7%. Як контрольна суміш застосовувалася суміш для приготування традиційного вершкового морозива.

Аналізуючи отримані залежності, на них можна виділити діапазон кута установки робочих лопаток шнека-мішалки при якому збитість готового продукту виходить найбільш високою. Цей кут становить $10...15^{\circ}$. При такому куті установки збитість досягає максимальних значень для всіх видів морозива. Можна було б досліджувати шнек-мішалку більш докладно при зміні кута нахилу робочих лопаток у цьому діапазоні, але складність полягає у виготовленні шнеків-мішалок при зміні кута нахилу із кроком, наприклад, 2° . Це з однієї сторони. А, з іншого боку, як видно з результатів, збитість у цьому інтервалі зміни кута нахилу змінюється незначно. При нульовому куті установки робочих лопаток збитість для всіх видів морозива менше максимальних значень. Це можна пояснити тим, що при такому куті відсутня поздовжня складова сили й морозиво збивається менш інтенсивно. При збільшенні кута робочих лопаток, лопатки не перекривають всю довжину робочої частини циліндра, і збивання морозива відбувається не по всій довжині робочого циліндра.

При цьому збитість морозива починає падати, що й видно з отриманих експериментальних даних. Таким чином, можна зробити висновок, що при даному відношенні довжини робочого циліндра до його діаметра ($L/D=3,5$) раціональним кутом нахилу робочих лопаток шнека-мішалки є кут, що лежить у діапазоні $10...15^{\circ}$.

Апроксимація отриманих експериментальних даних проводилася за допомогою полінома четвертого ступеня з використанням математичного пакета MathCad фірми MathSoft Inc.

Запропонований шнек-мішалка застосовувався в дослідному зразку фризера для приготування м'якого морозива, збагаченого молочним білком. Результати його випробувань показали, що новий шнек забезпечує високу збитість готового продукту при готуванні не тільки м'якого морозива, збагаченого молочним білком, але й при готуванні різних видів морозива приготуєних з використанням традиційних рецептур. Запропонована конструкція шнека-мішалки при відповідній зміні розмірів може знайти широке застосування при виробництві різних фризерів.

Науковий керівник: Семенюк Д.П., к.т.н., проф. кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ

ОСОБЕННОСТИ ХРАНЕНИЯ ЦВЕТОЧНОЙ ПРОДУКЦИИ

Купченко Р., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Торговля цветами - бизнес вечный и беспроигрышный. Какой бы финансовый кризис ни сотрясал страну, праздники, дни рождения и свадьбы никто не отменит. А значит, цветы всегда будут пользоваться спросом.

Срезанные цветы являются хрупким товаром, полный срок их хранения при правильном температурном режиме составляет 20 дней.

Цветы розничные торговцы, в т.ч. и салоны цветов, берут у оптовых компаний.

Все эти компании не только импортируют цветы из Голландии, где находится крупнейшая в Европе оптовая цветочная биржа, но и выращивают продукцию в собственных теплицах. На сегодняшний день в Украину импортируется лишь 40% от общего объема рынка срезных цветов.

За это время дистрибьютору нужно успеть закупить цветы, а владельцу цветочного магазина, в свою очередь, реализовать их конечному покупателю. Поэтому, любая задержка в цепочке грозит цветочному бизнесу большими убытками.

Таким образом, грамотное планирование ассортимента, правильное хранение цветов поможет минимизировать затраты от испортившегося товара.

В работе рассмотрен оптовый склад по продаже цветов, как звено непрерывной цепи.

Оптовый склад располагается в раздельнянском районе Одесской области, который позволит обеспечивать цветами Одессу и одесскую область.

Склад состоит из трех камер хранения цветов и подсобных помещений.

В камерах предполагается хранить популярные и самые покупаемые цветы- это розы, гвоздики и хризантемы.

Для сохранения качества срезанных цветов необходимо быстрое охлаждение после сбора урожая, поддержание оптимальной температуры и относительной влажности в период хранения.

В срезанных цветах продолжаются все основные обменные процессы жизнедеятельности (испарение, дыхание). Чем активнее будут идти обменные процессы, тем быстрее цветок завянет и погибнет.

Так же важной особенностью хранения цветов является совместимость хранения в одном помещении. Некоторые продукты обмена одних цветов могут быть токсичны для других и ускоряют их увядание.

Гвоздики и розы совместимы только сами с собой. Хризантемы совместимы с тюльпанами.

Температурно-влажностные режимы хранения цветов также различны.

Особенности хранения цветов

Время от среза розы с куста до помещения ее в воду не должно превышать 30 минут. В противном случае происходит преждевременное увядание розы.

Для транспортировки срезанных роз в холодильную камеру применяют специальные ванны различных конструкций. После среза, розы в специальных вкладышах помещают в эти ванны с раствором специальных препаратов с температурой раствора 6-8⁰С.

По мере наполнения ванн, их отправляют в технологическую холодильную камеру с температурой 8⁰С и относительной влажностью воздуха 75-80% на «отпаивание» срезанных цветов.

В период «отпаивания» происходит торможение биологических процессов кроме того срезанные розы «накачивают» в себя раствор специальных препаратов, которые содержат антибактериальные вещества. После «отпаивания», которое продолжаться сутки, роза поступает на сортировку.

В процессе сортировки розы увязывают в «букеты» и упаковывают в специальную пленку.

Упакованные «букеты» помещают в специальные контейнеры для мокрого хранения.

Если розы импортирую из Голландии, то их укладывают в специальные коробки из парафинированного картона (сухое хранение).

Упакованные в контейнеры и коробки розы отправляют в охлаждаемый склад минимум на 6-8 часов. Температура хранения розы 2-4⁰С при относительной влажности воздуха не более 75-80%.

Далее, розу можно отправлять потребителю специальным транспортом.

Гвоздики и хризантемы проходят приблизительно похожий с розами процесс от момента среза до потребителя.

При длительном холодном хранении (0...1⁰С) гвоздик упаковочные пакеты плотно закрывают для лучшей изоляции цветов от внешней среды.

Колебания температуры в камерах хранения гвоздик недопустимы.

Наиболее эффективно хранение со ступенчатым температурным режимом, то есть постепенным переходом от пониженной температуры к комнатной. При этом цветы помещают в другую камеру с температурой до 10⁰С и относительной влажностью воздуха 70—90%.

Срезанные хризантемы хорошо хранятся при небольшой температуре – около +4 градусов. Без каких-либо ухищрений они могут сохраниться при такой температуре длительное время, а отрезанные бутоны держатся в таких условиях три недели. Хризантемы любят высокую влажность воздуха 80-90%.

Научный руководитель: Соколовская В.В., к.т.н., доц. кафедры криогенной техники ОНАПТ



УДК 637.5

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПОДБОРА ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ДЛЯ КАМЕР ОХЛАЖДЕНИЯ ПАРНОГО МЯСА

*Рябцев В.Ю., студент, Козаченко И.С., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса,
Желиба Т.А., ОНПУ ОПИ, г.Одесса*

В стабильно развивающемся рынке холодильного теплообменного оборудования производители ежегодно выпускают новые модификации моделей воздухоохладителей, оборудуя их как новыми конструкционными особенностями (компоновка трубного пучка, форма, шаг ребра и пр.), так и дополняя различными комплектующими (диффузоры, конфузоры, задвижки, рукава и т.д.). Каждое такое нововведение сужает область применения аппаратов и, зачастую, переводит их в разряд узкоспециализированных, что не всегда выгодно производителю. В связи с этим производитель позволяет конечному потребителю своей продукции самостоятельно определиться с выбором теплообменника, давая лишь общие рекомендации об области их применения, вместе с тем перекладывая на него и ответственность за правильность выбора модели.

В докладе рассмотрен частный случай технологических особенностей подбора воздухоохладителя для камер охлаждения парного не упакованного мяса в полутушах. Подбору модели теплообменника предшествовали этапы определения технологического регламента способа охлаждения и расчет тепловой нагрузки на аппарат. Их результатом стали исходные данные для подбора модели воздухоохладителя: температура и относительная влажность воздуха в холодильной камере, кратность его циркуляции, создаваемая скорость движения воздуха в камере на уровне бедренной части полутуш, продолжительность процесса холодильной обработки.

Процесс охлаждения полутуши свинины мясной без шкуры при быстром способе определяет следующие условия:

- температура воздуха в камере - минус 3⁰С;
- относительная влажность воздуха в камере - 90-95%;
- скорость воздуха у бедренной части полутуши - 0,8 м/с;
- время охлаждения 12 часов.

Из этого следует, что воздухоохладитель должен обеспечить 12 часов непрерывной работы при соблюдении заданных технологических параметров. Основным препятствием этому является оседание инея на теплообменной поверхности, что со временем приводит к полному перекрытию живого сечения прохода воздуха и резкому снижению холодопроизводительности аппарата. Вынужденная приостановка охлаждения для проведения оттаивания

иней приводит к нежелательному удлинению процесса, существенным колебаниям температуры в охлаждаемом объеме камеры, что неизбежно сказывается на качестве охлаждаемого продукта и производительности холодильника по переработке сырья.

Для корректного подбора воздухоохладителя для заданного технологического регламента следует рассматривать в комплексе его конструктивные особенности, расположение в камере, а также режим работы – перепады между температурами кипения холодильного агента и воздуха в камере. Так для корректного решения поставленной задачи холодильной технологии в рамках исследования для камеры охлаждения свинины в полутушах к воздухоохладителям докладчиками предъявлены следующие требования:

- Наличие переменного шага оребрения теплообменной секции по ходу движения воздуха. Увеличенное расстояние до 12-16 мм на первых рядах позволит протекать процессу выпадения влаги без критического уменьшения живого сечения аппарата в целом. Стандартный шаг в 8-10 мм на последующих рядах, позволит сохранить общие габариты аппарата;

- Использование коридорного пучка компоновки труб в теплообменнике, который в сравнении с шахматным, обладает большим перепадом температур по поверхности ребра, снижая разность между температурами воздуха и поверхности ламели, снизив, тем самым, интенсивность осушения воздуха;

- Потолочное расположение воздухоохладителей, что позволит обеспечить относительно равномерное распределение воздушного потока, а, следовательно, и температуры в объеме камеры;

- Наличие реверсного хода вентилятора. Это за счет перенаправления воздушного потока позволит совместить работу воздухоохладителя с проведением погрузочных работ в комфортных для работников камер условиях;

- Установку вентиляторов «на продув», т.е. перед теплообменной секцией по ходу движения воздуха.

Неотъемлемой частью качественного подбора воздухоохладителей является правильная их комплектация электронными терморегулирующими вентилями. Авторы доклада предлагают применить комплексное решение компании Danfoss. Электронный расширительный вентиль АКV, управляемый контроллером АК-СС 750 с комплектом необходимых датчиков температуры и давления, за счет минимизации перегрева паров хладагента и перепада температур между средами обменивающимися теплотой, обеспечивает наиболее эффективную эксплуатацию теплообменной поверхности, а также за счет снижения инерционности, наиболее гибкое регулирование производительности.

Таким образом, руководствуясь изложенными авторами доклада принципами и рекомендациями возможно из огромного количества предлагаемых на рынке воздухоохладителей выбрать те, которые обеспечат регламентируемые технологические параметры процессов холодильной обработки в камерах охлаждения мяса в полутушах с минимальными потерями качества сырья и естественных потерь от усушки при минимально возможном потреблении энергетических ресурсов.

