



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

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

21 квітня 2015 року

Збірка тез доповідей



ISSN 0453-8307

УДК 621.56/59

Тематичні напрями: холодильні машини і установки; теплові помпи; теплообмінні апарати і процеси тепломасообміну; робочі речовини; системи кондиціонування повітря, компресори; енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки; холодильна технологія; криогенна техніка.

Науковий комітет:

проф. Єгоров Б.В.
проф. Капрел'янц Л.В.
проф. Хмельнюк М.Г.
проф. Лагутін А.Ю.
проф. Наєр В.А.
проф. Тітлов О.С.

проф. Мілованов В.І.
проф. Радченко М.І.
проф. Ванєєв С.М.
проф. Морозюк Л.І.
проф. Симоненко Ю.М

Організаційний комітет:

доц. Буданов В.О.
проф. Морозюк Л.І.
доц. Гоголь М.І.

асп. Грудка Б. Г.
ст. Козачинський В. С.
ст. Романюк В.В.

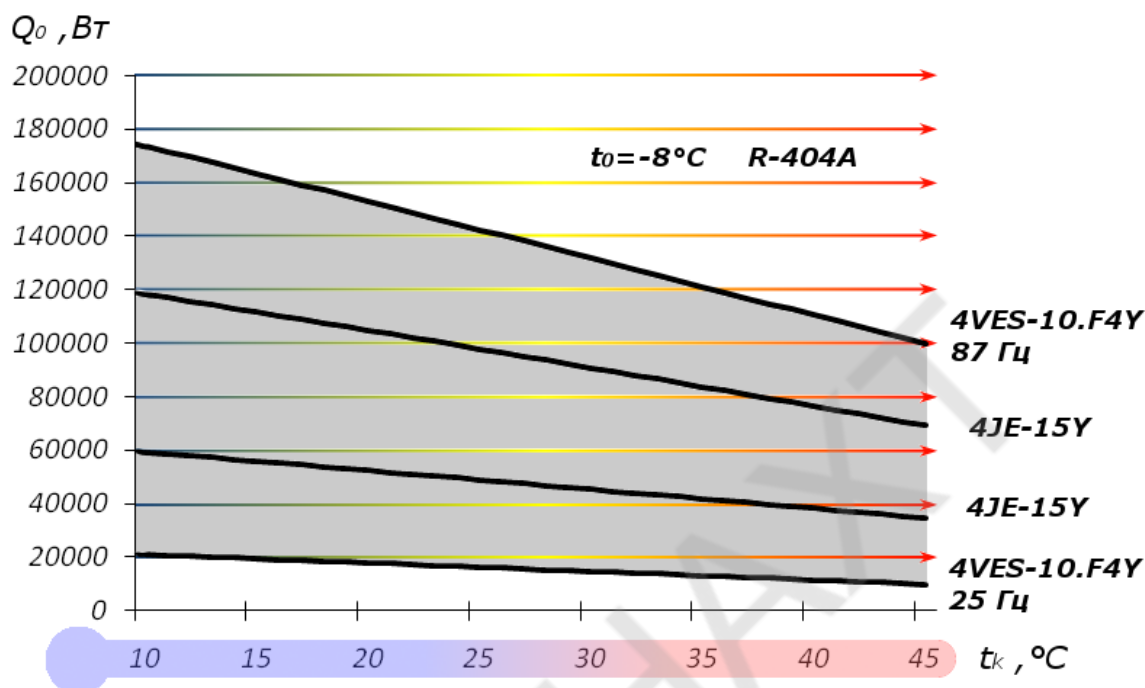
Робочі мови конференції – українська, російська, англійська.

Місце проведення – ауд. 202, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082

Всі тези доповідей надруковані згідно наданих макетів

ISSN 0453-8307

компрессора из-за отсутствия постоянных пусков и остановок, что уменьшает нагрузки на электросеть и обмотку компрессора. Приведенный график зависимости холодопроизводительности от температуры конденсации при фиксированной температуре кипения иллюстрирует результаты проведенного исследования.



Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ОЦЕНКА ХАРАКТЕРНЫХ ПАРАМЕТРОВ АММИАЧНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ РАБОТЕ КОНДЕНСАТОРА В НЕРАСЧЁТНЫХ УСЛОВИЯХ

Тимошевская Л.В., аспирантка ИХКЭ ОНАПТ, г.Одесса

Копытин А.В., к.т.н., начальник НИС ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий», г. Одесса

Показатели работы аммиачной холодильной установки (АХУ) зависят от многих факторов, которые оказывают влияние на эффективность её работы. Проектирование аппаратов, машин и самой установки осуществляется при заданных начальных параметрах. Такие параметры называются расчётными, а режим работы — паспортным. В действительности в паспортном режиме работа установки реализуется крайне редко. В основном холодильная установка работает в нерасчётных условиях. При этом важным является оценка и прогнозирование параметров работы АХУ в нерасчётных условиях, особенно при появлении внутри системы неконденсируемых газов [1,2].

В качестве объекта исследования выбрана холодильная установка, входящая в состав крупнотоннажного комплекса по перегрузке аммиака (рис.1). Комплекс предназначен для приёма жидкого аммиака из аммиакопровода и железнодорожных цистерн, а также отгрузки его в суда-газовозы. При этом жидкий аммиак после двухкратного дросселирования охлаждается от температуры окружающей среды до температуры минус 33 °С. Образовавшиеся пары аммиака реконденсируются АХУ.

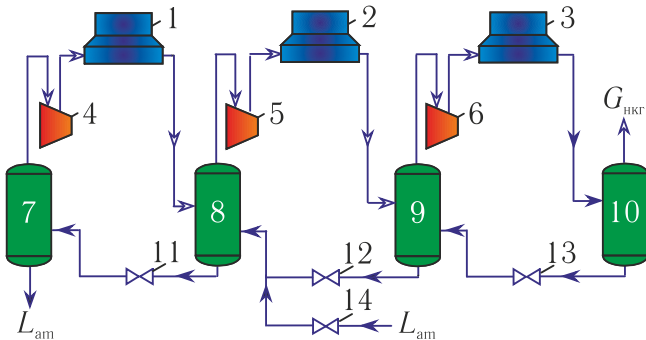


Рис. 1. Принципиальная схема АХУ комплекса перегрузки аммиака: 1, 2 – аппараты воздушного охлаждения (межступенчатые охладители); 3 – воздушный конденсатор; 4 – 6 – ступени сжатия аммиачного центробежного компрессора; 7 – 10 – сепараторы; 11 – 14 – дроссельные вентили; $L_{ам}$ – жидкий аммиак; $G_{нкг}$ – неконденсируемые газы

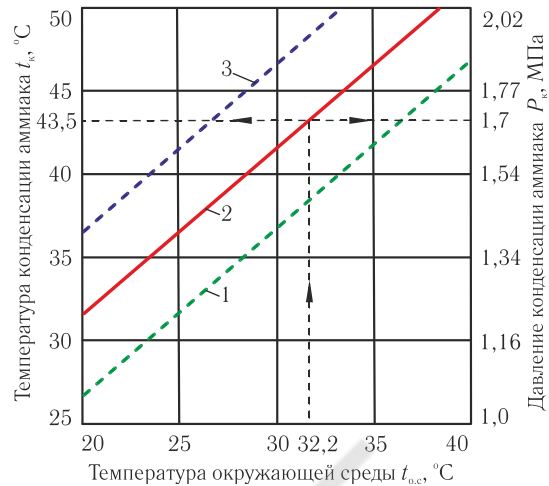


Рис. 2. График зависимости температуры конденсации аммиака t_k от температуры окружающей среды $t_{о.с.}$: 1 – линия конденсации аммиака при $\theta_m = 5^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{охл} = 3^\circ\text{C}$; 2 – линия конденсации аммиака при $\theta_m = 10^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{охл} = 3^\circ\text{C}$ ($\theta_m = 6^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{охл} = 8,4^\circ\text{C}$); 3 – линия конденсации аммиака при $\theta_m = 15^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{охл} = 3^\circ\text{C}$

Известно, что от эффективности работы воздушного конденсатора зависит экономичность работы всей холодильной установки. В связи с этим разработана методика расчёта показателей АХУ с учётом конструктивных особенностей воздушного конденсатора при работе его в нерасчётных условиях.

В качестве исходных данных для расчётов была принята производительность по жидкому аммиаку $L_{ам}=375$ т/ч. При этом давление конденсации аммиака в холодильной установке поддерживается в диапазоне 1,2...2,0 МПа за счёт включения/выключения вентиляторов воздушного охлаждения, а производительность — изменением числа оборотов центробежного компрессора, который приводится в действие газотурбинной установкой. Результаты расчётов представлены в таблице и на рис. 2.

Результаты расчётов характерных параметров аммиачной холодильной установки при работе конденсатора в нерасчётных условиях

Обозначение параметров	Температура окружающей среды, °C				
	20	25	30	34	38
$L_{ам}$, т/ч	375	375	375	375	375
$P_{вс.1}$, МПа	0,1034	0,1034	0,1034	0,1034	0,1034
$P_{н.1}$, МПа	0,408	0,419	0,429	0,439	0,450
$P_{вс.2}$, МПа	0,358	0,359	0,359	0,359	0,360
$P_{н.2}$, МПа	0,717	0,771	0,812	0,838	0,863
$P_{вс.3}$, МПа	0,667	0,701	0,736	0,771	0,806
$P_{н.3}$, МПа	1,27	1,49	1,69	1,89	2,1
$t_{н.3}$, °C	106	118	127	135	142
t_k , °C	31,2	36,5	41,3	45,7	49,6
P_k , МПа	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
G_1 , кг/с	11,17	11,24	11,28	11,33	11,40
G_2 , кг/с	19,65	19,80	19,96	20,12	20,28
G_3 , кг/с	21,18	21,73	22,26	22,78	23,29
Q_k , кВт	27015	27668	28205	28707	29384
$F_{расч}$, м ²	24706	24664	25831	25816	26281
W , кВт	7800	8743	9480	10106	10937
$n_{вен}$, шт.	32	33	34	35	37

Из рис. 2 видно, что при температуре окружающей среды $t_{o.c} = 32,2$ °С температура конденсации аммиака составит 43,5 °С при давлении 1,7 МПа, что подтверждается действительными показателями, характеризующими работу воздушного конденсатора крупной аммиачной холодильной установки, находящейся в эксплуатации.

Из таблицы видно, что при приёме жидкого аммиака из аммиакопровода в количестве $L_{ам} = 375$ т/ч холодильная установка способна обеспечить конденсацию паров, образующихся в результате двухступенчатого дросселирования в хранилища жидкого аммиака, при изменении температуры окружающей среды от 20 до 38 °С. При этом тепловая нагрузка конденсатора может изменяться от 27 до 29,4 МВт, а количество работающих вентиляторов — от 32 до 37 шт. из 40 установленных.

Результаты расчёта наружной теплопередающей поверхности конденсатора $F_{расч}$ показали, что при расчётной нагрузке конденсатора, соответствующей приёму жидкого аммиака в количестве $L_{ам} = 375$ т/ч, используется не более 82% установленной площади теплообмена $F_n = 32085$ м².

Разработанная методика позволяет расчётным путём оценить максимальную нагрузку конденсатора и количество перерабатываемого жидкого аммиака. Единственными ограничивающими условиями при этом будут параметры окружающей среды и количество работающих вентиляторов.

Анализ выполненных расчётов показал, что при включении в работу всех вентиляторов воздушного охлаждения в количестве 40 шт. и использовании теплообменной поверхности конденсатора на 97% производительность холодильной установки можно увеличить с 375 до 411...477 т/ч.

Суммарная потребляемая мощность при этом составит не более 12 МВт, что не превышает установленной мощности привода.

Полученные при помощи разработанной методики параметры АХУ при работе конденсатора в нерасчётных условиях показали хорошую их сходимость с эксплуатационными данными. Дальнейшее развитие данной работы будет направлено на изучение влияния неконденсируемых газов на работу конденсатора и холодильной установки при их накоплении и удалении.

Литература:

1. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Тимошевская Л.В. О снижении влияния инертных газов на характеристики аммиачных холодильных установок// Технические газы. — 2014. — №2. — С. 20-29.
2. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Тимошевская Л.В. Анализ систем воздухоотделения аммиачной холодильной установки// Технические газы. — 2014. — №3. — С. 18-23.

*Научный руководитель: Лавренченко Г.К., д.т.н., профессор, генеральный директор
ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий», г. Одесса*

ТЕХНОЛОГІЯ ЗБЕРІГАННЯ ЯБЛУК В РЕГУЛЬОВАНОМУ ГАЗОВОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Якименко А.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одесса

І. Постановка проблеми

Важливою та актуальною проблемою є вирішення задач подовження терміну зберігання плодоовочевої продукції, попередження та зниження рівня ураження фруктів та овочів різними захворюваннями, збереження товарного зовнішнього вигляду та

остається на рівні тих же значень, що і для найпростішої аміачної холодильної системи. Прогнозування дії хімічного ураження проведено за міжнародною методикою розрахунку концентраційних полів аміакоповітряної хмари, динаміки випаровування розлитого аміаку та розповсюдження хмари, формування токсодоз за різних метеорологічних умов. На жаль, висновок про наукову обґрунтованість та узгодженість результатів досліджень різних авторів зробити не можна. У доповіді аналізуються шляхи розв'язку та отримані результати перелічених проблем.

Авторами також детально проаналізовані вимоги НТД та відмічено, що упровадження нової нормативної документації, яка регламентує обладнання та експлуатацію потенційно небезпечних об'єктів (ПНБ), у тому числі аміачних холодильних установок (АХУ), обумовила нові підходи до проектування систем раннього виявлення надзвичайних ситуацій (НС) та систем упередження аварійних ситуацій та аварій. Якщо раніше дозволялось експлуатувати АХУ навіть без систем «газоаналізації» повітря приміщень за наявності постійно присутнього обслуговуючого персоналу, то зараз для небезпечних об'єктів та об'єктів підвищеної небезпеки з'явилися вимоги, які знижують конкурентоспроможність невеликих АХУ у порівнянні з фреоновими холодильними системами. Ця вимога обґрунтована, проте не співпадає з світовими тенденціями розвитку холодильної техніки.

Відповідно з результатами математичного прогнозування рівнів ризиків можливих техногенних та екологічних аварійних ситуацій та аварій, наслідків можливих аварій, кожний об'єкт, де експлуатуються аміачні установки, повинен бути обладнаний комплексом автоматизованого виявлення загрози виникнення техногенних надзвичайних ситуацій та оповіщення людей. Відповідно до вимог НТД комплекс повинен складатися з таких частин:

- Система раннього виявлення загрози виникнення надзвичайної ситуації – вихід параметрів експлуатації за межі робочих регламентних режимів;
- Автоматизована система виявлення надзвичайної ситуації – стосовно АХУ це газоаналізатори повітряної суміші приміщення та площадок;
- Система оповіщення керівного складу та персоналу об'єкту про загрозу чи виникнення НС;
- Система оповіщення відповідальних посадових осіб територіальних органів МНС України, органів виконавчої влади, пульти централізованого моніторингу техногенної та екологічної безпеки регіону;
- Пульти централізованого спостереження за регламентними характеристиками процесів;
- Система оповіщення населення, що проживає або знаходиться в прогнозованих зонах ураження небезпечними чинниками можливих аварій АХУ з викидом СДОР-аміаку.

Діючі підприємства, що експлуатують АХУ, не відповідають теперішнім вимогам попередження техногенних та екологічних аварій та оповіщення. На приведення їх стану до рівня вимог нової НТД знадобляться значні кошти як підприємств, так і бюджетів різних рівнів. Що стосується будівництва нових та реконструкцій діючих об'єктів потенційної небезпеки, то обладнання систем раннього виявлення та оповіщення уже є обов'язковою складовою проектною документації. З технічної точки зору принципів проблем обладнання комплексів не має, адже є багаторічний досвід обладнання систем протиаварійного захисту (СПАЗ) АХУ, які досить легко перероблюються та дооснащуються сучасним електронним обладнанням та датчиками. Проте є й низка перешкод, серед яких: необхідність погодження технічного завдання на комплекс з уповноваженим підрозділом МНС України в м.Києві; відсутність чіткого розмежування відповідальності за обладнання усіх семи складових комплексу між підприємствами, МНС України, органами місцевого самоврядування, як по фінансуванню, так і по організації упровадження та експлуатації; необхідність узгодження комплексу з іншими системами протиаварійного захисту виробничої автоматики, раннього виявлення аварійних систем,

пожежної сигналізації; відсутність визначеності мінімальної ємності холодильних установок по аміаку, за якої комплекси можуть бути обладнані у спрощеній комплектності, або зовсім не обладнуватись, адже рівень вимог до комплексів не залежить від рівня потенційної небезпеки і ризиків техногенних та екологічних аварій і однаковий, як для АХУ аміакоємністю 35÷50 кг, так і для комплексів по виробництву аміаку з аміакоємністю систем та складів у тисячі тонн. Не виключено, що для малоємних холодильних установок вартість комплексу може бути дорожчою за вартість самої установки.

Відмічені складнощі не знижують актуальності упровадження систем раннього виявлення надзвичайних ситуацій, розробки ПЛАС та декларацій безпеки стосовно АХУ.

Науковий керівник: Желіба Ю.О., ст.н.с.,к.т.н., доцент кафедри кафедри холодильних машин, установок та кондиціонування повітря ОНАХТ

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В РЕЖИМЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Козачинский В.С., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Предприятия торговли, такие как универсамы и супермаркеты, являются крупными потребителями холода. Сам же процесс производства холода является энергоемким из-за большого количества потребителей и высоких стандартов качества хранения продукции. Известно, что из общей электроэнергии, потребляемой супермаркетом, минимум 40% расходуется на работу холодильного оборудования.

Мировая практика показывает, что для обеспечения супермаркета холодом достаточно двух температурных режимов работы холодильного оборудования: низкотемпературного (с температурой кипения $-40^{\circ}\text{C} \dots -30^{\circ}\text{C}$, для хранения замороженных продуктов) и среднетемпературного (с температурой кипения $-15^{\circ}\text{C} \dots -5^{\circ}\text{C}$, для хранения охлажденных продуктов и напитков).

Если рассматривать величину энергопотребления холодильных установок, работающих на два температурных режима в процентном соотношении, то на долю низкотемпературной холодильной установки приходится около 60%, а среднетемпературной – около 40% затраченной электроэнергии.

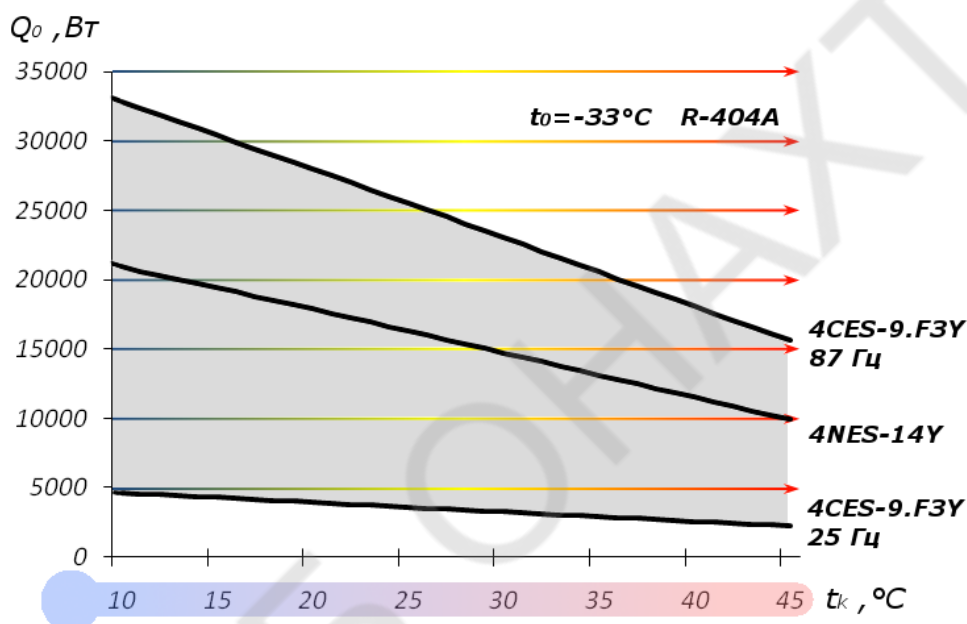
Главной задачей, которая ставится перед проектировщиками, является повышение энергоэффективности холодильной установки с учетом минимальных денежных затрат. Вот лишь несколько возможных вариантов реализации данной задачи: улучшение изоляционной конструкции охлаждаемых объемов; уменьшение эксплуатационных теплопритоков; регулирование работы холодильной машины в зависимости от изменений температуры окружающей среды.

В работе рассматривается система хладоснабжения низкотемпературных объектов универсама, энергоэффективность которой достигается уменьшением эксплуатационных теплопритоков в камеры и регулированием работы холодильной машины путем изменения температуры конденсации. Рассматриваемая группа объектов состоит из девяти низкотемпературных бонет и двух камер хранения замороженного мяса. Объекты обслуживает холодильный агрегат, состоящий из 3 компрессоров и воздушного конденсатора.

Первая задача решена экспериментальным путем, определено количество и длительности открывания дверей в течение суток. Эксперимент установил, что нормативный коэффициент, приведенный в литературе, не соответствует результатам эксперимента. Даны

рекомендации обслуживающему персоналу по уменьшению теплопритоков путем обязательного использования штор как средства энергосбережения.

Вторая задача решена путем проведения расчета холодильного агрегата при переменной температуре конденсации, связанной с сезонными и суточными колебаниями температуры окружающей среды. Результаты расчетов показали, что снижение температуры наружного воздуха на 5 градусов, и связанное с этим уменьшение давления конденсации, обеспечивает экономию энергии на 15%. Есть два способа регулирования работы холодильного агрегата: ступенчатый (отключением компрессоров) и плавный (с изменением частоты вращения инверторного компрессора). Несмотря на недостатки второго способа регулирования, его следует использовать, так как он позволяет поддерживать стабильную температуру кипения, тем самым поддерживая качественный вид продаваемой продукции. Приведенный график зависимости $Q_o = f(T_k)$ при $T_o = const$ демонстрирует результаты расчетов.



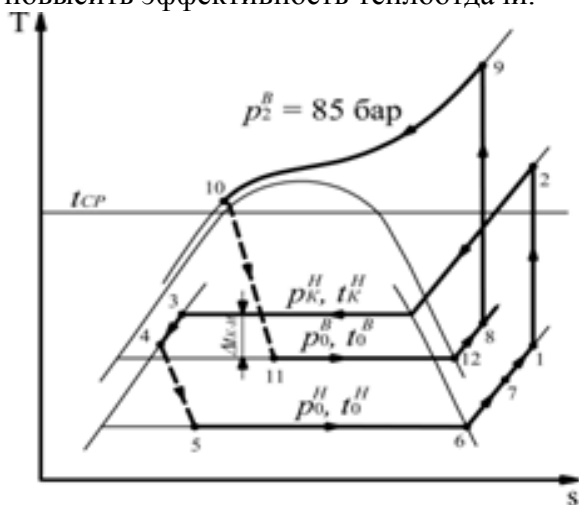
Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

КАСКАДНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ С ТРАНСКРИТИЧЕСКИМ ЦИКЛОМ В ВЕРХНЕМ КАСКАДЕ НА ОЗОНОБЕЗОПАСНЫХ РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВАХ

Молошаг Д. С., специалист ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Для получения низких температур на уровне $(-90^\circ\text{C} \dots -70^\circ\text{C})$, как известно, применяются каскадные холодильные машины. Традиционно в таких машинах в обоих каскадах используют рабочие вещества HFC- или HCFC-типа. В связи с запретом на использование озоноразрушающих веществ возрос интерес к природным рабочим веществам, в частности, к диоксиду углерода (R-744). Диоксид углерода имеет следующие достоинства: обладает высокой объемной холодопроизводительностью, не токсичен и безопасен, инертен к материалам, дешёв и доступен. Основными недостатками диоксида углерода являются низкая критическая температура и высокие давления в области рабочих

температур. Однако высокие давления определяют и преимущества R-744 по сравнению с другими хладагентами. Массовая холодопроизводительность компрессора при заданной объемной производительности на диоксиде углерода выше, вследствие высокой плотности газа, а падение давления в испарителях слабо влияет на изменения температуры кипения. Это позволяет увеличить массовый расход хладагента через испаритель и тем самым повысить эффективность теплоотдачи.



В работе рассматривается каскадная холодильная машина, малой производительности коммерческого назначения. В нижнем каскаде такой машины предлагается использовать озонобезопасный холодильный агент - R508a (R23/R116), являющийся альтернативой R13, а в верхнем - диоксид углерода (рис.1). Верхний каскад работает в транскритическом цикле. Диапазон давления в верхнем каскаде от 19 до 85 бар. Для работы на таких уровнях давлений используется полугерметичный компрессор фирмы «Bitzer», специально предназначенный для работы в транскритических областях, реализуемых на

Рис.1. Цикл каскадной холодильной R744/ Цикл такой машины представлен на рис.1. машины с транскритическим циклом. Расчеты показали, что применение такого решения в верхнем каскаде позволит значительно уменьшить массогабаритные и стоимостные показатели малых низкотемпературных машин, обеспечить экологическую безопасность и энергетическую эффективность по сравнению с традиционными схемными решениями малых каскадных машин.

Научный руководитель: Соколовская В.В., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ В ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМАХ ГИПЕРМАРКЕТА Г. ТЕРНОПОЛЬ

Лимарчук В. В., специалист ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

По сравнению с другими европейскими странами, современные формы торговли в Украине сохраняют значительный потенциал и перспективы для дальнейшего роста, в частности, сегмент гипермаркетов, характеризующийся низкой насыщенностью и отложенным спросом в условиях активного развития сетей «магазинов у дома». Преимущество гипермаркетов перед другими современными формами торговли заключается в более привлекательной для потребителей стоимости товара и в широком ассортименте, которому современный покупатель уделяет все больше внимания.

Анализ существующих торговых центров в г.Тернополь и области показал, что строительство большого гипермаркета имеет перспективу, так как позволит продавать продукты питания по более низкой цене.

В работе рассматривается система хладоснабжения гипермаркета. В проект была заложена разработка камер с различными температурными режимами при использовании легко сборных конструкций. Предусмотрено использование торгового оборудования: холодильные горки (регалы) – «Техно Холод», «Modern Expo»; морозильные бонеты –

«IARP»); холодильный витрины – «Айсберг». Все представленное оборудования работает с динамической системой охлаждения, что позволяет равномерно поддерживать температурный режим во всех охлаждаемых объемах.

Для хладоснабжения гипермаркета предлагается использовать две холодильные централи: низкотемпературную и среднетемпературную. Централы представляют собой мультикомпрессорные агрегаты, в состав которых входят спиральные и поршневые компрессора. Так как холодильный централи работают в условиях переменных тепловых нагрузок то необходимо обеспечить плавное регулирования производительности компрессоров, поэтому все компрессоры снабжены частотными преобразователями, которые позволяют плавно регулировать производительность от 10 до 100%.

Для отвода тепла конденсации используются воздушные конденсаторы, снабжённые регуляторами скорости вращения вентиляторов. Такой регулятор позволяет держать постоянными давление конденсации в независимости от температуры окружающей среды. Расчеты показали, что применения частотных преобразователей в холодильных центрах значительно уменьшает энергопотребления гипермаркета, а также увеличивает ресурс работы холодильного оборудования.

Научный руководитель: Гайдук С.В., к.т.н., ассистент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В КОМПЛЕКСНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИНАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ХЛАДОНОСИТЕЛЯМИ

Бобер А.В., Бобер А.В., магистранты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Развитие холодильной техники идет по пути совершенствования холодильного оборудования при неукоснительном выполнении требований энергосбережения и экологической безопасности как при создании машин, так и при их эксплуатации.

Выполнение этих требований непосредственно связано с уменьшением массы рабочего вещества, заправляемого в холодильную машину. Конструкция теплообменных аппаратов и схемные решения холодильных машин определяют это условие в первую очередь. Речь идет о системах хладоснабжения с промежуточными тепло- и хладоносителями и о маломощных теплообменных аппаратах.

В настоящее время приоритет имеют комплексные холодильные машины с промежуточными хладоносителями для различных температурных условий работы главных потребителей искусственного холода: холодной воды для установок кондиционирования воздуха; технологической воды или разного типа низкотемпературных веществ для предприятий пищевой промышленности. Главные технологические процессы могут иметь постоянную тепловую нагрузку при постоянном температурном режиме либо переменную тепловую нагрузку. При этом режим работы и энергопотребление холодильной машины зависит от суточных и сезонных колебаний температуры окружающей среды. Задача проектировщика состоит в создании машины, способной полностью обеспечить условия технологического процесса (холодопроизводительность машины равна величине отведенного тепла в процессе главного производства), а условия энергосбережения обеспечиваются регулированием производительности компрессора и конденсатора.

В работе рассмотрены две машины. **Первая** – комплексная машина на базе мультикомпрессорного агрегата из трех поршневых компрессоров с воздушным конденсатором и кожухотрубным испарителем с внутритрубным кипением рабочего вещества. Эксплуатация машины предусматривает постоянство режима работы главного

технологического процесса. **Вторая** – комплексная машина на базе мультикомпрессорного агрегата из трех спиральных компрессоров с воздушным конденсатором и кожухотрубным испарителем с внутритрубным кипением рабочего вещества. Эксплуатация машины предусматривает переменную тепловую нагрузку главного технологического процесса.

Теплотехнические расчеты машин показали, что энергосбережение обеспечивается ступенчатым включением компрессоров и ступенчатым включением вентиляторов конденсатора при изменении температуры окружающей среды, а экологическая безопасность определяется использованием R507, малоемких испарителя и конденсатора, спроектированных с учетом современных технологий европейских холодильных фирм.

Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИХ МАШИН В СИСТЕМАХ ТРИГЕНЕРАЦИИ

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

Тригенерация является децентрализованной энергопреобразующей системой, в которой один вид первичной энергии одновременно трансформируется в три полезных энергетических эффекта - электроэнергию, тепло и холод.

Схематически энергетический баланс представлен на рис. 1. В системе главной является энергетическая установка ЕУ (газопоршневая, газотурбинная, двигатель внутреннего сгорания, микротурбина, топливный элемент, солнечные батареи и др.) с производством электроэнергии (ЕЕ). Первичной энергией является топливо (твердое, жидкое, газообразное, биогаз и т.д.).