Литература:

1. Желиба Ю.А. Нормирование потерь от усушки при холодильной обработке и хранении на предприятиях мясной промышленности. //Справочник.– Одесса: Астропринт, 1997.– 214 с.
2. <http://www.alfalaval.com>.
3. <http://www.danfoss.com/Ukraine>.

Научный руководитель: Желиба Ю.А., с.н.с., к.т.н., доц. кафедры холодильных станков и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ХРАНЕНИЯ ФРУКТОВ

Нестеров П., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В Украине основная проблема заключается в отсутствии качественной системы продовольственной логистики. В следствии неприемлемых условий хранения наблюдаются потери до 40% фруктов от гниения и усушки. Есть крайняя необходимость в модернизированных плодоовощных хранилищах и холодильных камерах с регулируемой газовой средой. Фермеры-садоводы проявляют большой интерес к предоставлению потребителю высококачественной продукции. Стоит задача сберечь как можно дольше как качество так и свежесть фруктов. Мы знаем, что в процессе дыхания фрукты выделяют углекислый газ при этом поглощая кислород. Наиболее эффективная технология хранения – это регулируемая газовая среда (РГС) или «регулируемая атмосфера» т.к. в холодильной камере поддерживается атмосферный состав газов (N_2 , O_2 и CO_2), с определенным соотношением. Так, концентрация кислорода снижается с 21% до 1–2,5%, а концентрация CO_2 до 1–3,5%. РГС работает направленно на подавление созревания и следовательно процессов старения, что позволяет сохранять вкус.

Голландские предприниматели одни из самых активных пользователей инновационными технологиями разработанными в этой области, для хранения фруктов используют камеры с динамичной регулируемой средой с технологией с ультранизкими концентрациями кислорода или ULO. Но перед клиентом стоит требование для использования ULO-технологии – герметичность камеры и требуемая холодильная техника т.к. генератор азота, работающий на уменьшение количества кислорода в камере, углекислотный адсорбер, удаляющий продукты дыхания фруктов и автоматика, способная варьировать режимы хранения продукции.

Западные компании разрабатывают системы автоматики, способные контролировать 160 камер. При чем в камерах легко можно поддерживать не только концентрацию газа с любыми параметрами, так же водоиспользование и динамический контроль с удаленным доступом, система считывает химико-биологические показатели фруктов и в соответствии с ними изменяет параметры хранения.

Применяя прогрессивные технологии хранения Украина сможет конкурировать на рынке плодоовощной продукции, что станет гарантом наличия украинских овощей и фруктов в супермаркетах

Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., зав. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ



СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ СКОРОМОРОЗИЛЬНЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ЗАМОРАЖИВАНИЯ СЛОЕНОГО ТЕСТА

Унгуриян Е.О., специалист ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

При получении высококачественного продукта, хранящегося и реализуемого в замороженном виде, необходимо правильно подобрать систему заморозки. В зависимости от вида продукта, его свойств, состава, формы выбирают способ заморозки, устанавливают скорость и глубину замораживания, а затем подбирают оптимальное морозильное оборудование.

Устройство и принцип действия скороморозильных аппаратов весьма разнообразны. Основными и наиболее распространенными из них являются: а) аппараты воздушного охлаждения, в которых продукты замораживаются в интенсивном потоке холодного воздуха; б) многоплиточные аппараты, где продукт замораживается между полыми металлическими

плитами, охлаждаемыми кипящим в них холодильным агентом или циркулирующим холодным рассолом; в) иммерсионные морозильные аппараты, в которых продукт, предварительно упакованный в полимерную пленку, замораживается в охлаждающей жидкости; г) аппараты для замораживания продуктов в жидком азоте или фреоне.

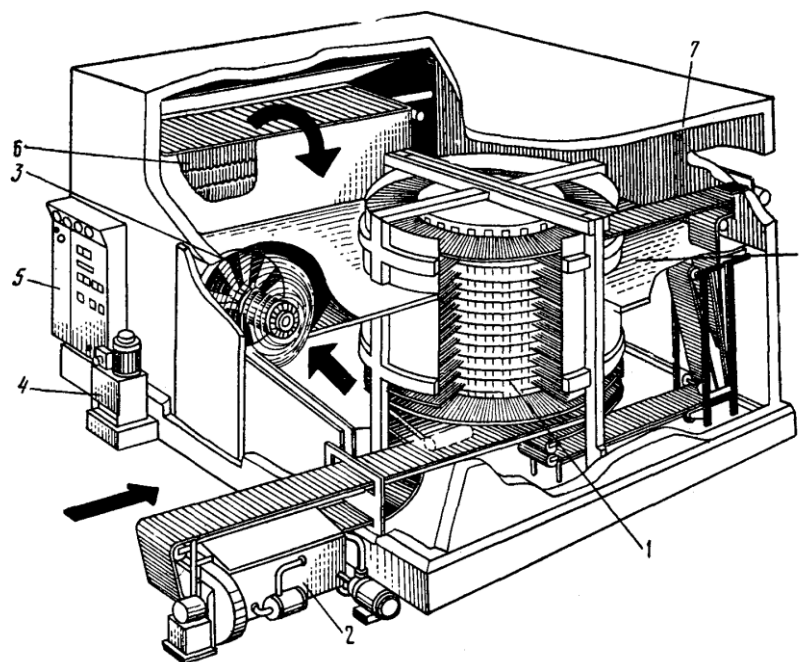
В нашем случае замораживание осуществляется в воздушной среде с вынужденной циркуляцией воздуха, а именно методом шоковой заморозки. Метод шоковой заморозки назван так потому, что процесс заморозки происходит очень быстро. При быстрой заморозке кристаллики льда имеют маленький размер и не повреждают мембраны клеток замораживаемого продукта. Эта особенность быстрой заморозки позволяет, при дефростации продукции, сохранить вес и первоначальную форму продукта, без потери качества и вкусовых свойств.

Для выбора морозильного аппарата произведем сравнительную характеристику наиболее распространённых морозильных аппаратов:

- спиральный типа АСМ;
- ленточный типа АПС;
- тележечный (камера шоковой заморозки).

Таблица Сравнение характеристик скороморозильных аппаратов

Тип аппарата	АСМ-300	АПС-300	Камера
Производительность, кг/час	300	300	300
Начальная температура продукта, °С	+15	+15	+15
Конечная температура продукта, °С	-18	-18	-18
Температура воздуха в морозильном аппарате, °С	-30	-32	-35
Продолжительность замораживания, мин	20	25...30	30...60
Холодопроизводительность, кВт	40	40	42



1 – грузовой конвейер; 2 – устройство для мойки транспортной ленты; 3 – вентилятор; 4 – привод; 5 – щит управления; 6 – охлаждающие батареи; 7 – теплоизолированная камера; 8 – перегородка.

Высокая стоимость спирального конвейера оправдывается рядом преимуществ – это и универсальность, то есть замораживание любого вида продукции, и компактность, следовательно, небольшая производственная площадь, и максимальная скорость замораживания продукта, достигающаяся оптимальным распределением потоков холодного воздуха. Такие транспортеры не требуют специальных устройств для передачи продукта с одного яруса на другой. Поэтому для замораживания изделий из теста выбираем спиральный морозильный аппарат.

*Научный руководитель: Зимин А.В., к.т.н., доц. кафедры холодильных установок
и кондиционирования воздуха ОНАПТ*



СЕКЦИЯ №8 – “ЭНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ”

СИСТЕМЫ ТРИГЕНЕРАЦИИ ДЛЯ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

Горин Д. А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Тригенерация – это комбинация трех термодинамических эффектов: производства электроэнергии, тепла и холода в энергетической установке с утилизацией теплоты отработавших газов.

Преимущество тригенерации заключается в том, что система позволяет использовать топливо не только в холодное время года, но и в теплое, вне отопительного сезона. Благодаря тригенерации можно заметно снизить потребление электроэнергии на производство холода и пустить сэкономленную энергию на технологические нужды. В системе тригенерации для производства холода применяют теплоиспользующие холодильные машины, в частности, абсорбционные. Они отличаются высокой надежностью, низким уровнем шума и длительным сроком службы.

Из технической литературы и современных информационных источников известно, что перспективным направлением в энергетическом хозяйстве является создание малых энергетических установок для обслуживания потребителей, находящихся вдали от централизованных систем энергоснабжения. В первую очередь к таким потребителям относятся фермерские хозяйства с расширенной сферой сельскохозяйственного производства.

Тепло, утилизируемое в энергетической установке, в фермерском хозяйстве может быть использовано следующим образом: отопление жилых и производственных помещений в зимний период, круглогодичное получение теплой воды для бытовых нужд, отопление теплицы, обеспечение работы холодильной теплоиспользующей машины для хранения скоропортящихся продуктов растительного и животного происхождения. Производство холода осуществляется в абсорбционной машине, работающей на водоаммиачном растворе. Принципиальная схема системы тригенерации представлена на рис 1.

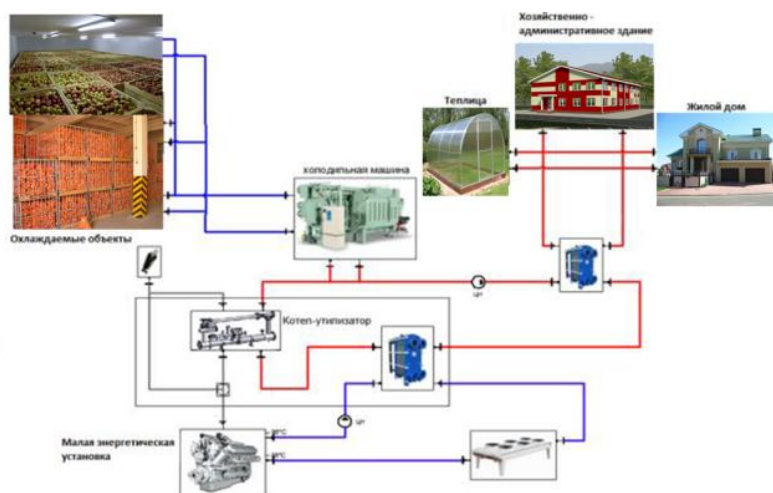


Рис. 1 Принципиальная схема системы тригенерации

Соотношение производительностей и температурных режимов установок производства тепла и холода полностью определяются конкретным потребителем.

В общем виде энергетический баланс системы тригенерации можно представить математическим выражением:

$$Q_{нэ} = Q_{ээ} + Q_{вс} + Q_{д} + Q_{мен} / COP_{мен} + Q_{хол} / COP_{хол},$$

$COP_{мен}$ - коэффициент преобразования теплового насоса (производство тепла)

$COP_{хол}$ - коэффициент преобразования холодильной машины (производство холода).

Создание системы тригенерации для малого сельскохозяйственного производства на базе малой энергетической установки показано на частном примере (рисунок 2).