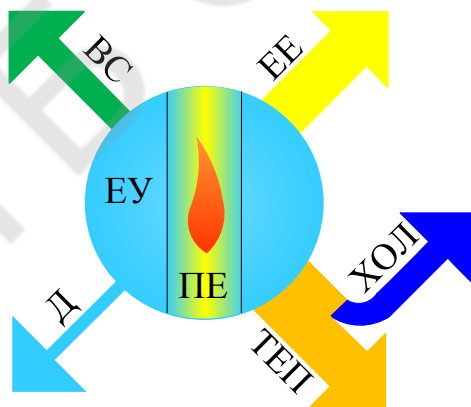


Рис.1. Схема энергетического баланса системы тригенерации.

Система имеет два обязательных сброса в окружающую среду (ВС) - в энергетической установке и холодильной, и внутренние необратимые потери в системе - Д (деструкция энергии).

Бросовое высокотемпературное тепло утилизируется для получения двух эффектов - тепла (ТЕП) и холода (ХОЛ). Для получения холода используют часть тепла, а систему комплектуют теплоиспользующей холодильной машиной.

Теплоиспользующие холодильные машины есть трех типов: абсорбционные, эжекторные, компрессорные.

Абсорбционные машины ориентированы на использование греющих источников тепла с относительно низким температурным потенциалом (90-250°C), что связано со свойствами рабочих смесей: осаждением бромида лития, разложением аммиака с последующей химической коррозией конструктивных материалов. Основными преимуществами абсорбционных машин являются малое потребление электроэнергии на реализацию холодильного цикла и минимальные затраты на техобслуживание. Коэффициент преобразования этих машин находится в пределах $COP= 0,3...0,8$. Наивысшим COP обладают машины с рабочей смесью «активированный уголь – аммиак». В машине используют греющий источник с температурой до 300°C, коэффициент преобразования $COP= 1,2...1,3$.

Эжекторные теплоиспользующие машины обладают высокой надёжностью и долговечностью благодаря отсутствию движущихся элементов. Существенным недостатком является низкая энергетическая эффективность ($COP= 0,2...0,3$), которая связана с большими необратимыми потерями энергии в процессах в эжекторе. Область использования эжекторных машин определена специфическими условиями, когда вопросы энергетической эффективности не являются первостепенно важными. Практическое применение в мире получили лишь пароводяные эжекторные машины для производства холода в отраслях промышленности, обладающих большим количеством бросового тепла (нефтяной, газовой, химической), а также в энергетике.

Однако интенсивное развитие *компрессорных* машин вытесняет эжекторные машины из традиционных областей использования и делает их более конкурентноспособными для применения в системах тригенерации по сравнению с абсорбционными машинами.

В настоящее время диоксид углерода является одним из наиболее перспективных рабочих веществ, которые применяются в холодильной технике и в компрессорных машинах в частности. Как показал эксергетический анализ, практическая реализация циклов при использовании CO_2 возможна при температурах в газовом нагревателе от 200 до 250°C, рабочих давлениях в прямом цикле от 230 до 300 бар, температурах окружающей среды от 25 до 35°C, температурах охлаждаемого объекта от -15 до -10°C, эксергетический КПД составил от 13 до 15%. Термодинамический анализ показал, что наивысшая энергетическая эффективность компрессорной машины достигается при рабочих давлениях в газовом нагревателе $p = 300$ бар и температурах $t = 250...350$ °C.

Полученные результаты теоретических исследований свидетельствуют о перспективности практической реализации теплоиспользующих компрессорных холодильных машин с диоксидом углерода, которые отвечают современным требованиям высокой энергетической эффективности и экологической безопасности,

Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ВОЗМОЖНОСТИ ПЕРЕОБОРУДОВАНИЯ АЭРОДРОМНЫХ УКРЫТИЙ ПОД ПЛОДОВООЩЕХРАНИЛИЩА

Марьенко А. В., специалист ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В настоящее время на территории расформированных авиационных частей сохранились стационарные железобетонные арочные аэродромные укрытия типа 2А/13 площадью 361,2 м². Укрытия имеют естественную изоляцию в виде земляной насыпи (рис.1).



Рис1.Аэродромные укрытия

Расчеты показали, что такое укрытие может быть использовано без сложного дополнительного переоборудования под плодоовощехранилище. В качестве холодильного оборудования предлагается комплексная холодильная машина фирмы «Bitzer», состоящая из компрессорно-конденсаторного агрегата и воздухоохлаждателей. Кроме того, внутри охлаждаемого помещения предусматривается общеобменная приточно-вытяжная вентиляция. Подобное хранилище может обеспечить единовременное хранение до 200 тонн плодоовощной продукции: картофель, яблоки, груши, морковь и т.д.

Научный руководитель: Ерин В.А., к.т.н., ст. преподаватель кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ХЛЕБОБУЛОЧНЫХ ПОЛУФАБРИКАТОВ ПОД ВАКУУМОМ

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

В последнее время пекари все больше внимания уделяют оптимизации производственного процесса, экономии энергии, увеличению ассортимента производимой продукции и снабжению мест наиболее активной торговли свежим хлебом.

Существует два способа — шоковая заморозка и вакуумная система охлаждения. Несколько лет назад с этим вроде бы было все ясно: производилась недопеченная продукция, которая подвергалась шоковой заморозке, доставлялась в места массовой продажи, где происходило размораживание и допекание продукта. Но на двух последних мировых выставках (IBA и EUROPAN) была анонсирована новинка — вакуумная система охлаждения хлеба. Это произошло только в последние годы, хотя известно, что некоторые идеи по вакуумному охлаждению хлебобулочных изделий были предложены чуть ли не в начале прошлого столетия, в 20-30-х годах. Испеченный хлеб помещается в технический вакуум, и вода начинает испаряться. Происходит изобарический процесс, когда вода превращается из жидкого состояния в газообразное, при этом она отбирает температуру у изделия, что приводит к резкому понижению температуры. Буквально в течение 3-4 минут в вакуумной камере температура изделия понижается с 120 °С до 7-15°С. Благодаря этому процессу продукт после выпечки и мгновенного охлаждения в вакуумной камере пригоден для последующих технологических процессов (упаковка, нарезка, хранение и т.д.).

Для реализации технических решений рассмотренного способа ведущие фирмы предлагают два варианта: 1-й — для ротационной печи, 2-ой — для туннельной печи. Для первого варианта используются вакуумная камера и насос. Такая установка может

совершенно спокойно обеспечивать 3-4 печи. Тележку закатили в камеру сразу после выпечки, 3-4 минуты — и уже температура изделия равна 12-17°C. Для туннельной печи — немного сложнее. Это целая система вакуумных установок, конвейер, несколько насосов, чтобы обеспечить непрерывное охлаждение. Среди преимуществ вакуумной системы охлаждения можно отметить следующие:

1. Сокращение времени охлаждения — до 95%, в зависимости от веса испеченного изделия.

2. Сокращение времени выпечки. Например, стандартный батон выпекается 25 минут. Оказывается, перед вакуумным охлаждением его достаточно выпекать 20 минут. Через 20 минут хлеб практически готов, а в течение 5 минут происходит испарение лишней влаги и время выпечки сокращается на 10-30%. По сути дела, это увеличение мощности (производительности) печи.

3. Улучшение объема и структуры мякиша. Вакуумное охлаждение приводит к увеличению объема и к улучшению общей структуры продукта (равномерная пористость и пр.). Короткий срок охлаждения практически исключает возможность образования трещин на корочке хлеба.

4. Увеличение естественного срока хранения. Охлажденный продукт можно сразу упаковывать, и не обязательно при помощи вакуумной упаковки. Этот хлеб можно хранить до месяца при температуре +5 °С в обычном холодильнике. Естественный срок хранения как минимум в 2 раза больше, чем при обычном охлаждении. А если хлеб поместить в вакуумную упаковку с впрыскиванием туда нейтрального газа, то срок хранения можно продлить до 3 месяцев.

5. Другие преимущества — существенное снижение расходов на различные пищевые добавки, на логистику внутри пекарни, экономия площади внутри пекарни.

Но самое главное — экономическая выгода. При равных инвестиционных вложениях вакуумное охлаждение однозначно лучше, чем шоковая заморозка. В первую очередь, значительно сокращаются эксплуатационные расходы и улучшается качество хлебобулочных изделий. При вакуумном охлаждении нет необходимости в других дополнительных затратах, которые сопровождают процесс шоковой заморозки: морозильники с температурой - 30°C, транспортировка в морозильных камерах (-18°C), хранение в морозильных камерах и печи для допекания продукции. Плюс к этому исключаются в продукте бактерии, плесень и т.д., чего очень сложно добиться при замораживании, так как в этом случае в большей степени присутствует так называемый «человеческий фактор».

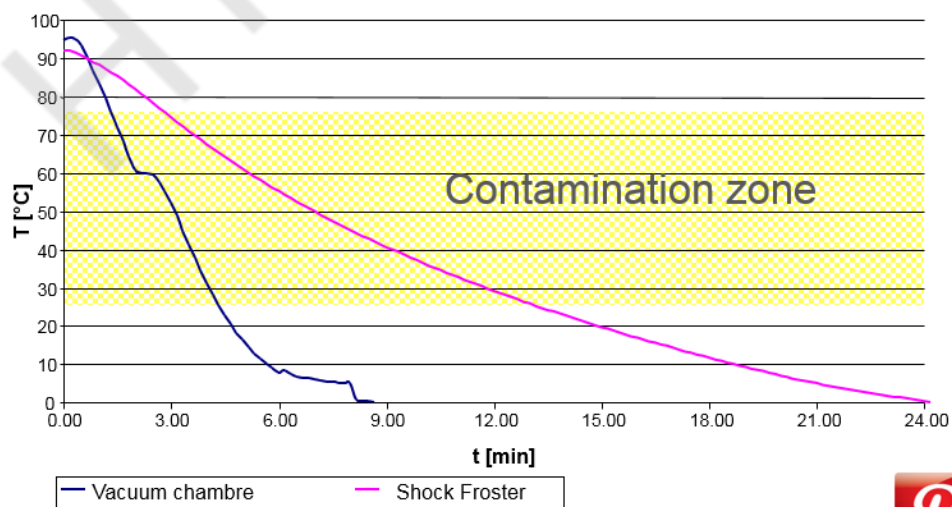


Рис. 1. Сравнение вакуумной и шоковой заморозки

Пожалуй, единственным недостатком вакуумного охлаждения является тот факт, что пекари о нем плохо информированы. В то же время мы уверены, что будущее принадлежит вакуумному охлаждению. Экспериментальные исследования вакуумного охлаждения хлебобулочных изделий при различных скоростях снижения давления в камере показали перспективность использования процесса в пищевой промышленности. При медленном снижении давления в камере (со скоростью 133 Па/с) длительность процесса вакуумного охлаждения составила 35 мин., при быстром (со скоростью 4...5,3 кПа/с) - 5 мин.

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

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ СРЕДТЕМПЕРАТУРНЫХ ОБЪЕКТОВ УНИВЕРСАМА С УЧЕТОМ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Автушков Р. С., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Предприятия торговли являются крупными энергоемкими потребителями холода. Замороженные продукты сохраняют при температуре -20°C, охлажденные – при -2...5°C. Общее энергопотребление можно разбить в соответствии с температурами в соотношении 60% - заморозка, 40% - средние температуры. Главная задача для специалистов холодильщиков - это повышение энергоэффективности путем улучшения изоляционных конструкций охлаждаемых объемов, уменьшения эксплуатационных теплопритоков, регулирования работы холодильной машины при постоянных колебаниях температуры окружающей среды.

В работе рассмотрены среднетемпературные объекты охлаждения универсама с точки зрения уменьшения эксплуатационных теплопритоков и регулирования работы холодильной машины при переменной температуре наружного воздуха. Рассматриваемая группа объектов состоит из 7 гастрономических витрин, 13 среднетемпературных горок, 2 камер хранения и 6 кондитерских витрин. Объекты обслуживает холодильный агрегат, состоящий из 3-х компрессоров и воздушного конденсатора.

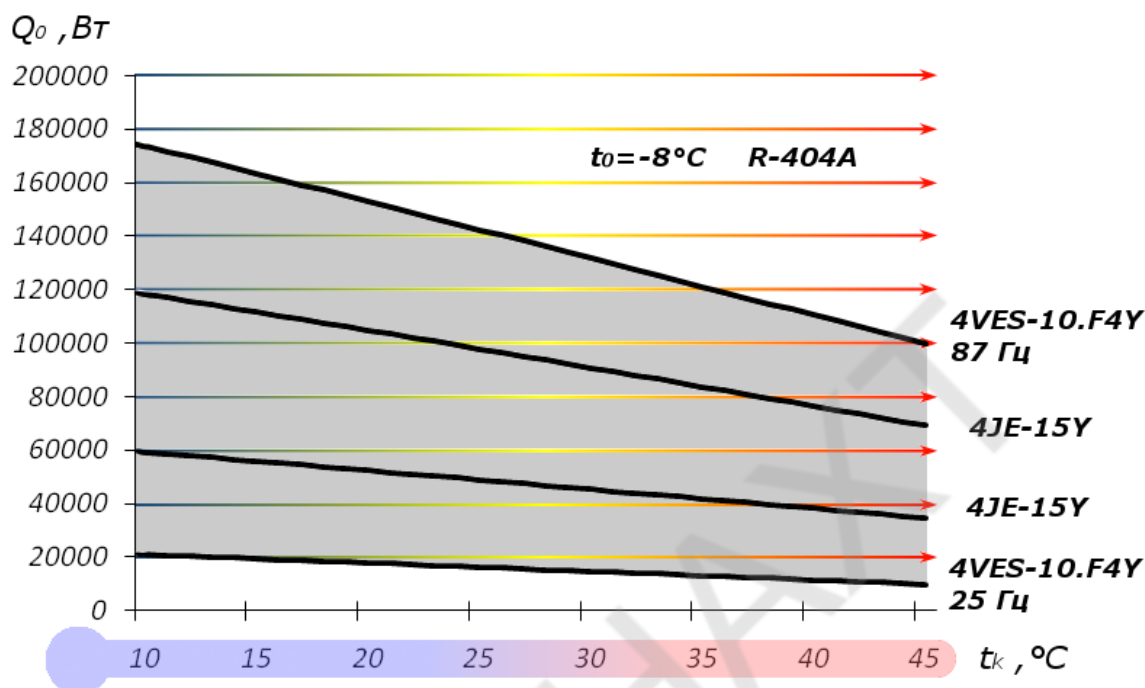
Первая задача решена экспериментально. Определено количество и длительность открывания дверей камеры хранения в течении суток. Эксперимент установил, что нормативный коэффициент эксплуатационных теплопритоков, приведенный в литературе, не соответствует результатам эксперимента. Даны рекомендации обслуживающему персоналу уменьшить теплопритоки с помощью использования воздухоразделительных штор.

Вторая задача:

Способ 1: Проведен расчет данного холодильного агрегата при переменной температуре конденсации, связанной с сезонными и суточными колебаниями температуры окружающей среды. Результаты расчетов показали, что снижение температуры наружного воздуха на 3 градуса и связанный с этим переход к понижению температуры конденсации обеспечивает экономию энергии на 7 %. При такой температуре окружающей среды можно отключить один компрессор, а затем проводить отключение компрессоров поочередно.

Способ 2: Регулирование с таким же эффектом - использование инвертора, тогда компрессоры не отключаются, а переходят на пониженные обороты. Этот способ предпочтительнее для обеспечения стабильности температурного режима, что является важной задачей для хранения пищевых продуктов. Преимущества системы охлаждения с инверторным управлением компрессора очевидны. В первую очередь - это уменьшенное энергопотребление и более низкий уровень шума, а главное - заметно больший срок работы

компрессора из-за отсутствия постоянных пусков и остановок, что уменьшает нагрузки на электросеть и обмотку компрессора. Приведенный график зависимости холодопроизводительности от температуры конденсации при фиксированной температуре кипения иллюстрирует результаты проведенного исследования.



Научный руководитель: Морозюк Л. И., д.т.н., проф. кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ОЦЕНКА ХАРАКТЕРНЫХ ПАРАМЕТРОВ АММИАЧНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ РАБОТЕ КОНДЕНСАТОРА В НЕРАСЧЁТНЫХ УСЛОВИЯХ

Тимошевская Л.В., аспирантка ИХКЭ ОНАПТ, г.Одесса

Копытин А.В., к.т.н., начальник НИС ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий», г. Одесса

Показатели работы аммиачной холодильной установки (АХУ) зависят от многих факторов, которые оказывают влияние на эффективность её работы. Проектирование аппаратов, машин и самой установки осуществляется при заданных начальных параметрах. Такие параметры называются расчётными, а режим работы — паспортным. В действительности в паспортном режиме работа установки реализуется крайне редко. В основном холодильная установка работает в нерасчётных условиях. При этом важным является оценка и прогнозирование параметров работы АХУ в нерасчётных условиях, особенно при появлении внутри системы неконденсируемых газов [1,2].

В качестве объекта исследования выбрана холодильная установка, входящая в состав крупнотоннажного комплекса по перегрузке аммиака (рис.1). Комплекс предназначен для приёма жидкого аммиака из аммиакопровода и железнодорожных цистерн, а также отгрузки его в суда-газовозы. При этом жидкий аммиак после двухкратного дросселирования охлаждается от температуры окружающей среды до температуры минус 33 °С. Образовавшиеся пары аммиака реконденсируются АХУ.

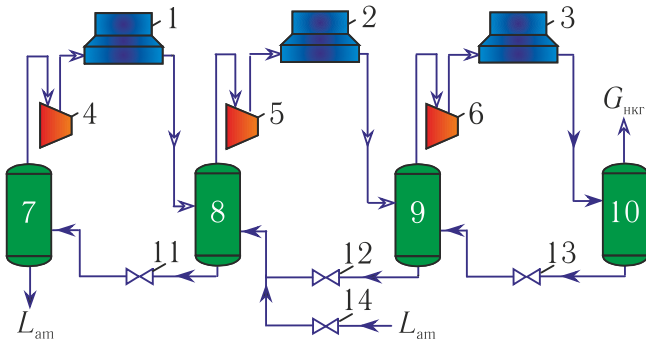


Рис. 1. Принципиальная схема АХУ комплекса перегрузки аммиака: 1, 2 – аппараты воздушного охлаждения (межступенчатые охладители); 3 – воздушный конденсатор; 4 – 6 – ступени сжатия аммиачного центробежного компрессора; 7 – 10 – сепараторы; 11 – 14 – дроссельные вентили; $L_{ам}$ – жидкий аммиак; $G_{нкг}$ – неконденсируемые газы

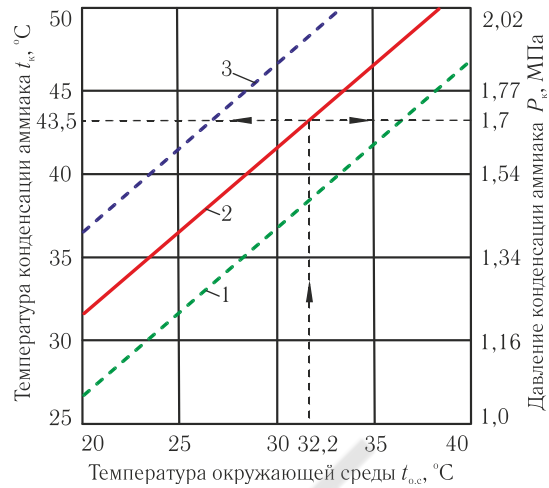


Рис. 2. График зависимости температуры конденсации аммиака t_k от температуры окружающей среды $t_{о.с.}$: 1 – линия конденсации аммиака при $\theta_m = 5^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{охл} = 3^\circ\text{C}$; 2 – линия конденсации аммиака при $\theta_m = 10^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{охл} = 3^\circ\text{C}$ ($\theta_m = 6^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{охл} = 8,4^\circ\text{C}$); 3 – линия конденсации аммиака при $\theta_m = 15^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{охл} = 3^\circ\text{C}$

Известно, что от эффективности работы воздушного конденсатора зависит экономичность работы всей холодильной установки. В связи с этим разработана методика расчёта показателей АХУ с учётом конструктивных особенностей воздушного конденсатора при работе его в нерасчётных условиях.

В качестве исходных данных для расчётов была принята производительность по жидкому аммиаку $L_{ам}=375$ т/ч. При этом давление конденсации аммиака в холодильной установке поддерживается в диапазоне 1,2...2,0 МПа за счёт включения/выключения вентиляторов воздушного охлаждения, а производительность — изменением числа оборотов центробежного компрессора, который приводится в действие газотурбинной установкой. Результаты расчётов представлены в таблице и на рис. 2.

Результаты расчётов характерных параметров аммиачной холодильной установки при работе конденсатора в нерасчётных условиях

Обозначение параметров	Температура окружающей среды, °C				
	20	25	30	34	38
$L_{ам}$, т/ч	375	375	375	375	375
$P_{вс.1}$, МПа	0,1034	0,1034	0,1034	0,1034	0,1034
$P_{н.1}$, МПа	0,408	0,419	0,429	0,439	0,450
$P_{вс.2}$, МПа	0,358	0,359	0,359	0,359	0,360
$P_{н.2}$, МПа	0,717	0,771	0,812	0,838	0,863
$P_{вс.3}$, МПа	0,667	0,701	0,736	0,771	0,806
$P_{н.3}$, МПа	1,27	1,49	1,69	1,89	2,1
$t_{н.3}$, °C	106	118	127	135	142
t_k , °C	31,2	36,5	41,3	45,7	49,6
P_k , МПа	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
G_1 , кг/с	11,17	11,24	11,28	11,33	11,40
G_2 , кг/с	19,65	19,80	19,96	20,12	20,28
G_3 , кг/с	21,18	21,73	22,26	22,78	23,29
Q_k , кВт	27015	27668	28205	28707	29384
$F_{расч}$, м ²	24706	24664	25831	25816	26281
W , кВт	7800	8743	9480	10106	10937
$n_{вен}$, шт.	32	33	34	35	37

Из рис. 2 видно, что при температуре окружающей среды $t_{o.c} = 32,2$ °С температура конденсации аммиака составит 43,5 °С при давлении 1,7 МПа, что подтверждается действительными показателями, характеризующими работу воздушного конденсатора крупной аммиачной холодильной установки, находящейся в эксплуатации.

Из таблицы видно, что при приёме жидкого аммиака из аммиакопровода в количестве $L_{ам} = 375$ т/ч холодильная установка способна обеспечить конденсацию паров, образующихся в результате двухступенчатого дросселирования в хранилища жидкого аммиака, при изменении температуры окружающей среды от 20 до 38 °С. При этом тепловая нагрузка конденсатора может изменяться от 27 до 29,4 МВт, а количество работающих вентиляторов — от 32 до 37 шт. из 40 установленных.

Результаты расчёта наружной теплопередающей поверхности конденсатора $F_{расч}$ показали, что при расчётной нагрузке конденсатора, соответствующей приёму жидкого аммиака в количестве $L_{ам} = 375$ т/ч, используется не более 82% установленной площади теплообмена $F_n = 32085$ м².

Разработанная методика позволяет расчётным путём оценить максимальную нагрузку конденсатора и количество перерабатываемого жидкого аммиака. Единственными ограничивающими условиями при этом будут параметры окружающей среды и количество работающих вентиляторов.

Анализ выполненных расчётов показал, что при включении в работу всех вентиляторов воздушного охлаждения в количестве 40 шт. и использовании теплообменной поверхности конденсатора на 97% производительность холодильной установки можно увеличить с 375 до 411...477 т/ч.

Суммарная потребляемая мощность при этом составит не более 12 МВт, что не превышает установленной мощности привода.

Полученные при помощи разработанной методики параметры АХУ при работе конденсатора в нерасчётных условиях показали хорошую их сходимость с эксплуатационными данными. Дальнейшее развитие данной работы будет направлено на изучение влияния неконденсируемых газов на работу конденсатора и холодильной установки при их накоплении и удалении.

Литература:

1. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Тимошевская Л.В. О снижении влияния инертов на характеристики аммиачных холодильных установок// Технические газы. — 2014. — №2. — С. 20-29.
2. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Тимошевская Л.В. Анализ систем воздухоотделения аммиачной холодильной установки// Технические газы. — 2014. — №3. — С. 18-23.

*Научный руководитель: Лавренченко Г.К., д.т.н., профессор, генеральный директор
ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий», г. Одесса*

ТЕХНОЛОГІЯ ЗБЕРІГАННЯ ЯБЛУК В РЕГУЛЬОВАНОМУ ГАЗОВОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Якименко А.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одесса

І. Постановка проблеми

Важливою та актуальною проблемою є вирішення задач подовження терміну зберігання плодоовочевої продукції, попередження та зниження рівня ураження фруктів та овочів різними захворюваннями, збереження товарного зовнішнього вигляду та

органолептичних показників продукції, збереження харчової цінності та зниження природних втрат під час зберігання. Для вирішення цих задач поряд з холодильною технологією використовуються технології газової суміші, які нерозривно пов'язані з традиційним апаратним забезпеченням холодильних камер та становлять один технологічний комплекс.

II. Мета роботи

Метою дослідження було вивчення способу подовження терміну зберігання різних сортів яблук методом зберігання в регульованому газовому середовищі (РГС) та вибір й оптимізація елементів холодильної технології та холодильної системи.

III. Особливості технології зберігання

Яблука – живий продукт, продовжити терміни зберігання можна за рахунок створення умов, що максимально сповільнюють метаболічні процеси в плодах. Одним із найвідоміших та традиційних способів є зниження температури та підтримування заданої відносної вологості. Та в поєднанні з контролем атмосфери, в якій зберігаються плоди, можна добитися мінімальних втрат за період зберігання та кращої якості. На сьогоднішній день найбільш перспективною та розвинутою є технологія адаптивної контрольованої атмосфери, тобто склад атмосфери змінюється на протязі всього терміну зберігання. Всі параметри фіксуються за допомогою систем моніторингу стану продукції, а в подальшому відбувається регулювання рівня кисню методом зворотного зв'язку до 1,5-2 % при точному підтримуванні заданих технологічних регламентів у залежності від виду сировини. Основним параметром для вимірювання є флуоресценція хлорофілу, показник якої свідчить про фізіологічний стан сировини, що зберігається. Окрім кисню, в об'ємі камери потрібно регулювати вміст вуглекислого газу CO_2 та етилену C_2H_4 , оскільки ендogenous етилен (вироблений самим плодом під час дозрівання) в подальшому прискорює процеси псування.



Рис. 1. Залежність рівня флуоресценції хлорофілу від кількості кисню в регульованому середовищі.

Важливим елементом технології є методи забезпечення постійного рівня концентрації газів у регульованому середовищі. Для створення регульованої атмосфери в холодильних камерах використовуються генератор азоту, адсорбери CO_2 , SO_2 , каталітичні конвертери етилену та інше спеціальне технологічне обладнання. Вбудована система газового аналізу та автоматичного керування режимами зберігання на основі сучасного контролера (PLC) дозволяє реалізовувати безперервний технологічний процес з великою надійністю. У

комплект обладнання входить програма для оперативного диспетчерського керування роботою обладнання і побудови графіків показників технологічних режимів у камерах. При наявності модемного зв'язку можливе дистанційне керування роботою всього обладнання та холодильника.

Підібране обладнання дозволяє реалізувати технології швидкого зменшення концентрації кисню RCA (Rapid Controlled Atmosphere) і надшвидкого зниження рівня кисню ILOS (Initial Low Oxygen Stress), а технологія LECA (Low Ethylene Controlled Atmosphere) забезпечує захист від передчасного дозрівання фруктів і овочів і паталогофізіологічного впливу етилену (груші, овочі і т.д.).

Проте надзвичайно важливим залишається правильний розрахунок і підбір холодильного обладнання (схема охолодження, холодопродуктивність, кратність повітрообміну, поверхня і технічні характеристики повітроохолоджувачів, швидкість руху повітря і багато інших аспектів). Цим питанням в основному й присвячена дослідна робота. В доповіді обговорюється вплив різних чинників на якість зберігання яблук, проводиться техніко-економічне співставлення різних способів зберігання та різного технологічного обладнання.

Сорт яблук	Температура, °С	CO ₂ , %	O ₂ , %	Срок хранения, мес.
Антоновка	2-3	0-1	2-3	5-6
обыкновенная				
Бельфлер синап	0	0-1	2	7-9
Кандиль синап	0	0-1	2	7-8
Розмарин белый	0	0-1	2	6-7
Делишес	0	2	3	6-7
Ред делишес	0	2-3	3	6-7
Ренет ландбергский	0-4	0-5	3	8-9
Ренет шампанский	3-4	3	3	6-7
Джонатан	3-4	3-6	3	7-8
Гольден делишес	0-4	3-5	3	8-9
Мекинтош	2	3-5	3	7
Пенин шафранный	0	3-5	3	6-7
Россошанское	3	5	2	7-8
полосатое				
Ренет Симиренко	3-4	3-5	3	8-9

Рис. 2. Умови і терміни зберігання деяких сортів яблук в регульованій атмосфері.

Висновок

У роботі на підставі літературних джерел та дослідної експлуатації холодильника з РГС ТОВ «Кримська фруктова компанія» досліджено вплив методу зберігання продукції на її вихід і термін зберігання. Визначено, що будівництво холодильників для довгострокового зберігання та зберігання цінної та дорогої сировини беззаперечно повинно використовувати технології РГС.

Науковий керівник: Желіба Ю.О., ст.н.с.,к.т.н., доцент кафедри холодильних машин, установок та кондиціонування повітря ОНАХТ

УСТАНОВКИ ДЛЯ АТМОСФЕРНОЙ СУБЛИМАЦИОННОЙ СУШКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Джуган В.Ю., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Основное оборудование для консервирования продуктов методом атмосферной сублимационной сушкой (АСС) содержит в своем составе устройство для замораживания сырья перед сушкой, сушильную установку, включающую сушильную рабочую камеру с системой обработки воздуха, устройства для загрузки и выгрузки продукта. Досушивание осуществляется как непосредственно в рабочей сушильной камере, так и в отдельном аппарате, входящем в состав сушильной установки.

Простые по конструкции сушилки небольшой производительности создаются на базе серийно выпускаемой холодильной бытовой техники. Противень из листового металла, заполненный слоем продукта толщиной 6 – 8 мм, располагается под испарителем бытового холодильника. Эластичная прокладка обеспечивает герметичный контакт по периметру стенок противня с испарителем. Подвод теплоты для сублимации обеспечивается за счет конвективного теплообмена между воздухом в камере холодильника и дном противня. Производительность составляет порядка 50 – 100 г сухого продукта в сутки, длительность сушки 7 – 14 дней, для установок с принудительной циркуляцией воздуха производительность по сухому продукту достигает до 850 г/сутки.

Для непрерывной сушки диспергированных материалов используются барабанные сушилки. Сушильная камера представляет собой барабан, ось вращения которого несколько наклонена к горизонту. Внутри барабана устанавливаются специальные насадки, конфигурация которых зависит от вида высушиваемого материала. Преимуществом является возможность перерабатывать широкий диапазон мелкокусковых предметов произвольной формы, полидисперсного состава.