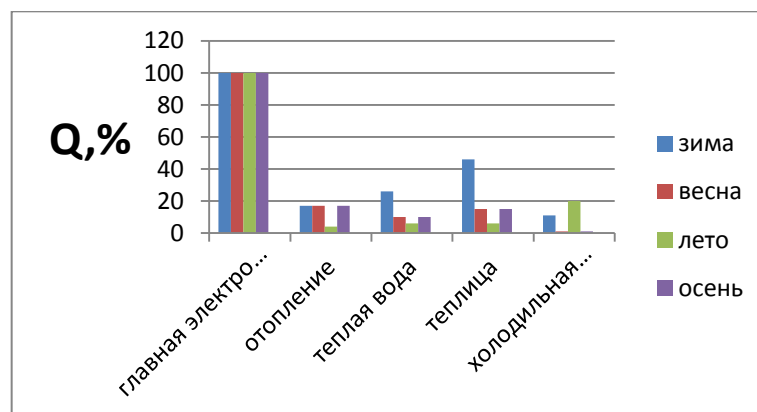


Рис. 2 Посезонное распределение утилизируемого тепла в системе тригенерации

Степень утилизации тепла зависит от потребностей производства.а для сельского хозяйства напрямую определяется годовыми колебаниями температуры наружного воздуха

Тригенерация обеспечивает использование генерирующего устройства круглый год, тем самым не снижая высокого КПД энергетической установки. В летний период, когда потребность в вырабатываемом тепле $Q_{мен}$ падает, увеличивается потребность в холоде $Q_{хол}$. Таким образом величины двух последних слагаемых в представленном уравнении изменяются при сохранении общего энергетического баланса. В весенний и осенний периоды года потребность в тепле достигает 60% от вырабатываемого тепла, поэтому в данном хозяйстве есть резерв в наращивании производственных мощностей.

Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ



УДК 662

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ СЛАНЦЕВОГО ГАЗУ

Вершибалко О.О., магістрант ІЕКСУ ОНПУ, м. Одеса

В теперішній час у структурі споживання первинної енергії в Україні спостерігається вищий, ніж у світі пріоритет природного газу для енергозабезпечення промислового і житлово-комунального секторів, що не є виправданим, з урахуванням дефіциту власних енергоресурсів й загострення економічного, екологічного і політичного становища.

Актуальним питанням є збільшення власного видобутку газу, як із традиційних, так і нетрадиційних джерел. Основні поклади сланцевого газу у Європі і Україні показані на рисунку 1. Вважається, що Україна володіє четвертими за обсягом запасами сланцевого газу в Європі після Франції, Норвегії та Польщі, запаси сланцевого газу, можна добути, складають 1200 млрд. м³ [2].

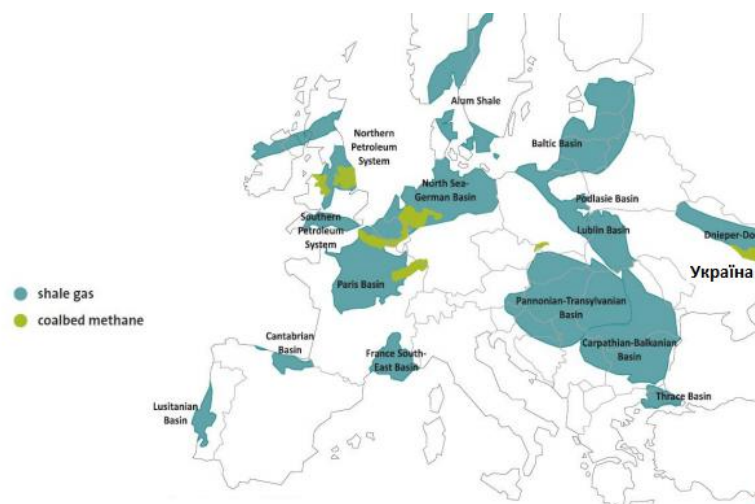


Рис. 1. Поклади нетрадиційного газу у Європі [3].

Територія України характеризується значним потенціалом поширення сланцевого газу. Перспективні для його пошуку виявлено в усіх її нафтогазоносних регіонах. Сумарні ресурси сланцевого газу в Україні становлять 22,0 трлн. м³ [1]. Проте реальні ресурси сланцевого газу значно менші з урахуванням техніко-економічної доцільності його видобування [3].

Оцінка потенціалу видобутку газу в Україні наведена в табл. 1 [2].

Таблиця 1 – Потенціал видобутку власного традиційного і нетрадиційного газу в Україні

Види газу	Прогноз запасів, трлн. м ³	Прогноз видобутку у 2030 р., млрд. м ³	Обмежуючі фактори	Собівартість грн/тис.м ³
Традиційний газ	5,4	15-24	Виснаження запасів, збільшення глибини буріння	650-900
Нетрадиційний газ, у тому числі – газ глибоководного шельфу	4-13	7-9	Висока вартість розвідки, значні капіталовкладення в інфраструктуру	600-1000
– газ щільних порід	2-8	7-9	Велика глибина залягання	1500-2200
– сланцевий газ	5-8	6-11	Невисока концентрація газу, низька проникність газоносних порід та екологія	2100-2800
– метан вугільних пластів	12-25	2-4	Велика глибина залягання і невелика товщина вугільних пластів	2300-3300

У середньостроковій перспективі основними природно-технологічними напрямками розвитку світової енергетики відбудеться розширення використання сланцевого газу, освоєння промислового видобутку й економічно доцільне використання сланцевої нафти, технологічна інтенсифікація в секторі відновлюваних джерел енергії. Обмежені внутрішні можливості самозабезпечення традиційними енергоносіями обумовлюють необхідність, з одного боку, пошуку більш ефективних шляхів міжнародного співробітництва в енергетичній і економічній сферах для налагодження промислового видобутку нетрадиційного газу (сланцевого газу, метану вугільних пластів), а з другого – розвитку енергоефективних технологій. Так, для України перспективним паливом є метан вугільних басейнів. У Східному регіоні України вуглевидобуток є однією з основних галузей промисловості, а метан, що виділяється в процесі видобутку, використовується для виробітку теплоти і електрики, а викидається в навколишнє середовище.

Інтерес до цієї проблеми стимулюється тим, що США завдяки значному прогресу у видобутку вугільного метану і сланцевого газу вийшли на перше місце в світі. Останні роки вона становить близько 50 млрд . куб. м в рік, а застосовані технології дозволяють одержати до 60-80 % метану з вугільних пластів. За оцінками міжнародних експертів світові запаси вугільного метану складають 260 трлн.м³. Найбільш значні його ресурси зосереджені в КНР, Росії, США, Австралії, ПАР, Індії, Польщі, Німеччині, Великобританії та Україні [4]. В Донецькій області ресурси підземного газу – 9000 млрд. м³, а ресурси метану у вугільних пластах – 500 млрд. м³, що свідчить про те, що видобуток метану можна використовувати для виробництва енергії. Показниками вартості видобутку сланцевого газу являється вміст діоксиду сірки, чим нижче показник обсягу діоксиду сірки, тим вище ціна реалізації газу.

Слід сказати, що для виробництва 1 млн. Вт енергії (1 Вт = 1055 Дж) витрачається води (у літрах) при використанні: сланцевого газу 3,8–8,4; природного газу 4,5–13,6; на АЕС 36–64 л; для видобутку: вугілля 6–145 л, нафти 36–91 л; нафти зі сланцевих покладів 100–254 л [5].

Питома теплота згоряння сланцевого газу становить $Q_p^H = 8,9–16,7$ МДж/кг, хімічний склад (залежить від родовища і умов видобутку): 25-40% H₂; 14-17% CH₄; 10-20% CO; 10-20% CO₂; 4-5% C₉H₆ та інш. вуглеводнів; 22-25% N₂; до 1% O₂.

Через те, що теплотворна здатність сланцевого газу у 2–3 рази нижче, ніж у природного газу, то при використанні в теплових двигунах для отримання тієї ж самої потужності буде потрібно сланцевого газу у 2–3 рази більше, порівняно з природним газом. Враховуючи, що собівартість сланцевого газу на свердловині оцінюється 220-250 \$/тис.м³, його енергетичний еквівалент буде мати ціну вище 500 \$/тис.м³, тобто вищу за імпортований природний газ.

Таким чином, сланцевий газ доцільно використовувати, як місцеве паливо, доки не будуть запропоновані більш рентабельні технології його видобутку.

Література

1. Вакарчук, С.Г. Оцінка ресурсного потенціалу сланцевого газу нафтогазоносних басейнів України / С.Г. Вакарчук, Т.Є. Довжок, К.К. Філюшкін// Нафтогазова галузь України. – 2014. – № 3. – С. 3–8.
2. ОЕСР/МЕА, 2012, <http://www.irishenvironment.com/wp-content/uploads/2012/06/europe-shale-gas-map.jpeg>
3. Панченко Є.Г., Швидкий О.А. Ресурси та моделі глобального економічного розвитку: [монографія] / за ред. Д. Г. Лук'яненка, А.М. Поручника. – К.: КНЕУ, 2011. – 703 с.
4. Матеріали X Міжнародної наукової конференції “Моніторинг геологічних процесів та екологічного стану середовища”, Київ, 17–20 жовтня 2012 р. – К., 2012. – 276 с.
5. Революція сланцевого газу в США та її українське відлуння. [електронний ресурс] – Режим доступу: <http://lv.niss.gov.ua/public/File/1/Shevchuk.pdf>

Науковий керівник : Денисова А.Е. , д.т.н. , проф., зав.кафедрою теплових електричних станцій і енергозберігаючих технологій ОНПУ



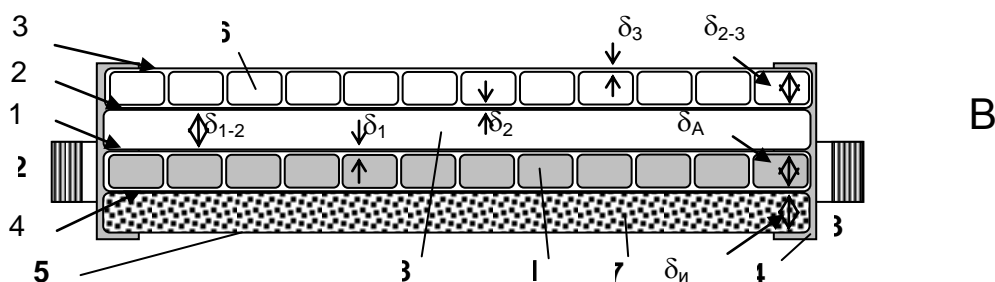
УДК 536.248.2:532.529.5

ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ ПЛОСКИХ ЖИДКОСТНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ

Гончар И.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Значительный интерес в мировой науке и инженерии вызывает перспективы создания плоских жидкостных солнечных коллекторов [1-3]. Это позволит снизить стоимость солнечных коллекторов и существенно улучшить экологические характеристики как солнечных

коллекторов так и солнечных систем в целом. Такой коллектор имеет основные узлы выполненные из полимерных многоканальных плит, например акриловых или поликарбонатных. Основные требования к полимерному материалу устойчивость к ультрафиолетовой части излучения. Теплоприемник и прозрачные покрытия полимерного солнечного коллектора выполнено из таких полимерных многоканальных плит. (рис 1).



Полимeрный тип солнечного коллектора СК-П
(патенты Украины №№ 74521, 74522)

Рисунок 1. Принципиальные схемы разработанных плоских водяных солнечных коллекторов.

А - общий вид СК-А; Б - переходной тип СК-М; В - полимерный тип СК-П.

Обозначения: 1 –трубный регистр абсорбера (многоканальная полимерная плита для СК-П); 2,3 – трубы гидравлического коллектора; 4 – корпус СК; 5 – металлический лист; 6 – прозрачная изоляция; 7 – теплоизоляция; 8 – воздушный зазор.