Для сушки гранулированных продуктов большое распространение получили сушилки, в которых частицы слоя материала потоком воздуха приводятся в состояние кипения либо фонтанирования. Гранулы в таких сушилках должны быть более однородными по форме и размерам. Камеры этих сушилок могут быть круглыми или прямоугольными, иметь постоянное или изменяющееся по высоте сечение. Процессы сублимации и досушивания при положительных температурах целесообразно проводить в различных секциях.

В случаях сушки тонкодисперсных, склонных к агломерированию материалов, применяют сушилки с вибрирующими газораспределительными решетками. Псевдооживление создается воздействием газового потока, подаваемого в слой продукта через решетку, и вибрационным воздействием на продукт самой решетки. Подвод теплоты осуществляется кондукцией.

При сушке некоторых жидких продуктов процессы замораживания и последующей сушки можно организовать в одном аппарате. Продукт распыляется в поток холодного воздуха, частицы продукта замерзают. Обезвоживание производится в потоке воздуха, затем на вибротранспортерах в нижней части камеры.

Литература

1. Атмосферная сублимационная сушка пищевых продуктов / Б. П. Камовников, А. В. Антипов, Г. В. Семенов, А. И. Бабаев. – М.: Колос, 1994. – 253 с.

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



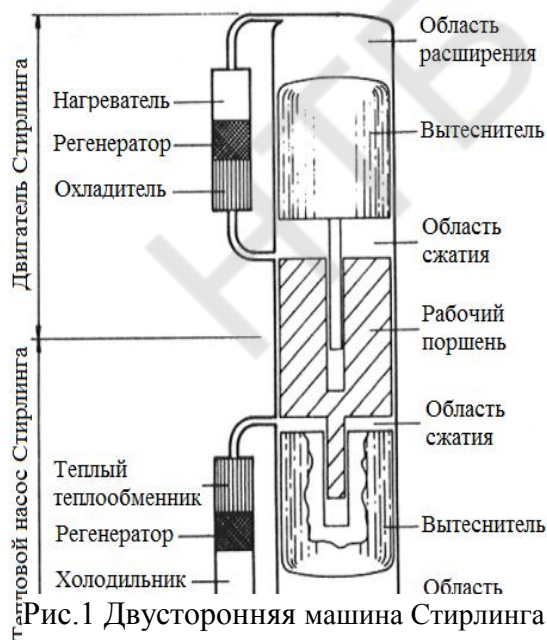
ДВУСТОРОННИЕ МАШИНЫ СТИРЛИНГА

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

С учетом многообразия проектируемых холодильных систем и множества возможных технических решений для выполнения поставленных задач необходима реализация адекватных математических моделей, носящих универсальный характер и отвечающих следующим основным условиям: моделирование термодинамического цикла для любого схемного решения; охват всех актуальных типов базовых элементов; использование любого рабочего вещества; определение реальных параметров всех элементов в рабочем режиме; моделирование характеристик систем в диапазоне рабочих температур; минимизация числа произвольно задаваемых переменных; обобщение характеристик компрессоров; обобщение параметров теплообменных аппаратов.

В настоящее время успешно разработаны и продемонстрированы различные типы двусторонних машин Стирлинга, начиная от газовой холодильной машины, производительностью 50 Вт, до теплового насоса - 10 кВт. Принцип работы двусторонней машины Стирлинга – двигатель Стирлинга приводит в действие тепловой насос, работающий по циклу Стирлинга, чем представляет собой технологическое преимущество по сравнению с другими типами тепловых насосов с электроприводом. Преимущества заключаются в следующем: высокий общий КПД, низкий уровень шума, длительный ресурс работы и незначительное отрицательное воздействие на окружающую среду, все это в высокоэффективной, хорошо скомпонованной системе. Удешевление стоимости конструкции двусторонних машин Стирлинга позволяет нам перейти к расширению сферы их применения, пренебрегая недостатками, использовать эти машины в широком температурном диапазоне для малых и средних значений производительности.

Свободнопоршневые двигатели Стирлинга конструктивно просты, имеют длительный срок службы вследствие отсутствия трения, полностью герметичны, также они обладают способностью самозапуска и не требуют высококвалифицированного обслуживающего персонала. Двигатель является «всеядным», то есть он может работать от почти любого перепада температур. Двусторонний Стирлинг с тепловым приводом для теплового насоса,



по существу, две свободнопоршневые машины Стирлинга, имеющие общий поршень и корпус давления. Одна рабочая пара вытеснителя и поршня действует в качестве теплового двигателя, приводя в действие другую пару в том же перепаде давления, которая затем действует как тепловой насос (рис 1). Уникальность конструкции заключается в том, что две машины Стирлинга обслуживаются общим поршнем, в результате чего конфигурация, имеет только три движущихся компонента. При высокой температуре тепло подводится к нагревателю, блок теплового двигателя производит механическую энергию, которая используется, секцией теплового насоса, чтобы переносить тепло от холодного источника к потребителю. В результате два элемента системы – это потенциальная эффективность, простота и надежность теплового привода для теплового насоса.

Так же все преимущества, связанные со свободнопоршневыми двигателями Стирлинга.

ОЖИЖИТЕЛЬ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Одним из принципов представления концепции двусторонней системы-ожижитель природного газа. Экономический анализ показал, что такая система может использовать газ, добываемый в малорентабельных скважинах, преобразовав его в полезное топливо для транспорта по ценам значительно ниже, чем бензин или дизельное топливо. Ожижитель природного газа применяется на автозаправочных станциях для производства топлива из природного газа. Собранный ожижитель, без горелки, состоит из 2,5 кВт теплового двигателя и холодильной машины предназначенной для получения примерно 500 Вт холода при температуре 100 К.

ТЕПЛОВОЙ НАСОС

Было проведено исследование двустороннего теплового насоса Стирлинга. Сфера применения – жилищно-коммунальное хозяйство. Основная цель исследования – классифицировать сборочный узел теплового насоса Стирлинга и определить рабочие характеристики системы для коэффициента преобразования в режиме обогрева. Итоговые результаты испытаний показали, что коэффициент преобразования составляет 1.5 и может быть получен при помощи внешней разности температур рабочего вещества в 50 °С (-3 °С ÷ 47 °С), что составляет примерно 50% от производительности цикла Карно для этих условий эксплуатации. Это подтверждает основную жизнеспособность концепции теплового насоса Стирлинга.

ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА

Вследствие натурального эксперимента, проведенных исследований конструкций машины, выбранная конструкция представляет максимальную гибкость в разработке машины. Каждый из основных компонентов (поршень и два модуля вытеснителя), рассмотрены в качестве независимого объекта, включая собственные внешние теплообменники с централизованной системой управления. Это приводит к модульному подходу, позволяя отдельно оценивать каждый из модулей, также, как и совершенствовать их в разработке. Отсутствие проблем соосности между поршнем и стержнями вытеснителей, позволяет создавать весьма простую конструкцию поршня. Горелка монтируется для оценки эффективности работы модулей в диапазоне температур от -40 °С до 600 °С.

По оценке производительности системы выявлено, что секция двигателя производит от 30 до 40 Вт механической энергии, в зависимости от температуры горелки, которая, как правило, установлена в пределах от 500 °С и 600 °С. В этих условиях секция холодильной машины переносит от 40 до 50 Вт тепла при температуре -20 °С, данные сняты с ребер теплообменника. Среднее давление рабочего газа (гелия) 10 бар и рабочая частота составляет около 32 Гц.

Двусторонние машины Стирлинга - многообещающие и реализуемые альтернативные газовые системы. Машины работают в установившемся режиме, просты в обслуживании, быстро выходят на режим, производят низкий уровень шума и вибрации, при необходимости могут достигать очень низких температур. Свободнопоршневые двигатели Стирлинга конструктивно просты, имеют длительный срок службы вследствие отсутствия трения, полностью герметичны, также они обладают способностью самозапускаться и не требуют высококвалифицированного обслуживающего персонала. Проведенные экспериментальные исследования прочности конструкций двусторонних машин Стирлинга на моделях в условиях лаборатории, показывают, наличие потенциала долговременной эксплуатации.

Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., директор УНИХКЭ ОНАПТ



ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ ДЛЯ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ

Сенчук В.О., аспирант ОНПУ, г. Одесса

Системы автономного энергоснабжения предусматривают переход на новый технологический уровень с использованием альтернативных источников энергии

Перспективным направлением является разработка и внедрение энергетических установок на основе двигателя внешнего сгорания (двигателя Стирлинга).

В настоящее время крупные инновационные проекты в области альтернативной энергетике связаны именно с использованием двигателя Стирлинга (ДС). В последнее десятилетие в мире начала формироваться новая перспективная отрасль машиностроения – стирлингостроение [1].

ДС работает на альтернативных видах топлива, что способствует снижению использования традиционных энергоресурсов и позволяет снизить эмиссию диоксида углерода.

Рациональным решением является использование в качестве топлива ДС биогаза, получаемого из отходов сельскохозяйственного производства и городских твердых бытовых отходов (ТБО), что существенно уменьшит зависимость от импортируемого топлива. На рисунке 1 представлена технологическая схема автономной энергетической установки для получения биогаза и электрической энергии из сельскохозяйственных отходов [2].

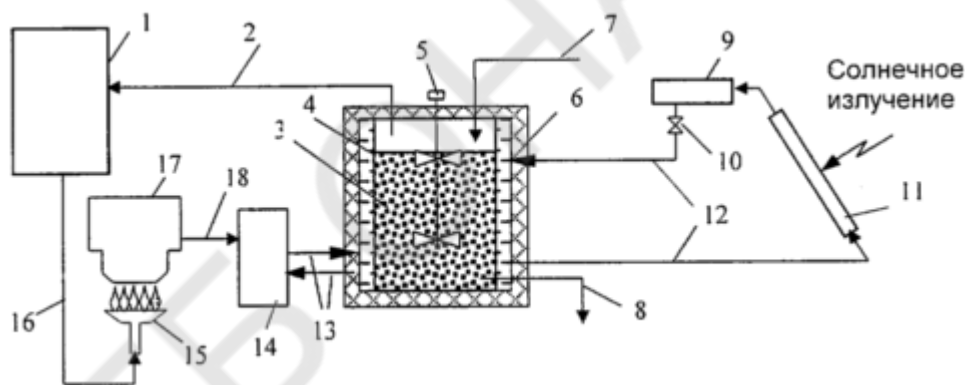


Рис. 1 Технологическая схема автономной энергетической установки для получения биогаза и электрической энергии из сельскохозяйственных отходов: 1 - газгольдер; 2 - трубопровод отвода биогаза; 3 - метантенк; 4 - водяная рубашка; 5 - мешалка; 6 - теплоизоляция; 7 - загрузочный патрубок; 8 - выгрузочный патрубок; 9 - бак-аккумулятор; 10 - вентиль горячей воды; 11 - плоский гелиоколлектор; 12, 13 - трубопроводы воды; 14 - электроводонагреватель; 15 - биогазовая горелка; 16 - трубопровод подачи биогаза; 17 - двигатель Стирлинга; 18 - система электрического соединения.

В мире реализуются проекты по размещению когенерационных мини-установок ДС для покрытия пиковых нагрузок. Например, в Западной Европе, США и Японии используется стирлинг-генератор [1], что позволит сократить до 60% потерь в системах тепло- и электроснабжения. В создании таких установок участвуют крупнейшие корпорации мира: Bosch Group (Germany), Rinnai (Japan), MTS Group (Italy), MCC (Spain) и др.

Если говорить о получении мощностей порядка сотен мегаватт, то в обозримом будущем предпочтение будет отдано паровой турбине, а для передвижных генераторных установок мощностью в несколько десятков мегаватт вне конкуренции будет авиационная газовая турбина. Однако для энергоустановок мощностью 3—1000 кВт перспективным

тепловым двигателем является ДС [3] по технико-экономическим и экологическим соображениям.

Литература

1. Кириллов Н.Г. Производство двигателя Стирлинга – новая отрасль в машиностроении XXI века // Турбины и дизели.– 2010.– №2.- с. 2-5.
2. Пат. 2284967 RU, МПКС02F11/04 (2006.01), А01С3/00 (2006.01). Биоэнергетическая установка для производства биогаза из сельскохозяйственных отходов / Осмонов О. М., Ковалев Д. А. (RU); патентообладатель Государственное научное учреждение Всероссийский научно-исследовательский институт электрификации сельского хозяйства (ГНУ ВИЭСХ) (RU). - № 2005117017/12; заявл. 03.06.2005; опубл. 10.10.2006.
3. Ридер Г., Хупер Г. Двигатели Стирлинга. – М.: Мир, 1986. – 464 с.

Научный руководитель: Денисова А.Е., д.т.н., профессор кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий ОНПУ.

ВИПРОБУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЗМІННИМИ УМОВАМИ РОБОТИ ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА

Наголович М.С., студента ОНАХТ, м.Одеса

В роботі проведено випробування, комплексної холодильної установки з компресором фірми “Bitzer”. Стандартна холодопродуктивність 1,38 кВт, робоча речовина R22. Машину укомплектовано повітряним конденсатором ВЕХR-L33, площею теплопередавальної поверхні 9,4 м² та повітроохолоджувачем - 11,5 м².

Метою випробування є визначення основних характеристик машини, при зміні теплового навантаження на конденсатор, яке пов’язане з зміною живого перетину для руху повітря.

Принципову схему випробувальної установки надано на рис.1

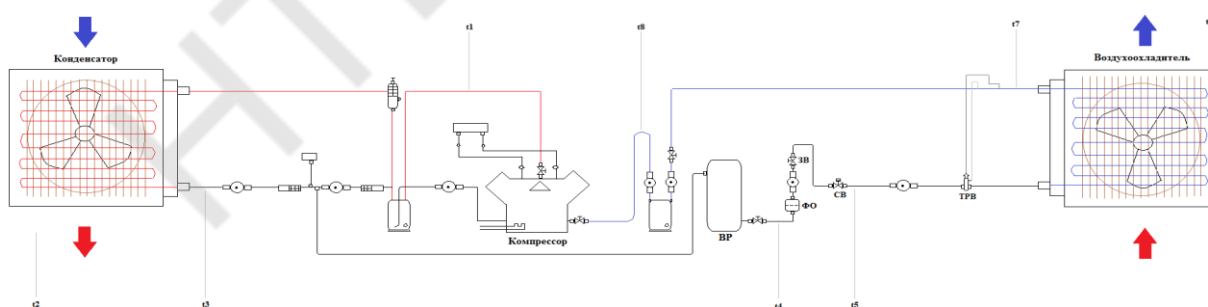
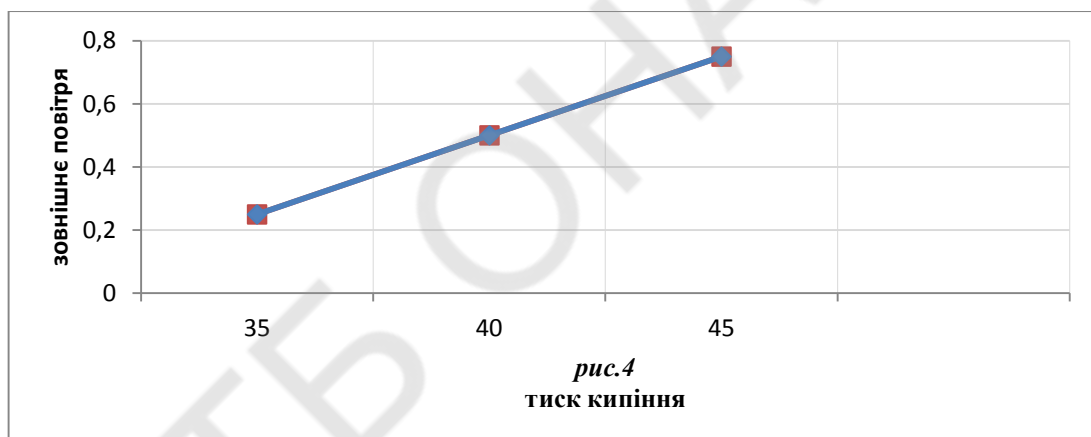
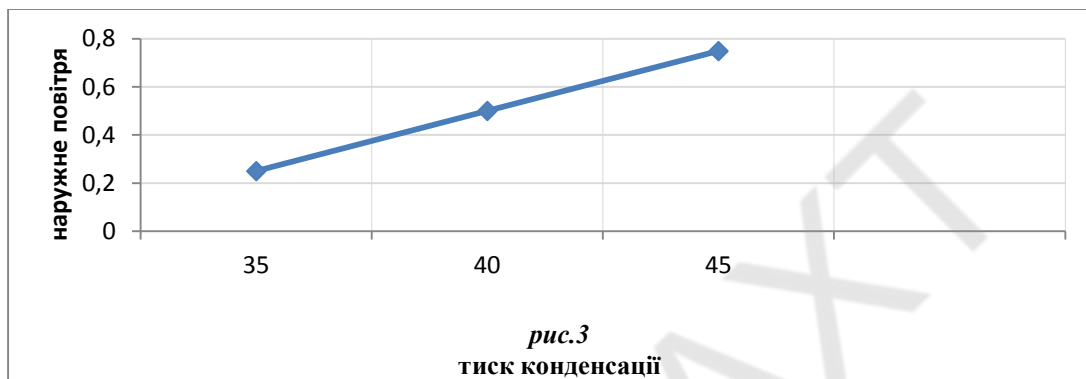
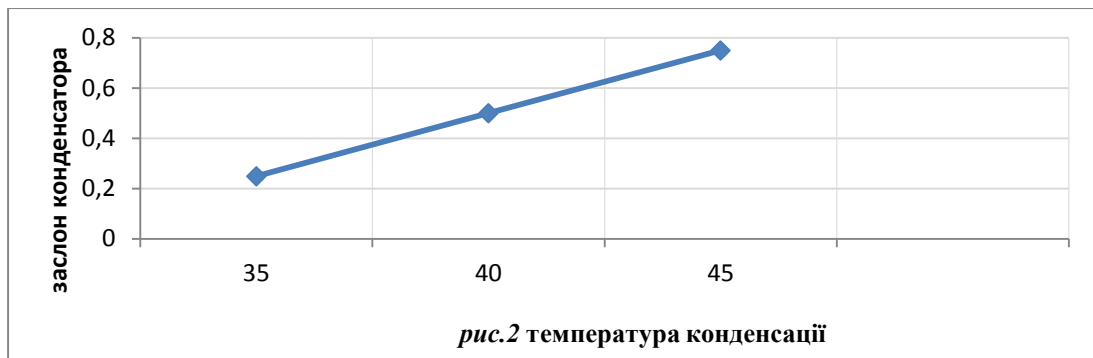


Рис.1 Принципова схема установки, яка досліджується

Живий перетин було змінено від 0 до 75% від номінального значення, при цьому швидкість повітря змінювалася від 3,5-4 м/с. Результати експерименту наведено на рис.2-4: рис.2 - $T_k = f(F_{ж.н.})$; рис.3 - $p_k = f(T_{н.с.})$; рис.4 - $p_o = f(T_{н.с.})$.



Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доцент кафедри холодильних машин, установок та кондиціонування повітря ОНАХТ

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ ЭКОЛОГО – ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ ТРАДИЦИОННОГО И ПОЛИМЕРНОГО ТИПА ПО МЕТОДОЛОГИИ LSA (LIFECYCLEASSESSMENT)

Младёнов И.Ю., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Полный жизненный цикл

Научная методология и результаты сравнительного эколого-энергетического анализа солнечных коллекторов. Методология «Полный Жизненный Цикл – ПЖЦ» (LifeCycleAssessment – LCA) по определению – это процесс оценки экологического воздействия продукции, путем установления и количественного определения используемых за полный жизненный цикл энергии и материалов, и соответствующих вредных выбросов в

окружающую среду, а также оценка возможности снижения экологического воздействия анализируемой продукции.

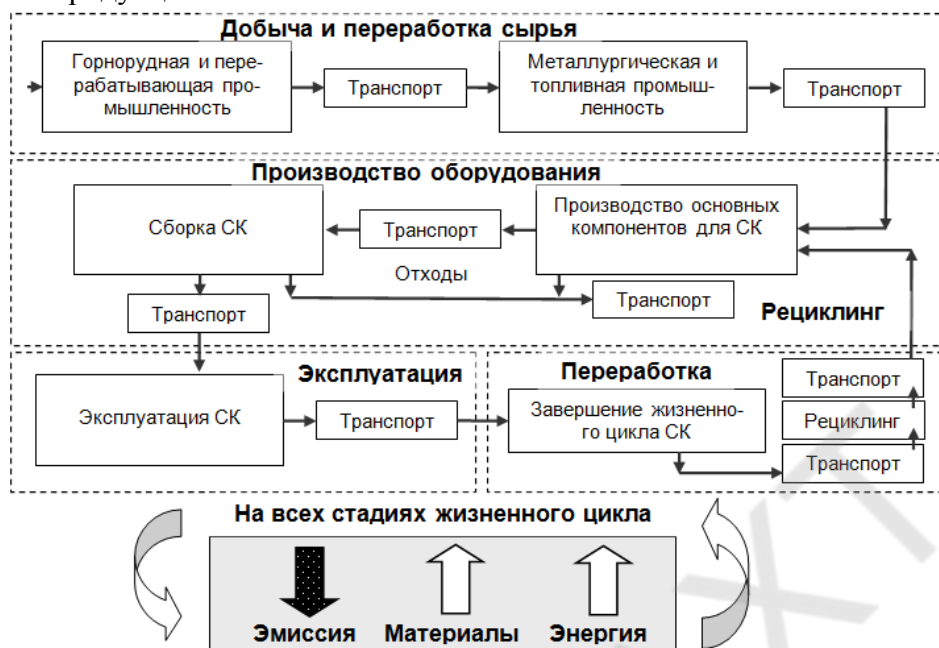


Рис.1 Блок-схема определения системных границ для методологии LCA «Полный жизненный цикл»

Методология ПЖЦ разработана в соответствии со стандартами ISO 14040 (ISO 14040, 14041, 14042 и 14043).

Для оценки были выбраны критерии:

- влияние полного жизненного цикла сравниваемых солнечных коллекторов на глобальное изменение климата (соответствует полной эмиссии парниковых газов);
- истощение природных ресурсов при создании, эксплуатации и утилизации солнечных коллекторов (соответствует полному потреблению органического топлива и минеральных ресурсов за полный жизненный цикл СК);
- ущерб, наносимый окружающей природной среде.

Расчет выбранных критериев основан на методологии «Eco-indicator 95» и анализ выполнялся с использованием базы данных программы «SimaPro-6».

Категории, влияющие на окружающую среду для «Eco-indicator 95».

Таблица 1

№	Категория воздействия	Единицы
1	Парниковые газы	кг CO ₂
2	Озоновый слой	кг CFC11
3	Тяжелые металлы	кгPb
4	Зимний смог	кг (мелкие частички)
5	Летний смог	Кг C ₂ H ₄ (этилен)
6	Энергетические ресурсы	МДж
7	Твердые отходы	кг

Результаты анализа

Переход на полимерный материал в конструкции плоских жидкостных солнечных коллекторов, связан многими аспектами, такими как:

- стоимость (СК);
- оптические свойства;

- устойчивость к ультрафиолетовому излучению;
- новые возможности конструктивного оформления (устранение воздушного зазора (ВЗ), решение проблемы неравномерности распределения теплоносителя в каналах теплоприемника и т.д.)

Плоские солнечные коллекторы (СК) являются одним из основных элементов систем теплоснабжения и альтернативных холодильных и кондиционирующих систем. Приводится сравнение трех типов СК, традиционного (с абсорбером из цветных металлов, СК-А) и двух СК на полимерной основе (с абсорбером полностью изготовленного из полимерных материалов, в первом случае, прозрачное покрытие и абсорбер разделяет воздушный зазор, а в другом, двухъярусная сотовая плита, верхний ярус прозрачное покрытие, нижний абсорбер, СК-П1 и СК-П2). Метод LCA используется в качестве инструмента для выбора оптимального направления разработок и может использоваться для определения времени возврата энергии, затраченной на производство и установку СК.

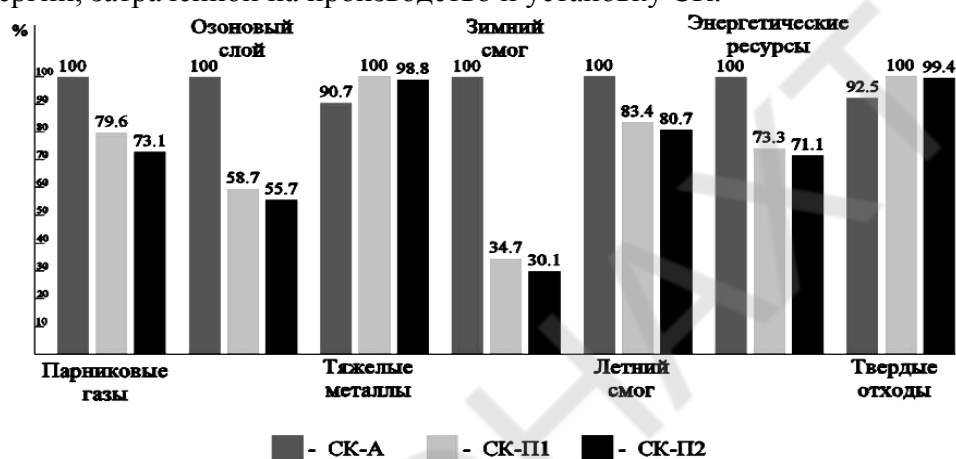


Рис.2 Сравнительное влияние на окружающую среду СК-А, СК-П1, СК-П2 типов солнечных коллекторов при расчете на 1 ГДж производимого тепла

Литература

1. Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло- и хладоснабжения. Дорошенко А.В., Глауберман М.А. – Одесса: ... , 2012. – 457 с.
2. Tsilingiris P.T. Comparative evaluation of the infrared transmission of polymer films. / P.T. Tsilingiris // Energy conversion & management. – 2003. – 44. – P 2839-2856.
3. Kohl M. Durability of polymeric glazing materials for solar applications / M. Kohl // Solar energy. – 2005. – 79. – P 618-623.
4. CFD modeling of a polymer solar collector / G. Martinopoulos, D. Missirlis, G. Tsilingiridis, K. Yakinthos, N. Kyriakis // Solar energy. – 2010.

Научный руководитель: Дорошенко А.В., д.т.н., проф. кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ

РОЗРОБКА МАЛИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ ФЕРМЕРСЬКИХ І СЕЛЯНСЬКИХ ГОСПОДАРСТВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ПОНОВЛЮВАНОМУ ДЖЕРЕЛІ ЕНЕРГІЇ

Карпетров В.С. студент 5-го курсу ІХКЕ ОНАХТ, г. Одеса

Сучасні вимоги до холодильних апаратів передбачають екологічну безпеку робочого тіла, широкі функціональні можливості, низьке енергоспоживання і мінімальну вартість. У

максимальній степені таким вимогам задовольняє холодильна техніка абсорбційного типу, особливо в сільській місцевості. Реалізація холодильного циклу відбувається в абсорбційному холодильному апараті (АХА) при змінних температурах у випарникові (від мінімальної на вході – до максимальної на виході). Ця особливість, а також можливість легко змінювати величину холодопродуктивності в широких межах, дозволяє використати АХА для отримання широкого спектру температур холодильного зберігання – від мінус 18 °С (тривале низькотемпературне зберігання заморожених продуктів) до 10...12 °С (зберігання овочів і фруктів).

В ОНАХТ розроблений абсорбційний холодильник що робить з поновлюваною тепловою енергією, яку виробляє газогенератор.

Газогенератор - апарат для термічної переробки твердих і рідких палив у пальні гази. Таку переробку здійснюють в присутності повітря, вільного чи зв'язаного кисню (водяної пари). Гази, які одержують у газогенераторі, називають генераторними.

Горіння твердого палива в газогенераторі на відміну від будь-якої топки здійснюється у великому шарі і характеризується надходженням кількості повітря, недостатньої для повного спалювання палива (наприклад, при роботі на пароповітряному дутті в газогенератор подається 33...35 % повітря від теоретично необхідного). Гази, що утворюються в газогенераторі, містять продукти повного згоряння палива (вуглекислий газ, вода) і продукти їхнього відновлення, неповного згоряння і пірогенетичного розкладання палива (чадний газ, водень, метан, вуглець). У генераторні гази переходить також азот повітря.

У сільській місцевості, як правило, мається велика кількість відходів деревини у вигляді тирси, тріски, кори, гілок, шматків дерева, побутового сміття і т.п. У цілому, ці відходи є коштовною енергетичною сировиною і можуть бути перероблені в газогенераторних установках у теплову енергію методом піролізного генерування газу.

Традиційні котли, призначені для спалювання перерахованих вище відходів, характеризуються низькою енергетичною ефективністю (40...50 %) і збільшеною емісією чадного газу і сажі. Газогенератор має енергетичну ефективність близько 90 %. Газ, отриманий у газогенераторі, пересилається в камеру згоряння і там спалюється до безпечних для навколишнього середовища газів: вуглекислого газу, азоту, водяної пари. Температура процесу генерування газу знаходиться в границях від 200 до 850 °С. У цих умовах з 1 тонни сухого дерева виробляється 2000 м³ пального газу. Енергетична цінність 1000 м³ газу - близько 1,4 МВт.

У газогенераторі можна використовувати низькокалорійні сорти деревини та її відходів з великим вмістом вологи (до 50 %). Висока енергетична ефективність газогенератора приводить до того, що, незважаючи на більш низьку енергетичну цінність деревних відходів у порівнянні з вугіллям, в остаточному підсумку 1 кг деревних відходів, які використано для генерування газу, замінюють спалювання 1 кг кам'яного вугілля в класичному котлі.

Техніко-економічний ефект від використання конструкції АДХМ, яка пропонується, полягає в тому, що на базі вузлів, які серійно випускаються на Васильківському заводі холодильників (Україна, Київська область), можна виготовити новий абсорбційний холодильник, що буде працювати з генераторним газом як джерелом теплового навантаження. Це особливо важливо для жителів районів з неякісною подачею електроенергії або в районах з відсутністю електрики.

Максимальний економічний ефект буде досягнутий при використанні в якості холодильних камер наявних господарських будівель (підвалів, льохів, сараїв, комор і т. ін.) після відповідної теплогідроізоляції огорожень. Найбільш перспективними можуть стати підземні спорудження (льохи, підвали), що характеризують мінімумом теплопритоків у теплий час року і високою тепловою інерційністю.

Найбільш економічно ефективним у такій конструкції є варіант із центральним газогенераторним пристроєм, з наступною роздачею генераторного газу по спеціальних теплоізованих магістралях.


Абсорбційний холодильник з газогенератором може бути використаний і як транспортний холодильник, що особливо актуально для сільської місцевості, наприклад для первинної холодильної обробки фруктів (полуниці, винограду і т.д.) безпосередньо в місцях збору.