Поскольку в прозрачном покрытии также есть каналы заполненные воздухом это позволяет устранить из конструкции солнечного коллектора традиционный воздушный зазор между теплоприемником и прозрачным покрытием.

Как показала предварительные эксперименты [1-3] КПД полимерных солнечных коллекторов практически совпадает с КПД традиционного металлического при существенном снижении веса и стоимости, и значительно улучшаются экологические показатели как для солнечных коллекторов так и для всей солнечной системы.

Литературные источники:

1. Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения: монография /А. В. Дорошенко, М. А. Глауберман. - Одесса: ОНУ, 2012. - 446 с
2. Doroshenko, A., Shestopalov, K., Khliyeva, O., 2014. Development of new schematic solutions and heat and mass transfer equipment for alternative solar liquid desiccant cooling systems, International Sorption Heat Pump Conference, Washington.
3. Koltun, P. Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternative Air-Conditioning Systems. P. Koltun, S. Ramakrishnan, A. Doroshenko, M. Kontsov. 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0140, 2003. P. 45-57.

Научные руководители: Когут В.Е., к.т.н., доц. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

Дорошенко А.В., д.т.н., проф. кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ



ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНИКА ЗА СЧЕТ УТИЛИЗАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ

Мольский А.С., магистрант ХГУПТ, г. Харьков

Распределительные холодильники является предприятиями со сложной и чрезвычайно энергоемкой структурой, в которую входят: системы холодоснабжения объектов хранения; системы отопления и вентиляции административных помещений складов, разгрузочных и погрузочных рамп; -системы горячего водоснабжения; системы канализации; системы энергоснабжения и освещения.

Большинство указанных инженерных систем практически полностью автономны. В результате системы хладоснабжения, вытяжной вентиляции и канализации сбрасывают в окружающую среду тысячи киловатт теплоты в час. В тоже время происходят затраты энергоносителей на подогрев приточного воздуха, нагрев воды для горячего водоснабжения и отопления, на оттаивание испарителей холодильных установок, подогрев полов под низкотемпературными камерами.

Простейшими эффективными решениями в области повторного использования сбросной теплоты являются установки рекуперативных теплообменников, позволяющих обмениваться энергией между противоположными потоками, Однако их применение ограничено рядом факторов: неодновременность выработки теплоты и его потребления, загрязненность сред передающих теплоту, низкопотенциальный характер утилизируемого тепла, территориальный разброс источников и потребителей тепла и их децентрализация, существенный избыток вырабатываемой теплоты и др..

Большая часть сбрасываемого тепла носит низкопотенциальный характер. Температура воздуха на выходе из конденсатора холодильной машины на 5...10 градусов превышает температуру среды его охлаждающую, т.е. для Украины не более 45 °С несколько часов в теплый период года. Температура воздуха вытяжной системы вентиляции, как правило, не превышает 30 °С. Температура воды, сливаемой в канализацию около 20 °С. В результате, несмотря на большое количество, данное тепло не годится для эффективного нагрева основных теплоносителей.

Для решения вышеуказанных проблем на распределительном холодильнике предлагается реализовать кольцевую схему утилизации сбросной теплоты холодильных машин на нужды отопления сухих складов и горячего водоснабжения. Для получения высокотемпературного теплоносителя используются тепловые насосы.

Это решение позволяет объединить различные энергетические машины, которые при традиционном использовании сбрасывают сотни киловатт в атмосферу с системами, потребляющими внешние энергоносители для теплоснабжения

Этот способ по экономическим показателям более эффективный, чем отдельные системы отопления и кондиционирования воздуха. Использование дополнительных тепловых насосов позволяет получать теплоноситель с температурой 50...60 °С с высоким коэффициентом трансформации.

Благодаря промежуточному теплоносителю - воде решается три важные задачи. Первая: возможность транспортировать энергию по водяным трубопроводам на большие расстояния. Вторая: аккумуляирование энергии в специальных емкостях баках-аккумуляторах. Третье: объединение в единую систему разрозненных энергетических установок, выделяющих и потребляющих энергию в форме теплоты.

Так, например, для типичного распределительного холодильника с объемом 3400 тонн холодопроизводительностью 300 кВт при реализации кольцевой схемы утилизации теплоты с тепловыми насосами системе теплоснабжения можно передать до 600 кВт тепловой мощности. При этом коэффициент трансформации более 4, т.е. затрачивается не более 125 кВт электроэнергии. При традиционном использовании холодильных систем это теплота сбрасы-

валось бы в атмосферу, а система теплоснабжения употребляла бы до 60 кубов природного газа в час.

Расчет энергопотребления. Продолжительность отопительного периода составляет 4400 часов. Если принять коэффициент работы холодильного оборудования 0,75, то количество энергии переданной системе теплоснабжения составит:

$$600 \times 4400 \times 0,75 = 1980000 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$$

При этом затрачено дополнительной электроэнергии:

$$125 \times 4400 \times 0,75 = 412500 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$$

Соответственно, годовой объем использования сбросной теплоты на нужды отопления составляет $1980000 - 412500 = 1567500$ кВт·ч

В теплый период года сбросная теплота используется для нужд горячего водоснабжения. Потребления горячей воды в сутки на распределительном холодильнике составляет 70 м^3 . Количество теплоты на нагрев 70 м^3 с 10 до $50 \text{ }^\circ\text{C}$ составляет:

$$(70 \times (50-10) \times 4200)/3600 = 3248 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$$

Количество часов с активным потреблением воды - 6 ч. Часовая нагрузка на систему составляет: $3248/6=541$ кВт

Таким образом, система утилизации в теплый период года полностью способна обеспечить нагрев воды системы горячего водоснабжения, что означает отказ от потребления газа в теплый период года.

Научный руководитель: Потапов В.А., д.т.н., проф., зав. кафедры холодильной и торговой техники и прикладной механики ХГУПТ



УДК 628.81

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МУНІЦИПАЛЬНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З УРАХУВАННЯМ МІСЦЕВИХ УМОВ

Ковальчук Г.І., магістрант ІЕКСУ ОНПУ, м. Одеса

Централізовані муніципальні системи теплопостачання, що використовуються як теплогенеруюча ланка районні опалювальні котельні або ТЕЦ, повинні надійно і ефективно забезпечувати покриття характерних теплових нагрузок – на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання.

Розрахункові значення цих нагрузок визначають грамотний вибір теплогенеруючого обладнання, що є гарантією надійної подачі споживачам необхідної кількості і якості теплоносія в будь-який момент часу.

Організація режиму роботи теплогенеруючого обладнання з урахуванням особливостей теплових навантажень і встановлених норм регламентується відповідним регулюванням, як правило, якісним. В Україні зазвичай регулювання відповідає графіку $150-70 \text{ }^\circ\text{C}$ [1].

На фоні порівняно м'яких зим протягом декількох років, у порядку місцевої ініціативи, в муніципальних системах теплопостачання графік регулювання змінений в сторону суттєво менших розрахункових значень температур мережевого теплоносія. Таке рішення має право на життя, але при цьому якість послуг – опалення, гаряче водопостачання – повинно гарантовано забезпечуватись. Така умова виконується при пониженому графіку регулювання за рахунок витрати теплоносія. В такому випадку виникає питання надійності транспортування теплоносія по теплових мережах, які розраховані на менші витрати теплоносія. Використання цих мереж у змінених умовах пов'язано з необхідністю збільшення тиску мережевого теплоносія у порівнянні з розрахунковими значеннями, що відповідають графіку $150-70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Цей факт ставить під сумнів надійність ланки транспортування теплоносія систем теплопостачання, так як вірогідність аварій значно зростає з урахуванням зносу мереж.

Крім того, питання доцільності зміни графіку регулювання, повинен опиратися на результати розрахунку затрат електроенергії на привід насосів при збільшеній подачі теплоносія.

Перераховані фактори, що супутні введенню пониженого температурного графіка регулювання, будуть відсутні, якщо існуючі теплові мережі будуть замінені у відповідності з результатами гідравлічних розрахунків з урахуванням змінених витрат теплоносія – діаметри трубопроводів збільшаться. В цьому надійність мереж зростає [2].

Прийняте рішення щодо модернізації систем муніципального теплопостачання з ціллю зниження її енергозатратності при змінених «стандартах» енергозберігаючих технологій, до яких відноситься ефективне регулювання відпуску тепла, може бути прийнято тільки на основі техніко-економічного аналізу запропонованих технічних рішень.

Ефективність прийнятого температурного графіка залежить від таких основних параметрів: теплових втрат приміщень, що опалюються, технічних характеристик систем опалення, наявності та величини побутових теплових надходжень, продуктивності циркуляційних насосів. За останній період умови життя громадян України та особливості експлуатації систем теплопостачання зазнають значних змін, які теж мають значний вплив на вибір температурного графіка регулювання [3]:

- змінюється загальна культура споживання тепла у зв'язку з його багатократним подорожчанням (незакритих дверей та розбитих вікон стало менше);

- в більшості будівель проводяться роботи по заміні значної частини вікон. Встановлюються герметичні склопакети;

- проводиться масове закриття балконів та лоджій;

- проводиться утеплення зовнішніх стін окремих квартир;

- значна частина нагрівальних приладів систем опалення замінюється на нові, що виглядають більш естетично. При цьому, дуже часто заміна нагрівальних приладів супроводжувалась збільшенням поверхні нагріву.

- в квартирах та установах з'являється величезна кількість різноманітних побутових приладів та оргтехніки, а отже і додаткових побутових теплових надходжень, що складають до 10-20% від загального розрахункового споживання тепла.

В теперішній час такий аналіз проводиться для ділянки теплових мереж комунального підприємства «Теплопостачання м.Одеси» в Одеському національному політехнічному університеті на кафедрі теплових електричних станцій і енергозберігаючих технологій.

Скоригований температурний графік відпуску теплової енергії потрібний теплопостачаючому підприємству, яке здійснює експлуатацію обладнання та мереж традиційних систем теплопостачання. Вірно розрахований та оформлений температурний графік надасть підприємству нормативну підтримку в питаннях експлуатації цих систем на знижених температурних графіках відпуску теплової енергії.

Література:

1. Б.Х.Драганов, А.А.Долінський, А.В.Міщенко, Є.М.Письменний. Теплотехніка: Підручник. - Київ; "ІНКОС", 2005. - 504 с.
2. В.Є.Козін, Т.А.Левіна та ін. Теплопостачання: Навчальний посібник для студентів вузів. - М.: Вищ. школа, 1980. - 408 с.
3. Парасочка С.О. До питання температурних графіків відпуску теплової енергії традиційними системами центрального теплопостачання. ПП «НВЦ Теплокомплект» [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://www.tecom.com.ua/work/publications/75/tempgraf.pdf>.

Науковий керівник: Дорошенко Ж.Ф., доц. кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій

ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНЕ ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ДВИГУНІВ СТІРЛІНГА

Сенчук В.О., аспірант ОНПУ, м. Одеса

В даний час світова енергетика спрямована на децентралізацію енергопостачання, наприклад впровадження автономних когенераційних установок (КУ) з двигуном Стірлінга (ДС). ДС знайшли своє застосування в індивідуальних і промислових об'єктах: в США, Німеччині, Японії налагоджено виробництво теплоелектричних установок з ДС, електрична потужність яких становить 0,5 ... 9 кВт, а тепла - 3 ... 40 кВт, тобто на одну сім'ю [1]:

Аналіз результатів досліджень досвіду використання КУ з ДС показує:

– оптимальним робочим тілом для ДС є гелій і водень, тому що для отримання більш високих питомих потужностей потрібні більш легкі гази;

– загальний ККД КУ становить 65 ... 70%, це досягається за рахунок великої різниці температур в нагрівачі і холодильнику. ККД двигуна майже не залежить від швидкості двигуна за умови, що температура в трубках нагрівача не змінюється у всьому діапазоні робочих режимів двигуна і температура в холодильнику не зростає (рис.1);

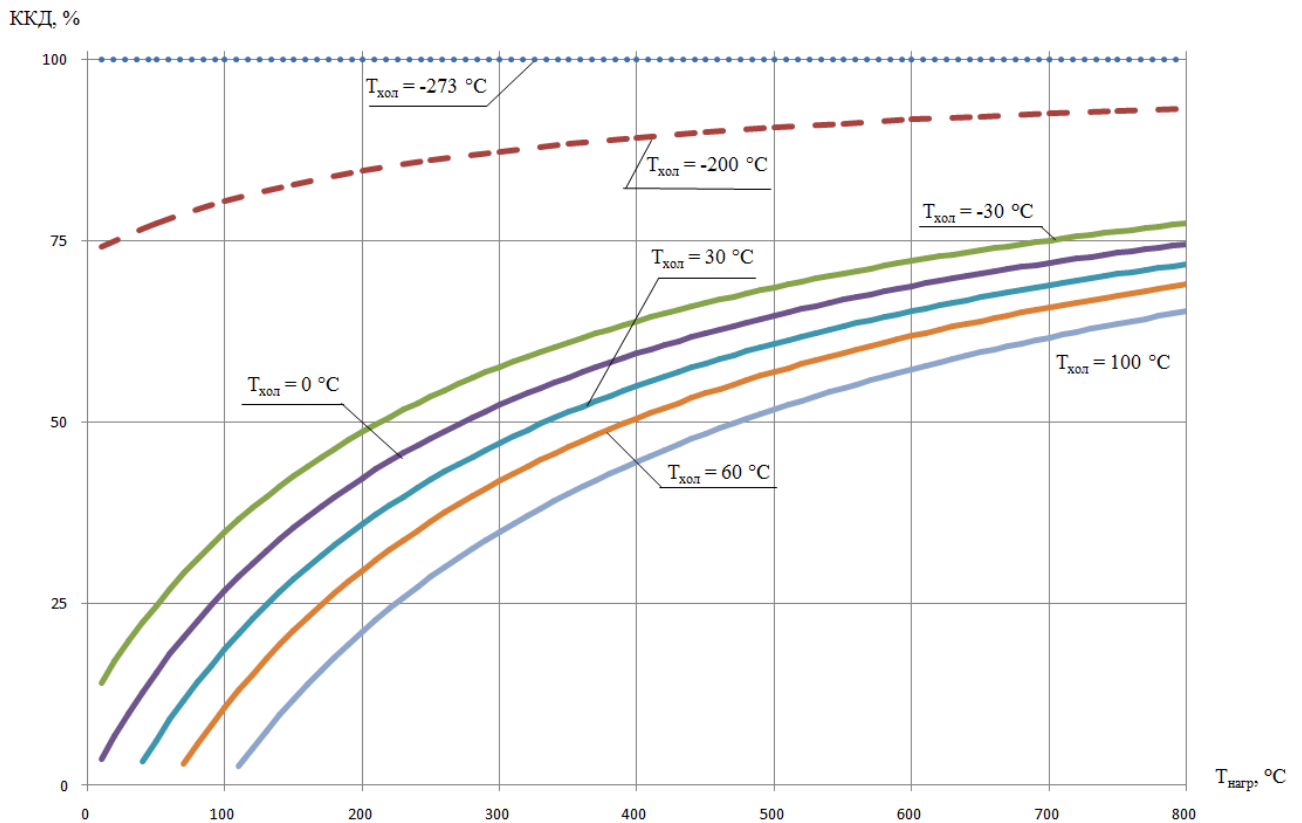


Рис. 1 Теоретичний ККД двигуна Стірлінга

– у якості палива широко використовуються відходи деревообробної промисловості та біогаз, що є ще одним корисним способом утилізації відходів;

– вартість однієї КУ з ДС в середньому становить 1000..1500 € / кВт. При цьому основні фактори, що впливають на ціну — це матеріал конструкції, труднощі її виготовлення і технічні особливості [2];

– прості в експлуатації і відрізняються тривалим ресурсом експлуатації.

КУ з ДС невеликої потужності переважно застосовуються для автономного енергопостачання. В даний час попит на дані установки 50000 на рік, і в міру удосконалювання технологій буде збільшуватися.

Завдяки своїм екологічним характеристикам (табл.1) ДС дозволяє вирішити одну з глобальних завдань по екології - скорочення шкідливих викидів в енергетиці, яка в свою чергу є однією з основоположних завдань Кіотського протоколу.

Таблиця 1. Порівняльні дані за вмістом токсичних компонентів, мг/(к.с.·с), у вихлопних газах для різних двигунів

Теплові двигуни	СО	С _x N _y	NO _x
Двигун Стірлінга	0,05-0,2	0,0015-0,009	0,1-0,2
Газова турбіна	2,0-3,6	0,012-0,07	0,7-2,0
Дизель	0,2-5,0	0,6-12	0,4-2,0
Карбюраторний двигун	40-100	15-120	0,6-2,0
Норма Євро-5	0,311	0,095	0,414

За своїми параметрами КУ і ДС виявляють свою конкурентоспроможність і перспективність на світовому енергетичному ринку.

З урахуванням зарубіжного досвіду створення сучасних високоефективних машин Стірлінга на сьогоднішній день слід вирішити ряд наступних задач:

–необхідно забезпечити більш точне математичне моделювання робочих процесів і оптимального конструювання основних вузлів, для доводки проєктованих машин, що дозволить спростити експериментальні дослідження;

–потрібно вести розробки нових технічних рішень основних елементів, тому що робочі тіла у значній мірі впливають на їх конструктивне виконання (наприклад, гелій, володіє надтекучістю, що визначає підвищені вимоги до ущільнюючих елементів робочих поршнів, штока витискача);

–забезпечити високий технологічний рівень для зварювання і пайки обладнання ДС, тому що в якості матеріалів використовуються жаростійкі сплави та кольорові метали.

Література:

1. Характеристики и особенности конструкции двигателя Стирлинга [электронный ресурс] – Режим доступа: http://dvigatel-stirlinga.masteraero.ru/dvigatel_stirlinga_3.php
2. Stirling Engine [электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.microchap.info/stirling_engine.htm
3. Двигатели Стирлинга. Под ред. М.Г. Круглова.–М.: «Машиностроение», 1977. – 152 с.

Науковий керівник: Денисова А.Е., д.т.н., проф., зав.кафедрою теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій ОНПУ

ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ

Коростелин В.В., студент ИХКЭ ОНАИТ, г. Одесса

Транспортировка газа по магистральным трубопроводам относится к экологически опасному виду производства и сопровождается рядом негативных воздействий на окружающую среду.

Основные виды или источники воздействия на окружающую среду системы транспортировки газа сведены в таблицу 1.

Таблица 1. Основные виды или источники воздействия на окружающую среду системы магистральных газопроводов

Виды или источники воздействий	Компоненты окружающей среды					
	Атмосфера	Поверхностные воды	Подземные воды	Почвы	Флора	Фауна
Выбросы газоперекачивающих агрегатов (ГПА)	+			+	+	+
Технологические выбросы метана	+				+	+
Поля фильтрации стоков			+	+	+	+
Амбары для сбора конденсата	+	+		+	+	+
Промышленные отходы	+	+		+	+	+
Твердые бытовые отходы				+	+	+
Физические факторы воздействия (шум, вибрация, свет)						+

Одним из способов количественного определения антропогенной нагрузки на экосистему в результате хозяйственной деятельности является выражение ее в системе экспертных балльных оценок по каждой компоненте окружающей среды.

Транспортировка газа по магистральному трубопроводу характеризуется ограниченным воздействием на все компоненты окружающей среды, что не ведет к значительным изменениям экосистемы. Максимальному воздействию при работе объектов магистрального газопровода в штатном режиме подвергается воздушный бассейн, другие компоненты окружающей среды – почва, растительность, поверхностные и подземные воды, животный мир – испытывают значительно меньшие воздействия. Практически все значимые воздействия локализованы в районах размещения газокomppressorных станций (КС).

Основными источниками загрязнения атмосферы КС являются:

- ✓ работающие ГПА – источники загрязнения атмосферы продуктами сгорания топливного газа – оксидами азота и углерода (источники выброса – дымовые трубы);
- ✓ ГПА при пуске и останове – источники загрязнения атмосферы метаном, сероводородом и одорантом при продувке и стравливании газа (источники выброса – свечи);
- ✓ системы очистки, сепарации и охлаждения газа – источники загрязнения атмосферы метаном, сероводородом и одорантом при продувке и стравливании газа (источники выброса – свечи);
- ✓ система маслоснабжения – источник загрязнения атмосферы парами масла минерального от неплотностей оборудования и резервуаров при приеме, хранении и отпуске масла (источники выброса-трубы вентиляции, дыхательные патрубки резервуаров);
- ✓ элементы резервного электроснабжения (аккумуляторы, газомоторные, газотурбинные и дизельные генераторы) – источники загрязнения парами серной кислоты и продуктами сгорания газообразного и дизельного топлива (источники выброса серной кислоты – трубы вентиляции, источники выбросов продуктов сгорания топлива – выхлопные трубы);

- ✓ емкости сбора конденсата – источники загрязнения атмосферы парами углеводородов;
- ✓ котлоагрегаты котельных – источники загрязнения атмосферы продуктами сгорания топливного газа – оксидов азота и углерода (источники выброса – дымовые трубы);
- ✓ технологическое оборудование АЗС источник загрязнения атмосферы парами нефтетоплива при приеме, хранении и отпуске нефтепродуктов (источники выброса - патрубки топливных баков автомобилей и дыхательные клапаны топливных резервуаров);
- ✓ двигатели внутреннего сгорания автотранспорта при маневрировании, въезде и выезде из боксов и автостоянок – источники загрязнения атмосферы выхлопными газами.

Работа КС сопровождается выбросом в атмосферу порядка 20 наименований загрязняющих веществ, в том числе веществ, обладающих эффектом суммации. При работе в штатном режиме наибольшее воздействие на качество воздуха оказывают выбросы ГПА. На выбросы ГПА приходится по объему около 98-99% всех валовых выбросов в атмосферу от стационарных источников.

При залповых выбросах, сопровождающих, как правило, ремонтно-профилактические работы на линейной части или процессы пуска-останова агрегатов, в выбросах резко преобладает метан.

Концентрация загрязняющих веществ в приземном воздухе зависит от величины выбросов ГПА. Поэтому выбросы газоперекачивающих агрегатов являются объектами постоянного контроля.

Как показали результаты замеров концентраций загрязняющих веществ на источниках выбросов, в отходящих газах ГПА основная роль принадлежит оксиду углерода и оксидам азота. Концентрации диоксида серы и углеводородов в продуктах сгорания ничтожны и не способны в какой-то мере повлиять на качество приземного слоя атмосферы.