Одне з практичних застосувань розробок абсорбційного холодильника з газогенератором зв'язано зі ставковим і річковим рибництвом. Великою проблемою в рибницьких господарствах є збереження великих порід риб (білого амура, коропа, товстолобика) перед спуском ставків на зиму.

Пересувні платформи або причепи можуть бути обладнані абсорбційними холодильниками з газогенераторними пристроями і вирішувати задачі первинної холодильної обробки безпосередньо в місцях лову з наступною доставкою охолодженої продукції в місця стаціонарного збереження [5]. Слід зазначити і досвід практичного використання в СРСР у 1930-1940 роках газогенераторних установок у якості основного і допоміжного джерела палива двигунів легкових і вантажних автомобілів.

Современные требования к холодильным агентам в части озонобезопасности и

Науковий керівник: Титлов О.С., д.т.н., проф., завідувач кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв ОНАХТ



АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ХРАНЕНИЯ ЗЕРНА В УКРАИНЕ

Бондарь О.Н., студент ОТК ОНАИПТ, г. Одесса

Актуальность использования искусственного холода при хранении зерна определяется следующими факторами. Во-первых, использование в последнее время высокопроизводительных зерноуборочных машин и специализированных транспортных средств значительно сократило время заготовок, но создало проблемы, связанные с хранением значительных объемов влажного зерна. Зачастую имеющейся сушильной техники недостаточно для обработки всего поступающего зерна в сжатые сроки, однако, наращивание тепловых мощностей в большинстве случаев экономически неоправданно [1]. Во-вторых, традиционные методы хранения (предварительная очистка, сушка, окончательная очистка и хранение в элеваторе или зерноскладе) связаны с потерями зерна на каждом из этапов. Вместе с тем, как показывает практика, использование искусственного холода, в конечном счете, на 25...30 % экономичнее тепловой обработки зерна – потери сухого вещества во время дыхания зерна при температуре 20 °С втрое больше, чем при 10 °С. Охлажденное зерно не подвержено самосогреванию, в нем не развиваются вредители, отсутствует необходимость его перемещения из одной емкости в другую, т.е. отсутствуют дополнительные отходы, меньше расход электроэнергии и износ оборудования. В-третьих, традиционная в Украине и странах СНГ сушка, как правило, проводится смесью топочных газов и воздуха, что вызывает загрязнение канцерогенными веществами. Так, даже в муке высшего сорта, обнаруживается бензопирен, несмотря на то, что зерно на мукомольных предприятиях обрабатывают большим количеством воды (2 л воды на 1 кг зерна) [2]. В то же время, охлажденное зерно остается экологически чистым (исключается загрязнение углеводородами, сажей, окислами серы и азота, тяжелыми металлами, нитритами и нитратами) и качественным (отсутствует денатурация белка). В-четвертых, хлеб, крупа и мучные изделия являются основными продуктами питания населения Украины и стран СНГ.

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

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 [3].

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 [1]), движущего температурного напора между зерном и охлажденным воздухом (10 °С) и перепада температур в типовом воздухоохладителе (10 °С [6]), 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 [4]).

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

Анализ результатов расчета показал, что наибольшие перспективы в мобильных системах охлаждения зерна имеет природный хладагент – аммиак, обладающий к тому же превосходными экологическими характеристиками. Несмотря на то, что в настоящее время наибольшее распространение получили мобильные холодильные установки с парокомпрессионными холодильными агрегатами [1,5], определенные перспективы в стационарных системах охлаждения имеют и теплоиспользующие холодильные машины абсорбционного (АХМ) и парожетторного (ПЭХМ) типа [6]. В этих установках стремятся использовать тепло низкого потенциала, в частности, теплоту выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания, бросового тепла газотурбинных установок и котельных агрегатов.

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 [7]) до 2,3 % (водоаммиачные [8]). В ПЭХМ это значение составляет порядка 0,6 %.

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 [4]. 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.

Выводы:

1. Наибольшие перспективы в мобильных системах охлаждения зерна имеет природный хладагент – аммиак, обладающий к тому же превосходными экологическими характеристиками.

2. С учетом приведенных результатов сравнительного анализа, а также известных преимуществ теплоиспользующих холодильных машин в части экологической безопасности, можно рекомендовать их в качестве стационарных холодильных установок на элеваторах и зерноскладах Украины и стран СНГ.

Источники информации

1. Станкевич Г.Н., Петруня Б.Н., Бичинюк И.И., Лищенко Ю.В. Консервация зерновой массы с использованием искусственно охлажденного воздуха / Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 2001. – Вып. 21. – С. 39-41.

2. Дмитрук Е.А., Петруня Б.Н. Использование искусственного холода при хранении зерна / Хранение и переработка зерна. – 2000. – №10. – С. 27-28.

3. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ. – СПб.: СПбГАХИТ, 1999. – 320 с.

4. Чумак И.Г., Никульшина Д.Г. Холодильные установки. Проектирование. – К., Выща шк., 1988. – 280 с.

5. Петруня Б.Н., Титлов А.С., Кудашев С.Н. Перспективы использования холодильных систем для хранения зерна / Хранение и переработка зерна. – 2002. – № 12. – С. 33-34.

6. Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника. – К., Наукова думка, 2000. – 607 с.

7. Богданов А.И. Абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины «ОКБ Теплосибмаш» / Холодильная техника. – 2002. – №10. – С. 16.

8. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. – М., Пищевая промышленность, 1996. – 356 с.

*Научные руководители: Титлов А.С., д.т.н., проф., заведующий кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ;
Петушенко С.Н., преподаватель высшей категории ОТК ОНАПТ*

АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНЫХ СХЕМ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА ПРИ ПОМОЩИ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Гожелов Д.П., Мазуренко С.Ю., аспиранты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Проблема питьевой воды – извечная проблема, стоящая перед человечеством. Промышленная революция сделала многие источники питьевой воды на планете непригодными, а происходящие в природе климатические изменения не только изменили привычные возможности доступа к воде, но и зачастую ставят многие регионы мира на грань вымирания. В регионах же, где вследствие тех или иных причин, воды просто нет или недостаточно – требуется принципиально иное решение. Одним из подходов, который может претендовать на роль альтернативного вспомогательного направления, может

рассматриваться децентрализованное (индивидуальное) производство питьевой воды. В качестве же источника воды в данном случае выступает атмосферный воздух. На данный момент, на рынке предлагается ряд устройств различной производительности для производства воды из воздуха. В целом их можно разделить на два класса – это устройства сорбции и десорбции влаги и устройства, охлаждающие воздух ниже температуры точки росы, так называемым "конденсационным способом", использующие холодильные агрегаты компрессионного типа. Проблема состоит в энергозатратности этих технологий. Причем те, для кого эти технологии, прежде всего необходимы, а это страны Африки, Юго-Восточной Азии, Южной Америки, как правило, имеют проблемы и с получением электрической энергии, необходимой для функционирования холодильного компрессора. Существуют и другие "экзотические" устройства, например использующие пропускание воздуха содержащего водяные пары через коронный разряд. Проведенные лабораторные испытания уже запатентованных устройств, к сожалению, не подтвердили их работоспособность.

В настоящее время авторы планируют проверить аналитически и экспериментально несколько конструкций, которые могут быть использованы как для холодильной техники, так и для прикладной задачи – экстракции воды из воздуха.

1. Солнечный цикл тепловой машины Ренкина (рис.1).

Левая, силовая часть предназначена исключительно для привода компрессора правой части. Правая часть схемы по сути, представляет собой обыкновенный холодильник. Эффективной силовой части, в зависимости от ее конструктивных особенностей, будет в пределах 7-15 %. Энергетическая эффективность (COP) же правой части, по сути теплового насоса, будет в пределах 2-3, т.е. суммарная энергетическая эффективность схемы будет достаточной, чтобы использовать ее для выделения существенного количества воды из воздуха. Особый интерес в системах получения воды представляют автономные холодильные агрегаты, которые не используют в работе электрическую энергию.

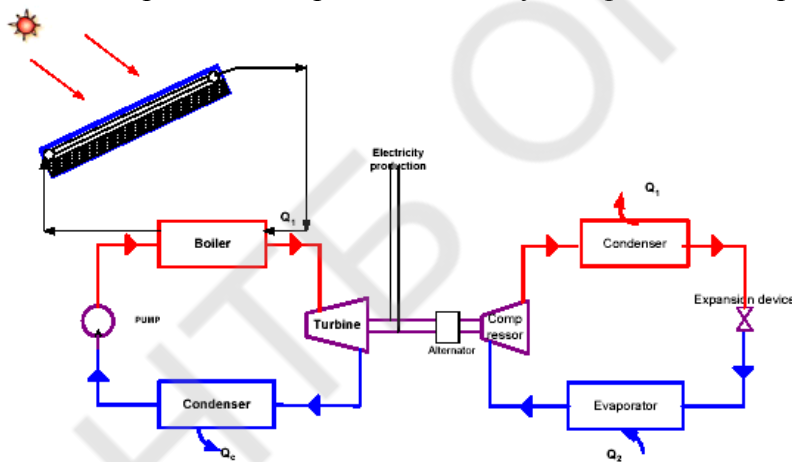


Рис. 1 Схема охладителя с приводом от тепловой машины Ренкина

теплообменник типа «труба в трубе» 9 растворов рабочего тела, каналы слабого 10 и крепкого 11 растворов рабочего тела. Генератор 1 АХА установлен в фокусе параболического зеркального концентратора солнечного теплового излучения 12.

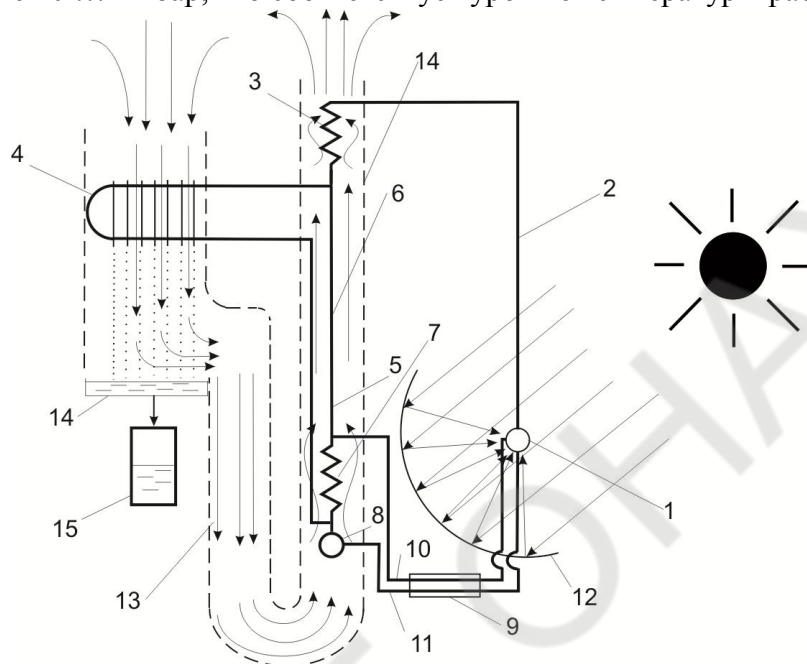
АХА заправлен традиционным трехкомпонентным рабочим телом – водоаммиачным раствором (ВАР) и водородом в качестве выравнивающего инертного газа. ВАР частично заполняет генератор 1 и ресивер 8, а теплообменник 8 и каналы 10 и 11 – полностью. Контур естественной циркуляции воздушного потока представляет собой U – образный канал с опускными 13 и подъемными 14 частями. В опускном канале 13 установлена емкость 15 для сбора конденсата, стекающего с испарителя 4. Из емкости 15 конденсат отводится для дальнейшего хранения в сосуде 16. В верхней части опускного канала 13 размещен испаритель 4 АХА, а в нижней и верхней части подъемного канала 14, соответственно, абсорбер 7 и конденсатор 3.

2. Сотрудниками кафедры ТТЭ ОНАХТ предложена схема работы такого автономного устройства на базе абсорбционного холодильного агрегата (АХА), представленная на рис. 2.

Установка содержит АХА, в состав которого входят: генератор 1, дефлегматор 2, конденсатор 3, испаритель 4, опускной 5 и подъемный 6 каналы парогазового контура, абсорбер 7, ресивер раствора рабочего тела 8,

Работа установки для получения воды из атмосферного воздуха осуществляется следующим образом. При восходе солнца его тепловое излучение попадает на концентратор 12, который фокусирует его и подает на генератор 1. Генератор 1 разогревается и из заполняющего его ВАР начинает преимущественно выпариваться, низкокипящий компонент – аммиак. Из-за недостаточно высокой разности нормальных температур кипения воды и аммиака в образующемся паре частично находится и водяной пар. Очистка пара аммиака от воды происходит в дефлегматоре 2 с отводом теплоты фазового перехода в окружающую среду. Очищенный пар аммиака поступает в конденсатор 3, где сжижается также с отводом теплоты фазового перехода в окружающую среду.

Для обеспечения необходимого температурного напора между поверхностью конденсатора 3 и наружным воздухом давление во внутренней полости АХА поддерживают на уровне 20 ... 22 бар, что соответствует уровню температур в рабочей зоне порядка 50°C.



Жидкий аммиак из конденсатора 3 стекает в испаритель 4, куда поступает из подъемного канала 5 и частично очищенный от пара аммиака водород. В испарителе 4 происходит испарение жидкого аммиака в среду инертного газа-водорода при низком парциальном давлении, соответственно, при низкой температуре. Из испарителя 4 насыщенный паром аммиака инертный газ (водород) за счет большей плотности опускается по каналу 6 вниз – в нижнюю часть

Рис. 2 Схема автономной системы получения воды из атмосферного воздуха на базе абсорбционного холодильного агрегата

абсорбера 7. "Крепкий" ВАР по каналу 11 поступает через теплообменник 9 в генератор 1. В теплообменнике "слабый" ВАР отдает тепло "крепкому" ВАР и цикл работы АХА повторяется. При контакте атмосферного воздуха с поверхностью испарителя 4, имеющую температуру ниже температуры точки росы, происходит конденсация растворенного водяного пара, при этом атмосферный воздух осушается и охлаждается. Охлажденный и осушенный воздух имеют большую плотность и опускаются в нижнюю часть канала 13. Конденсат воды стекает с испарителя 4 и накапливается в емкости 15, откуда затем подается в емкость 16. В нижней части подъемного канала 14 осушенный и охлажденный воздух контактирует с нагретой до 42 ... 45 °С поверхностью абсорбера 7. В процессе теплообмена воздух нагревается, а абсорбер 7 охлаждается. Нагретый теплый воздух, имеющий меньшую, по сравнению с холодным плотность выталкивается в зону конденсатора, где дополнительно нагревается при отводе теплоты конденсации.

Таким образом, реализуется автономный способ получения воды из атмосферного воздуха, производительность которого зависит только от интенсивности солнечного теплового излучения и постоянна в течение светового дня.

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

РАЗРАБОТКА АБСОРБЦИОННЫХ БЫТОВЫХ ПРИБОРОВ С ТЕПЛОВЫМИ КАМЕРАМИ

*Казакина О.Н., аспирантка, Козонова Ю.О., доцент,
Волневич С.В., научный сотрудник ИХКЭ ОНАИТ, г. Одесса*

Перспективным, с точки зрения энергосбережения, направлением в современной технике является создание бытовых приборов, объединяющих функции холодильного хранения и тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сельскохозяйственного сырья.

При проведении большинства бытовых технологических процессов температура не превышает 70 °С.