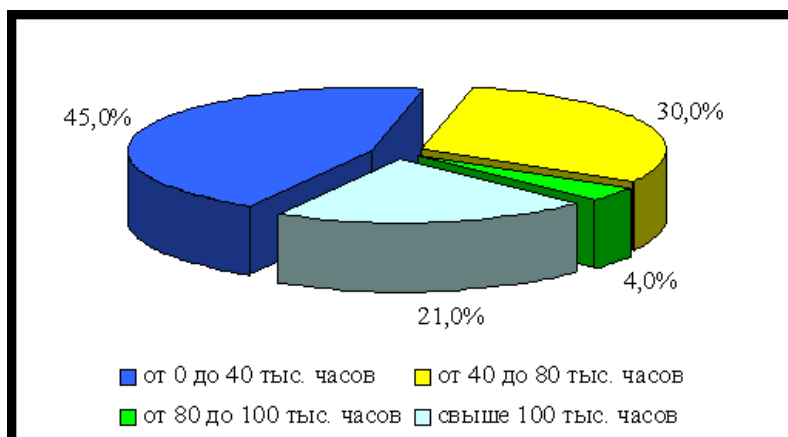


Рисунок 1 Нарботка парка ГТУ МГ

Концентрации основных загрязнителей атмосферного воздуха – оксидов азота и углерода – в значительной степени зависят от режимов сгорания топливного газа и технического состояния газотурбинных установок (ГТУ) ГПА.

Анализ технического состояния ГТУ на существующих КС показал, что значительная часть агрегатов уже выработала свой моторесурс (наработка более 100000 часов), физически изношена и морально устарела (рисунок 1). КПД многих ГТУ находится на уровне 20-21% при мощности 0,6-0,8 от номинального значения.

На многих ГТУ неблагоприятное сочетание конструктивных и эксплуатационных дефектов приводит к снижению их располагаемой мощности до 50 %. Одним из критериев эффективности работы ГТУ является ее коэффициент технического состояния по мощности. От 30 до 50 % ГТУ газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях имеют коэффициент технического состояния (КТС) ниже 0,8, что соответствует техническому

состоянию – «эксплуатация нежелательна». Низкое значение КТС приводит к увеличению удельных расходов топлива и, как следствие, выбросов вредных веществ в атмосферу. Результаты расчета параметров газоздушной смеси и концентраций загрязняющих веществ для номинального режима работы агрегатов показывают, что концентрации наиболее массовых и опасных загрязняющих веществ изменяются в пределах: оксид азота – 100-600 мг/м³ (меньшая величина характерна для модернизированных камер сгорания ГТУ); оксид углерода 40-400 мг/м³ (большая величина характерна для модернизированных камер сгорания ГТУ). Результаты свидетельствуют о высоких концентрациях загрязняющих веществ в уходящих газах ГТУ.

В настоящее время компрессорные станции МГ работают ниже проектной мощности, однако в некоторых случаях на границе санитарно-защитных зон наблюдается превышение нормативных концентраций загрязняющих веществ, обусловленное воздействиями ГПА.

При существующем техническом состоянии при выходе на проектную мощность транспортировки газа и вводе в действие простаивающих ныне агрегатов ГТУ концентрации загрязняющих веществ в приземном слое на границе санитарно-защитных зон многократно возрастут.

Реконструкция оборудования и особенно ГТУ позволит повысить КПД установок, снизить удельный расход топлива на ГТУ и тем самым сократить выбросы вредных веществ, в том числе и «парниковых газов».

Осуществляемая на компрессорных станциях программа по реконструкции ГТУ позволит снизить удельные расходы топлива на одну ГТУ на 100 – 140 г.у.т./кВт*ч и снизить выбросы СО₂ в год на 6000-8000 т/год.

Одновременно с модернизацией ГТУ проводится работа по модернизации камер сгорания. Модернизация камеры сгорания позволяет снизить удельные выбросы оксидов азота минимум на 150 – 200 мг/м³, что для одной турбины составляет порядка 950 усл.тонн выбросов в год. В последние годы за счет установки модернизированных камер сгорания удалось снизить годовые выбросы оксидов азота на 15-20 %.

Литература

1. Кибарин А.А., Касимов А.С., Ходанова Т.В. К вопросу влияния технического состояния ГПА на загрязнение воздушного бассейна в районе компрессорных станций магистральных газопроводов. Вестник Украины 2009, № 2, с.7276.
2. В.А. Коваль - Доктор технических наук, старший научный сотрудник Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украина ул. Д. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046 E-mail: vakoal48@mail.ru
3. Ю.М. Ануров Доктор технических наук, генеральный конструктор Инженерный центр концептуального проектирования ул. Трефолева, 2, лит. В., г. Киев, Украина, 198097 E-mail: Yuri_Anurov@energomash.ru
4. А.И. Васильев - Доктор экономических наук, президент академии Инженерная академия Украины ул. Д. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046 E-mail: 7788982@gmail.com

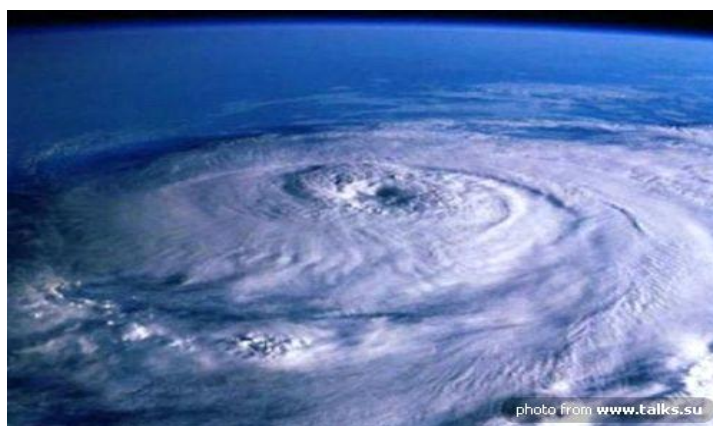
Научный руководитель: Милованов В.И., д.т.н., проф., зав. кафедры компрессоров и пневмоагрегатов ОНАПТ



ВЛИЯНИЕ ХЛАДАГЕНТОВ НА ОЗОНОВЫЙ СЛОЙ

Коростелин В.В., студент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Озоновый слой — это тонкий газовый слой в стратосфере (от 10 км и выше от поверхности Земли), который защищает поверхность Земли от разрушительного эффекта солнечных ультрафиолетовых лучей. В середине 1970-х годов было обнаружено, что ряд полученных искусственным путем химических веществ, включая хлорфторуглероды (ХФУ), которые применяются в холодильной промышленности, кондиционировании воздуха и химической промышленности, разрушали атмосферный озоновый слой, приводя к его опасному утоньшению. Эта проблема привлекла всеобщее внимание мировой общественности, поскольку известно, что воздействие усилившейся ультрафиолетовой радиации вызывает рак кожи, катаракту глаз и способствует подавлению иммунной системы человека, а также наносит непредсказуемый ущерб растениям, водорослям, пищевым цепям и глобальной экосистеме.



В ответ на эту проблему ЮНЕП помогла заключить, а теперь проводит в жизнь историческую Венскую конвенцию об охране озонового слоя (1985), Монреальский протокол (1987) и поправки к нему. Согласно этим соглашениям, во всех странах запрещается производство и продажа хлорфторуглеродных веществ, истощающих озоновый слой и предлагается прекратить их производство. Планируется также постепенно ликвидировать и другие истощающие озоновый слой вещества.

В 2007 году проведенная Секретариатом по озону ЮНЕП научная оценка озонового истощения подтвердила эффективность Монреальского протокола. Из этой оценки вытекает, что суммарное содержание истощающих озоновый слой компонентов в тропосфере (нижний слой атмосферы) в настоящее время медленно уменьшается, плюс наметились ранние признаки «регенерации озонового слоя». Если бы не были предприняты меры в соответствии с Протоколом, то озоновое истощение было бы гораздо сильнее и могло бы приобрести необратимый характер. Вместе с тем, если бы государства-участники смогли бы полностью прекратить выброс в атмосферу озоноразрушающих веществ к 2006 году, то процесс можно было бы ускорить на 15 лет, что позволило бы восстановить мировой уровень озона до уровня 1980 года уже к 2035 году.

В данной работе мы рассмотрели характеристики различных хладагентов, которые являются альтернативными. После расчета коэффициента GWP (потенциал глобального потепления) и TEWI (эффект общего эквивалентного нагрева) наименьшие показатели зафиксированы у безгалоидных натуральных хладагентов. Не следует так же забывать, что в силу своего происхождения эти заменители легки и доступны в производстве. У безгалоидных натуральных смесей практически отсутствует влияние на парниковый эффект атмосферы. Отметим, что существует косвенное парниковое воздействие холодильных машин на атмосферу, зависящее от их энергетической эффективности.



Рис. 1 Сравнительные показатели по суммарному влиянию на парниковый эффект атмосферы холодильных машин, работающих на различных хладагентах

Проведенный анализ показал, что наиболее перспективными для холодильной техники являются безгалоидные натуральные хладагенты.

Научный руководитель: Милованов В.И., д.т.н., проф., зав. кафедры компрессоров и пневмоагрегатов ОНАПТ



ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ УТИЛИЗАЦИОННЫХ ЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН, РАБОТАЮЩИХ НА ЛЕГКОКИПЯЩИХ ХЛАДАГЕНТАХ

Серединский О.Ю., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Для осуществления холодильного цикла в эжекторных холодильных машинах (ЭХМ) могут быть использованы любые из известных рабочих веществ. Однако практическое применение получили лишь пароводяные эжекторные холодильные машины (ПВЭХМ).

К достоинствам ПВЭХМ относятся ее исключительная простота конструкции, надежность и безопасность в работе, малые капитальные затраты и эксплуатационные расходы. Следует также отметить, что холодильным агентом ПВЭХМ является вода – относительно дешевое, доступное и безвредное природное вещество.

Но, тем не менее, эти холодильные машины имеет следующие недостатки:

- низкие энергетические показатели;
- глубокий вакуум в аппаратах и необходимость удаления воздуха из системы, что усложняет схему установки и требует дополнительного расхода энергии;
- большие габариты и масса;
- необходимость в рабочем паре сравнительно высоких параметров;
- сложности при получении температуры кипения в испарителе ниже 0°C (применение рассолов вызывает ряд эксплуатационных затруднений, увеличивающих энергетические затраты).

Применение легкокипящих хладагентов позволяет значительно упростить рабочую схему машины, снизить ее материалоемкость, повысить энергетические показатели, получить более низкие температуры в испарителе, использовать тепло низкого потенциала без вакуума в аппаратах и создавать эффективные эжекторные системы малой холодопроизводительности.

Основными областями рационального применения утилизационных ЭХМ, работающих на легкокипящих хладагентах, являются предприятия и производства химической, металлургической, литейной, пищевой и перерабатывающей промышленности, а также различные децентрализованные когенерационные системы, предназначенные для комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода.

Для примера была рассмотрена схема утилизации выхлопных газов главного двигателя судна с помощью использования ЭХМ Рис 1.

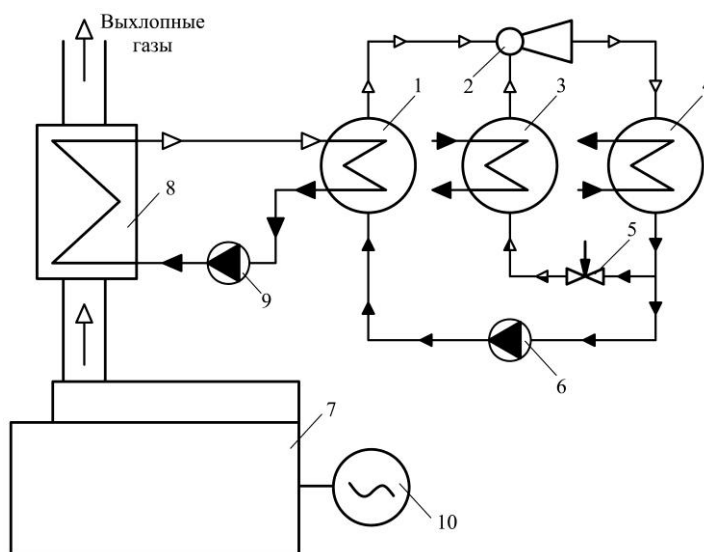


Рис 1. Схема судовой ЭХМ:

1 – генератор; 2 – эжектор; 3 – испаритель; 4 – конденсатор; 5 – регулирующий вентиль; 6 – питательный насос; 7 – судовой двигатель; 8 – котёл-утилизатор; 9 – циркуляционный насос; 10 – электрогенератор

Использование такой схемы позволяет получать требуемый «холод» без использования дополнительных затрат электроэнергии.

Научный руководитель: Подмазко А.С., к.т.н., доц. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНІ ПРОБЛЕМИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК НА ПІДПРИЄМСТВАХ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Чепурко Т.В., студентка ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

На даний час проблема екологічної безпеки підприємств, маючих в своєму складі холодильники, розташовані в зонах, близьких до жилих масивів залишається актуальною. Цевідноситься, зокрема, до аміачних холодильних установок (АХУ),

маючих потенційну загрозу для навколишнього середовища. Не дивлячись на те, що аміак володіє досить привабливими фізико-хімічними і теплофізичними властивостями, в разі аварійного вибою великої кількості аміаку він представляє серйозну загрозу для людей та навколишнього середовища.

В результаті аналізу аварій, виниклих на ряді великих підприємств країни, встановлені причини прориву та витоків аміаку.

В більшості випадків (85,6%) прорив та виток виникали в результаті порушень правил експлуатації холодильних установок, в інших випадках до аварій призводили дефекти установок (7,2%), заводський брак (4%), не якісне виконання монтажних робіт. З метою зниження аварійності діючих АХУ та зниження рівня забрудненості навколишнього середовища розроблені логічні схеми сценаріїв виникнення аварій компресорного та іншого обладнання, інструкції щодо їх запобігання та усунення.

При реконструкції охолоджувальних систем підприємств пропонується використання схемних рішень, забезпечуючих зниження аміакоємності системи за рахунок використання централізованого холодопостачання, використання економічних, високоефективних холодильних машин та теплообмінних апаратів.

Розроблено плани щодо ліквідації аварій АХУ, запропоновано схеми та запобіжні заходи щодо локалізації витоків аміаку, зниження пожежобезпеки, травматизму обслуговуючого персоналу на діючих підприємствах харчової промисловості, використовуючих АХУ. Використання навіть деяких заходів дозволило знизити аміакоємність АХУ підприємств молочної промисловості Херсонської області на 40-60% і тим самим підвищити рівень безпеки.

З метою зниження енергетичних витрат і підвищення рівня експлуатації АХУ пропонується організація навчання і систематизоване підвищення кваліфікації персоналу при територіальних комітетах з охорони праці, ведучих навчальних закладів країни.

Наукові керівники: Когут В.О., к.т.н., доц., Остапенко О.В., к.т.н., асист. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ



УДК 620.612

АЛЬТЕРНАТИВНІ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ДЛЯ НАВЧАЛЬНОГО КОРПУСУ ОНПУ

Чуба С.О., магістрант ІЕКСУ ОНПУ, м. Одеса

Системи теплопостачання тривалий час розвивалися централізовано, на основі теплоелектроцентралей (ТЕЦ), районних, квартальних й селищних котелень. Централізоване теплопостачання вимагає розгалуженої мережі підземних або наземних теплопроводів, забезпечення їх надійною теплоізоляцією, захисту від корозії і механічних пошкоджень при довготривалій експлуатації. Ефективність зношених магістралей досить низька, це ускладнює ситуацію з експлуатацією та ремонтом.

В теперішній час більш раціональні є використання альтернативних систем теплозабезпечення з можливістю максимального заміщення частки використання традиційних первинних енергоресурсів. Вказане особливо актуально для навчальних закладів, для яких є доцільним використання альтернативних систем, що працюють в переривчастому режимі, відповідно режиму роботи навчального закладу [1].

Існує декілька можливостей реалізації теплопостачання з використанням газових, електро- та пелетних котлів, сонячних колекторів та інших джерел низькопотенційної відновлювальної енергії на базі теплонасосного циклу, а також акумуляторів теплоти тощо.

Розглядаючи доцільність використання пелетних котлів в режимі переривчастого опалення, слід зауважити, що вказані котли, які широко використовуються для автономних систем опалення й підігріву води, по надійності та якості не поступаються газовим. Перевагою пелетних котлів є їх екологічність, а саме: кількість попелу який залишається після згоряння складає 0,5% від загальної кількості вхідного палива а також, незначні викиди в атмосферу, що задовольняють вимогам Кіотського протоколу.

Щодо ефективності функціонування пелетних котлів в режимі переривчастого опалення, відомостей не вистачає. Отже, дослідження доцільності використання цих котлів у складі інтегрованих систем автономного теплозабезпечення є актуальним.

Очікується, що максимальну економію енергетичних ресурсів можна досягти, якщо реалізувати систему переривчастого опалення в учбових корпусах, з урахуванням особливостей навчального процесу, який уможлиблює суттєву економію енергоресурсів.

Так, в навчальному корпусі №10 ОНПУ встановлено інтегровану систему автономного теплозабезпечення, що працює у режимі переривчастого опалення у складі якої міститься пелетний котел (рис. 1). Для додаткової економії енергетичних ресурсів передбачено використання бака-акумулятора теплоти [2, 3].

При використанні автономної системи в режимі переривчастого опалення в період ранкового надтопу учбових приміщень, з метою підготовки їх до початку занять, необхідно мати запас потужності опалювальної установки, що вимагає додаткових капітальних вкладень [1, 2].

В режимі акумуляції теплоти в вечірній і нічний період, можливим є у період ранкового надтопу здійснювати раціональне використання накопиченої теплоти, що сприяє вирішенню задачі економії паливно-енергетичних ресурсів, уможлиблює ефективну реалізацію переривчастого опалення без додаткового нарощування потужності опалювальної установки.

Реалізація такої системи дає можливість контролювати тепловий режим навчального корпусу в робочий і неробочий періоди. У неробочий час температуру повітря можна підтримувати на більш низькому рівні, ніж в інші проміжки часу, що призводить до зниження витрати палива.



Рис. 1. Пелетний котел навчального корпусу №10 ОНПУ

Досвід експлуатації пілотної установки ОНПУ навчального корпусу №10 свідчить, що використання системи преривчастого опалення з акумулюванням теплоти є доцільним, бо дає можливість зекономити 35-40% енергоресурсів в порівнянні з традиційною системою опалення.

Література:

1. Г.А. Баласанян, А.А. Климчук, М.Б. Миняйло. Моделирование режима прерывистого отопления комбинированной системы теплоснабжения с тепловым насосом// Вісник національного технічного університету “ХПІ” 2015. № 17(1126). – С.97-102
2. О.А. Климчук, А.С. Мазуренко. Розробка пілотного проекту комбінованої системи теплопостачання навчального корпусу ОНПУ з використанням відновлювальних джерел енергії та теплового акумулювання// Вісник Київського національного університету технологій та дизайну: Київ, 2013. – №6. – С.65-67
3. Г. Бекман, П. Гилли. Тепловое аккумулирование энергии// Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – С.9-287

Науковий керівник: Баласанян Г.А., д.т.н., проф. кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій ОНПУ



УДК 628.81

ДОСВІД ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ПРОЦЕСАХ УТИЛІЗАЦІЇ АВТОМОБІЛЬНИХ ШИН

Мирошниченко А. В., магістрант ІЕКСУ ОНПУ, м. Одеса

Проблеми екологічної рівноваги з кожним роком стають все більш актуальними. Однією із проблем, яка впливає на екологічний стан довкілля є складність утилізації великої кількості товарів масового виробництва, зокрема автомобільних шин. Разом із цим переробка шин може дати велику кількість матеріалів, придатних для спалення, котрі можуть бути використані в промисловому виробництві та у побуті.

У теперішній час існують установки для переробки автомобільних шин та інших виробів із пластмаси [1]. Такі установки бувають двох типів: вертикальні та горизонтальні. Горизонтальні установки розробили і виготовляють у Полтаві та Обухові (Київська область). Вказані установки функціонують у Дніпропетровську, Нерубайську (Одеська область), Обухові (Київської області), в Білорусії та Російській Федерації.

Установки такого типу мають різні промислові потужності. Переробляти можливо від 1 до 28 тонн за добу. З допомогою такої установки при переробці шин, пластмасових та гумових виробів в процесі піролізу можна отримати три види палива:

- низькосортна нафта або пічне паливо (рідка фракція);
- технічний вуглець (вугілля за калорійністю не поступається коксовому вугіллю);
- піролізний газ (використовуємо для підтримання горіння в топці під ретортою).

Ці види палива можна використовувати в промисловості. Також у результаті переробки шин отримуємо металічний корд, який є металобрухтом.

При розробці утилізаційної установки необхідно розробити канали обладнання з мінімальними гідравлічними опорами. Для цього доцільно використовувати метод візуальної діагностики структури потоків [2]. Виявлення структури потоків дозволить істотно зменшити втрати тиску в гідравлічних і аеродинамічних системах і, відповідно, зменшити витрати енергії при роботі установки. Удосконалення проточних частин також буде доцільно виконати для поліпшення роботи систем очищення димових газів, що видаляються з котлоагрегату.

Для розробки установки утилізації є принципова схема процесу переробки автомобільних шин, яка наведена на рисунку 1.

Особливості цієї схеми:

- можлива переробка від 1 до 28 тонн шин за добу;
- дозволяється використання на відстані до 300 метрів до житлової зони;
- потрібно постійно привозити шини для безперервної роботи установки;
- немає запаху від переробки сировини.

Переваги такої установки:

- швидка окупність;
- достатньо невисока ціна сировини, котру отримуємо в результаті піролізу шин, яка впливає на швидку реалізацію продукції.

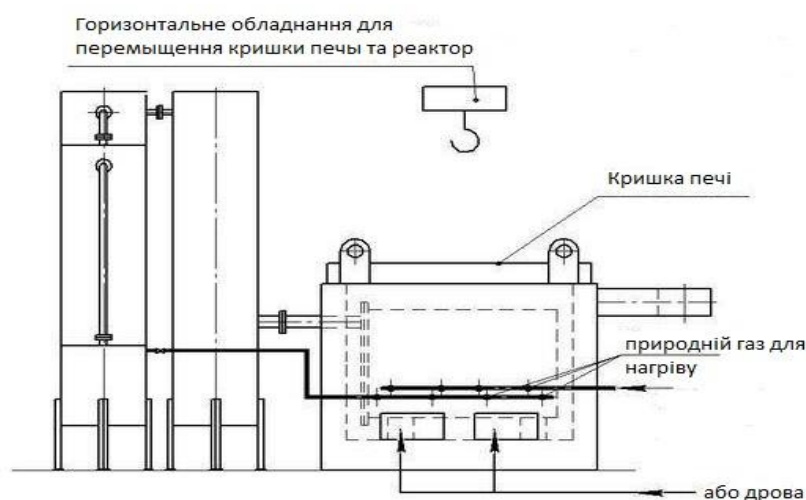


Рис. 1 Принципова схема установки для переробки автомобільних шин

Досвід експлуатації установок утилізації виробів із гуми показав, що при організації стабільного збору сировини для переробки можливо організувати промислові підприємства подвійного призначення:

- 1) утилізація автомобільних шин та інших гумових виробів;
- 2) вироблення теплової енергії при спалюванні відходів утилізації.

Термін окупності такого заводу становить 4-6 місяців, тому будівництво подібних заводів утилізації може бути дуже актуальним для нашої держави.

Враховуючи те, що такі установки використовуються в Європі та США, можна зробити висновок, що переробка шин, пластмас та гуми може бути актуальною і для України.

За рахунок впровадження установок утилізації виробів із гуми можна прибрати непотрібні відходи, що забруднюють навколишнє середовище і одержати паливо, яке можна використовувати для опалення будівель житлового та нежитлового призначення.

Література

1. Денисова А. Є., Нго Мінг Хіеу. Оцінка ефективності біогазових електростанцій // Збірник наукових праць національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. 2014. – №5–6 (450). – С.118 – 122
2. Арсирій В. А., Ярошевский В. П. Снижение аэродинамических сопротивлений дутьевых трактов котлов // Труды ОДАХ – 2011 №4 (132) – С. 44 – 48.
3. <http://suslovm.narod.ru/rezina.html>

Арсирій В.А., д.т.н., проф. кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій ОНПУ

СЕКЦІЯ №9 – “ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ХОЛОДИЛЬНІЙ ТЕХНІЦІ”

УДК 621.56

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ ФРУКТОХРАНИЛИЩА

*Тодосенко А.В., студентка ІХКЭ ОНАПТ, г. Одесса
Макаренко М.А., Римашевский С.Ю., НИО Холод, г. Одесса*

Ввиду растущих потребностей рынка в свежей плодоовощной продукции сохранение качества и количества собранных фруктов является актуальной и важной задачей. Основными параметрами, влияющими на процесс хранения, являются: температура, относительная влажность, состав газовой среды, кратность циркуляции охлаждающей среды и технологическая дисциплина производственного процесса. Организация управления и контроля процессом холодильного хранения – важный фактор, влияющий на сохранение качества урожая и сроки его хранения. Для решения задач по разработке систем технологического контроля используют современные системы управления и мониторинга на базе программируемых контроллеров, систем мониторинга и удаленного доступа, позволяющих посредством интернет-соединения непрерывно контролировать и, в случае необходимости, своевременно корректировать основные технологические характеристики процессов хранения, изменять «программы» работы оборудования (охлаждение, хранение).

Целью проведения исследовательской работы была разработка ТЕО и типового проектного решения системы холодоснабжения фруктохранилища, оснащенной комплексной системой автоматизированного контроля и управления с возможностью регистрации и мониторинга технологических регламентных параметров и данных о режимах работы холодильной системы.

В ходе выполнения работы был произведен расчёт и подбор холодильного оборудования, а также приборов и устройств автоматизированной системы управления на базе комплектующих фирмы Danfoss, позволяющих обеспечить требуемые технологические параметры в охлаждаемых помещениях в диапазоне регламентирующихся НТД потребностей.

Для этой цели авторами разработано техническое задание и концепция системы удалённого мониторинга и управления холодильным оборудованием.

Предложенная концепция системы управления – это:

1. Качество. Оптимальное качество сырья и увеличение срока его хранения в соответствии с санитарными правилами достигается за счёт поддержания требуемых регламентов технологических режимов, функций адаптивного управления и точной работы систем контроля и управления.
2. Надежность. Система управления позволяет оперативно (в режиме «on-line») информировать сервисных диспетчеров о возникновении аварийной ситуации. Неисправности, возникающие в холодильной установке, устраняются сервисной службой дистанционно до того, как ситуация станет критической. Если диспетчер не может дистанционно устранить проблему, то он направляет сервисную бригаду, которая получает информацию о возникшей проблеме ещё до приезда на объект, что способствует скорейшему устранению неисправностей.
3. Компьютерное обеспечение. Специальное компьютерное обеспечение «АК Монитор» позволяет получать информацию о рисках и условиях, приводящих к их возникновению и имеющих существенное значение для безопасности хранения продукции. В том числе данные о регламентных режимах в камерах. Система отображает показания датчиков в виде гистограмм, таблиц, наглядных мнемосхем.
4. Мониторинг и диспетчеризация. Специалисты сервисной службы оснащены мобильными телефонами и портативными компьютерами (ПК), при помощи которых осуществляется мониторинг и диспетчеризация холодильных установок из любой точки: офиса, машины, дома и т.д. При этом ПК можно подключать непосредственно к интерфейсному модулю или удаленно при помощи модема и телефонной линии, GSM модема или через интернет.
5. Энергосбережение. Экономия электроэнергии составляет до 33 % благодаря оптимизации всех параметров работы холодильной установки.
6. Сокращение издержек. Благодаря минимальному времени на поиск и устранение неисправности время простоя холодильного оборудования сокращается до минимума. Срок службы холодильного оборудования увеличивается за счёт совершенных алгоритмов управления, использования электронных расширительных вентилей, «плавающего» давления испарения/конденсации, расширенных функций аварийной сигнализации.

Докладчики также отмечают, что в настоящее время самое современное холодильное оборудование не может быть настолько надежным, чтобы работать безотказно длительное время без сервисного обслуживания. Рано или поздно возможны сбои и аварийные ситуации, причем это может произойти, когда на предприятии отсутствует обслуживающий персонал. Для оперативного устранения неисправности необходимо своевременно получить сигнал о сбое в системе холодоснабжения с информацией о характере неисправности. Эта проблема также решается с помощью предложенной АСУ.

Итогом работы является обоснование экономической целесообразности внедрения автоматизированной системы управления типа ADAP-KOOL. При этом расчет экономических показателей не учитывал критерии оценки качества сырья, что значительно улучшило бы ожидаемые показатели.

Научный руководитель: Желиба Ю.А., к.т.н., с.н.с., доц. кафедры холодильных установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

Автори наукових робіт:

- Б**
- Бабой Є.О., **45**
Балашов Д.А., **55**
Башкиров Г.В., **66**
Бедросов В.О., **5, 80**
Белова Г.В., **46**
Белый Д.В., **6**
Бутовський Є.Д., **61**
Бучинський О.Г., **49**
- В**
- Вершибалко О.О., **99**
Витульский А.К., **85**
Вовненко В.С., **34**
- Г**
- Гайданова З.Н., **26**
Галіцин О.К., **83**
Гожелов Д.П., **8**
Головинский Д.Л., **37**
Гончар И.В., **101**
- Д**
- Дороховський Є.С., **59**
Дворжак В.П., **9**
Дубенко А.С., **73**
- Е**
- Ергашев П.С., **76**
Ерема В.Ю., **37**
- Горин Д.А., 98**
Грудка Б.Г., 14
Губінов Д.О., 38

Ж

Желиба Т.А., **93**
Жуков А.А., **11**
Журавлев А., **31**

З

Зажий А.В., **39**
Закиряев В.В., **76**
Зубарев А.С., **16**

И

Иванчук Я.П., **86**

К

Карпенко П., **13**
Карпунин А.И., **48**
Клебан О.Л., **35**
Клевец А.В., **67**
Козаченко И.С., **57, 93**
Кобалава Г.А., **20**
Ковальчук Г.І., **104**
Кононенко Л.Г., **64**

М

Мазуренко С.Ю., **21**
Макаренко М.А., **118**
Матвеев Э.В., **70**
Мирошниченко А.В., **116**
Миськевич Д.Д., **3**
Мольский А.С., **103**
Мошкатык А.В., **22**

Н

Нестеров П., **95**
Никогда И.Р., **3**

О

Оганесян Д.Л., **32**
Озолин Н.Е., **23**
Онука В.І., **50**
Осадчук А.В., **51**
Осадчук Е.А., **75**
Очагин Д.Ю., **72**

Константинов І.О., **30**

Коржук Д., **17**

Корниевич С.Г., **74**

Коростелин В.В., **107, 111**

Костецкий Д.В., **74**

Кравченко, **19**

Крицько О.А., **63**

Купченко Р., **91**

Л

Любченко Д.А., **31**

П

Паскаль А.А., **41, 78**

Петушенко С.Н., **88**

Пилипенко Б.А., **68**

Полухин В.А., **25**

Р

Римашевский С.Ю., **118**

Ромачевская В.И., **87**

Роштабіга О.В., **4**

Рябцев В.Ю., **93**

С

- Семенюк С.П., **90**
Сенчук В.О., **106**
Серединский О.Ю., **112**
Собко П.Ю., **27**
Сурмачевский Я.П., **86**
Садовский А.С., **5**

Т

- Талибли Р.Е., **53**
Терещенко Р.В., **79**
Тесля Р.М., **37**
Тимофеев И.В., **8**
Тишко Д.П., **69**
Тодосенко А.В., **118**
Трандафилов В.В., **28**

У

- Унгурян Е.О., **95**

Ч

- Чепурко Т.В., **113**
Чигрин А.А., **71**
Чуба С.О., **114**
Чумак Є.Р., **29**

Ш

- Шахназарян Г.А., **52**
Шеременко В.Ю., **42**
Шкарубський Д.О., **82**

Ю

- Юрий О.В., **58**

Керівники наукових робіт:

*Арсирий В.А.
Баласанян Г.А.
Гайдук С.В.
Герасим А.С.
Дементьева Д.Ю.
Денисова А.Е.
Дорошенко А.В.
Дорошенко Ж.Ф.
Ерин В.А.
Желиба Ю.А.
Жихарева Н.В.
Зимин А.В.
Козут В.Е.
Кравченко М.Б.
Лагутин А. Е.
Милованов В.И.
Морозюк Л.И.*

*Наер В.А.
Остапенко А.В.
Петренко О.В.
Подмазко А.С.
Потапов В.А.
Семенюк Д.П.
Симоненко Ю.М.
Соколовская В.В.
Стоянов П.Ф.
Титарь С.С.
Титлов А.С.
Троценко А.В.
Хмельнюк М.Г.
Яковлева О.Ю.
Якушенко Є.М.
Ярошенко В.М.*

**МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ**
**«СТАН, ДОСЯГНЕННЯ І ПЕРСПЕКТИВИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І
ТЕХНОЛОГІЇ»**

14-15 квітня 2016 року

Збірка тез доповідей

Підписано до друку **11.04.2016**. Формат 60x84 1/16.
Умовн. друк. арк. **6.500**. Наклад **15** прим.
Надруковано видавничим центром ОНАХТ ННІХКЕ.
65082, Одеса, вул. Дворянська, 1/3