Из всех типов современного бытового холодильного оборудования таким температурным потенциалом обладают элементы абсорбционного холодильного агрегата (АХА) - дефлегматор и ректификатор.

Наиболее простой в конструктивном исполнении является схема с промежуточным теплопередающим устройством, которая предполагает минимум изменений в составе бытового комбинированного прибора и АХА.

Разработано и исследовано два типа таких бытовых приборов - с воздушной ТК и жидкостной ТК.

Расчет конструктивных параметров ТК был проведен по тепловой нагрузки на подъемном участке дефлегматора 19...22 Вт.

Толщины теплоизоляции боковых стенок, дна и крышки определены в результате математического моделирования нестационарных температурных полей. При этом учитывались: ориентация поверхностей камеры и ее тепловая связь с холодильной камерой; конструктивные особенности ТК (воздушная камера выполнена в виде шкафа, а жидкостная в виде ларя); коэффициент рабочего времени КРВ серийной модели бытового однокамерного абсорбционного холодильника «Кристалл-408» АШ -150 .

Опытные конструкции были изготовлены на Васильковском заводе холодильников. Во всех случаях наружные геометрические параметры ТК составляли: высота – 0,420 м; глубина – 0,540 м; ширина – 0,570 м; полезный объем – 35 дм³. Толщина теплоизоляции: боковых стенок – 0,080 м; дна – 0,075 м; крышки, задней и передней стенок – 0,10 м. В жидкостной ТК внутренний корпус был изготовлен в виде целостного короба. Материал короба - нержавеющей сталь. Толщина стенки – 0,001 м.

Внутренний корпус воздушной ТК изготовлен из пищевого алюминия.

Толщина стенки составляла – 0,001 м. Для обеспечения тепловой связи подъемного участка дефлегматора АХА с ТК использовался двухфазный термосифон (ДФТС) длиной 1,2 м и диаметром – 0,010 × 0,001 м. Материал корпуса ДФТС - нержавеющей сталь. Теплоноситель - этиловый спирт.

Крепление ДФТС к дефлегматору диаметром 0,016 × 0,0014 м осуществлялось при помощи медной обжимающей пластины, причем для снижения термического сопротивления в зоне контакта находился сжатый высокопористый ячеистый материал на основе меди, поры которого были заполнены теплопроводной пастой КТП-8.

Во всех случаях испарительный участок ДФТС крепился в нижней части подъемного участка дефлегматора и устанавливался параллельно ему.

Длина участка испарения ДФТС в исследованиях варьировалась путем изменения зоны тепловой связи с дефлегматором. Транспортная зона ДФТС закрывалась теплоизоляционным кожухом. Длина конденсационного участка ДФТС не изменялась и составляла – 0,3 м.

В связи с недостаточной величиной тепловой мощности дефлегматора для подогрева воды либо другой жидкости в ТК изучалась и работа аппарата в режиме термостатирования. В этом случае вода нагревалась до температуры 60 °С специальным электронагревателем, а после его отключения тепловые потери в окружающую среду компенсировались за счет

подвода тепла от дефлегматора, что позволяло поддерживать температуру в ТК в диапазоне 55...65 °С.

С учетом результатов экспериментальных исследований проведен вариантный расчет толщины теплоизоляции ТК.

Рассмотрено два варианта теплоизоляции – пенополиуретан и стекловолокно, при этом зафиксирована наружная ширина (0,570 м) и глубина (0,54 м), в соответствии со стандартными размерами холодильного шкафа.

Выбор определенной конструкции ТК проводится с учетом располагаемой тепловой нагрузки подъемного участка дефлегматора с температурным уровнем 70 °С и выше, при этом варьируемыми параметрами являются: тип тепловой изоляции (стоимость); полезный объем ТК; высота ТК.

Выводы:

1. Установлено, что перспективным направлением энергосбережения в бытовой технике является разработка приборов, совмещающих функции холодильного хранения и тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сельскохозяйственного сырья. В таких комбинированных приборах теплота, выделяющаяся при реализации холодильного цикла, не отводится в окружающую среду, а передается в специальную ТК, температура воздуха в которой может достигать 70 °С.

2. Экспериментальные исследования бытовых комбинированных приборов абсорбционного типа, созданных на базе серийной модели ВЗХ “Кристалл – 408” АШ-150 показали, что введение в состав бытовых абсорбционных холодильников дополнительной ТК, связанной в тепловом отношении с подъемным участком дефлегматора АХА, не приводит к росту энергопотребления и не ухудшает эксплуатационные характеристики камер охлаждения.

3. Дальнейшие исследования и разработки в области комбинированных бытовых приборов целесообразно проводить для АХА, работающих на неэлектрических источниках тепловой энергии.

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

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РЕЖИМОВ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ОБРАБОТКИ ЗЕРНА МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР

Бондарь О.Н., студент Одесского технического колледжа ОНАПТ, г. Одесса

Актуальность использования искусственного холода при первичной обработке и хранении зерна на входе определяется следующими факторами.

Во-первых, разработка охлаждающих комплексов позволит осуществлять холодильную обработку сельскохозяйственного сырья непосредственно в местах его заготовок и способствует повышению качества и продолжительности сроков хранения. Во-вторых, метод охлаждения зерна позволяет хранить зерно и семена масличных культур с повышенной влажностью на протяжении длительного времени. В-третьих, кроме того, что метод сохраняет качество зерна, он является экологически чистым — традиционная в странах СНГ сушка, как правило, проводится смесью топочных газов и воздуха, что вызывает загрязнение канцерогенными веществами. Охлажденное зерно остается экологически чистым (исключается загрязнение углеводородами, сажей, окислами серы и азота, тяжелыми металлами, нитритами и нитратами) и качественным (отсутствует денатурация белка). В-

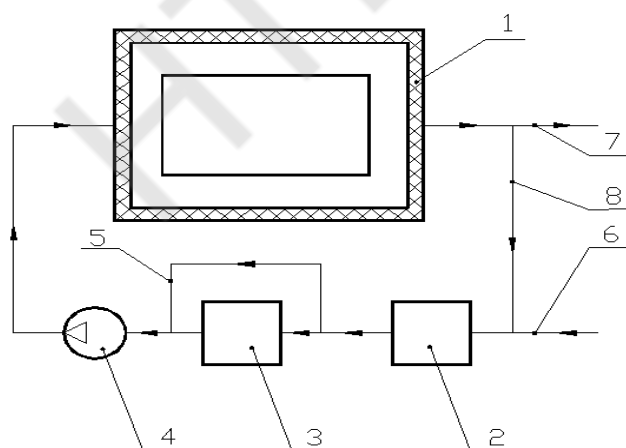
четвертых, предотвращение потерь объема и качества вследствие жизнедеятельности насекомых можно эффективно избежать при охлаждении урожая до температуры ниже 13 °С. В-пятых, реализация профилактики роста плесневых грибов. Благоприятным условием для развития плесневых грибов, в числе прочего, является тепло, а охлаждение зерна предотвращает его. В-шестых, удается избежать дорогой и вредящей окружающей среде химической обработки зерна. Химические субстанции, необходимые для газации, влекут за собой существенные расходы и сложную процедуру. В-седьмых, отсутствие потерь при перескладировании. При обычном складировании без охлаждения зачастую необходимо перескладирование, также необходимо дополнительное свободное складское помещение (камера силоса), при этом при каждом перескладировании имеют место потери до 0,03 % общего количества. К этому добавляется экономия на энергоснабжение технических установок. В-восьмых, минимизация потерь вследствие дыхания зерна. В статичном состоянии насыпь зерна крайне медленно принимает энергию. Это является результатом изолирующего эффекта воздуха в промежуточных пространствах между зернами и малой контактной поверхности зерен. В связи с этим теплое зерно при низкой наружной температуре воздуха долго сохраняет тепло. Соответственно, на основании того же самого эффекта охлажденное зерно долго остается холодным.

Следует отметить, что среди всех типов зерновых продуктов особый интерес для низкотемпературной сушки представляют сорта мелкого зерна (рапс, лен, просо, горчица, амарант и др.). Они из-за незначительного характерного линейного размера наиболее подвержены повреждению при сушке нагревом.

В настоящее время отсутствуют какие-либо данные по кинетике охлаждения зерна и процессов тепломассообмена в этих условиях.

Целью данной работы является изучение особенностей режимов тепловлажностной обработки зерновых продуктов в широком диапазоне температур и влагосодержаний потока воздуха, как агента низкотемпературной сушки. Для проведения экспериментальных исследований был изготовлен стенд, представленный на рис. 1. С целью сокращения количества опытов, повышения достоверности полученных результатов и упрощения их обработки, наиболее целесообразно применение методов планирования многофакторных экспериментов и соответствующих программ для обработки и статистического анализа результатов. В процессе проведения экспериментальных исследований для определения скоростей и расхода воздуха микроанометр ММН и дифференциальная трубка Пито.

Температура воздуха и зерна определялась с помощью термометров сопротивления и электронного блока.



1 – сушильная камера; 2 – охладитель воздуха; 3 – нагреватель воздуха; 4 – вентилятор; 5 – обводной воздуховод; 6 – воздуховод подвода свежего воздуха; 7 – воздуховод отработанного воздуха; 8 – воздуховод рециркуляционного воздуха

Рис. 1 Схема стенда для исследования режимов низкотемпературной обработки зерна мелкосеменных культур

Относительная влажность воздуха определялась с помощью психрометра Ассмана. Количество уносимой влаги из зерна весовым способом с помощью электронных лабораторных весов. Начальная и конечная влажность зерна определялась в лабораторных условиях на приборе СЕШ-3М.

Были проведены экспериментальные исследования кинетики охлаждения мелкосеменных культур от режимов охлаждения — семян рапса и проса.

На рис. 2 и 3 приведены зависимости изменения температуры семян рапса и проса при их охлаждении воздухом с температурой. Начальная массовая доля влаги исследованных образцов семян составляла 14 %.

В первом случае (рис. 3) охлаждение зерна сопровождалось снижением его влажности на 1,13 %, во втором случае (рис. 4) — на 0,98 %.

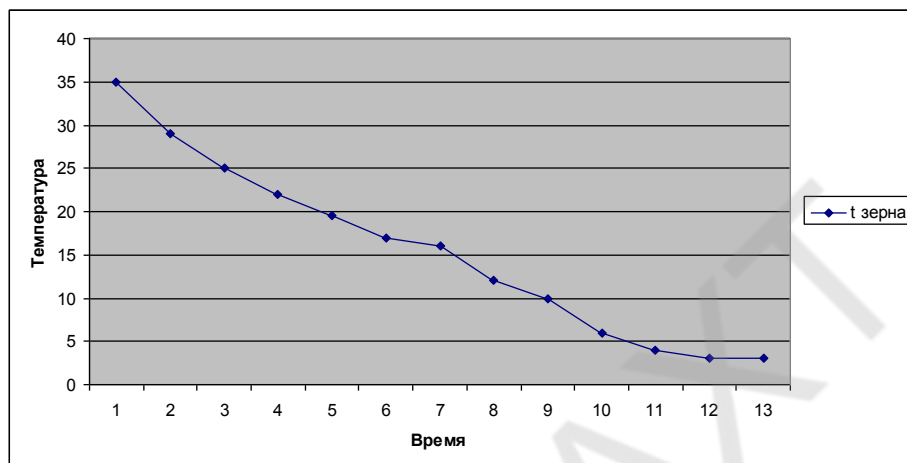


Рис. 2 Зависимость температуры семян рапса от продолжительности его охлаждения: толщина слоя семян 200 мм, температура воздуха плюс 2 °C, начальная температура зерна плюс 35 °C

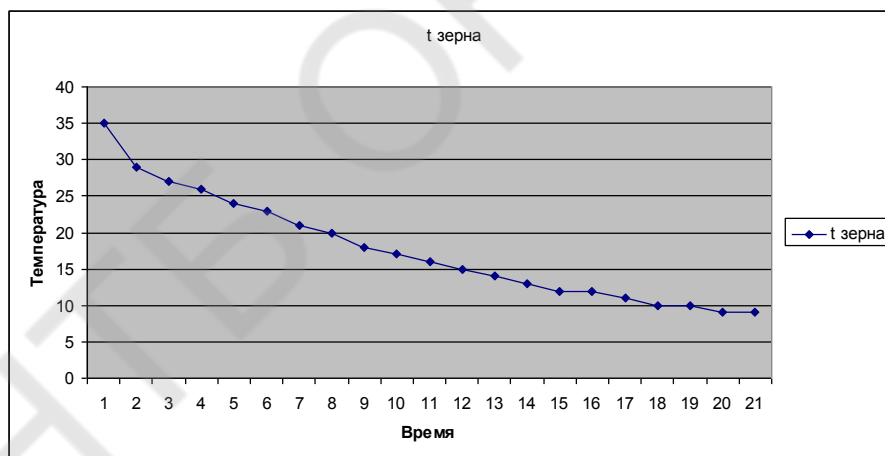


Рис. 3 Зависимость температуры семян проса от продолжительности его охлаждения: толщина слоя семян 300 мм, температура воздуха плюс 8 °C, начальная температура зерна плюс 35 °C

Выводы:

1. Охлаждение зерна мелкосеменных культур ниже окружающей среды сопровождается частичным его осушением для рапса — 1,13 %, для проса — 0,98 %.
2. Максимальная интенсивность уноса влаги наблюдается вначале термообработки. Так, например, при снижении температуры на 50 % от начальной температуры зерна унос влаги составляет для рапса — 90 %, проса — 80 %.

Научные руководители: Титлов А.С., д.т.н., проф., заведующий кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ;
Петушенко С.Н., преподаватель высшей категории ОТК ОНАПТ

ПОИСК ПРИНЦИПОВ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО УПРАВЛЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫМИ АППАРАТАМИ АБСОРБЦИОННОГО ТИПА

Холодков А.О., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Современные требования к холодильным агентам в части озонобезопасности и минимизации вклада в «парниковый» эффект открывают широкие возможности для холодильных приборов абсорбционного типа (АХП), в состав которых входит абсорбционный холодильный агрегат (АХА), работающих с традиционным водоаммиачным раствором (ВАР) в качестве рабочего тела. АХП бесшумны и надежны в эксплуатации, имеют минимальную стоимость, работают с альтернативными источниками энергии.

Основной недостаток, сдерживающий их широкое распространение – низкая энергетическая эффективность, обусловленная физическими особенностями холодильного цикла.

Этот фактор не только предопределяет повышенные, по сравнению с компрессионными аналогами, стоимостные затраты, но и соответствующий вклад в «парниковый» эффект.

Как показывает эксергетический анализ цикла АХА наибольший успех в энергосбережении можно добиться при оптимизации прямого (теплового) цикла, который реализуется в т.н. «приводном» контуре АХА. Особое внимание при этом необходимо уделять перекачивающему термосифону (ПТС), потери эксергии в котором достигают 60 % от суммарных потерь.

Анализ основных направлений энергосбережения показал, что наибольший успех при минимуме затрат может быть достигнут за счет использования оптимальных систем управления АХП.

В частности, за счет изменения величины теплоподвода на ПТС в зависимости от температурных режимов в характерных точках холодильной камеры и АХА.

Проблемы энергосбережения в ПТС связаны с частичной конденсацией паров в подъемной части. Она решается за счет распределения подводимой тепловой нагрузки на ПТС в зависимости от температуры окружающей среды и температуры в холодильной камере.

Эффект энергосбережения при этом составляет 15...16 %.

Основное внимание при разработке энергосберегающих режимов АХА уделялось генераторному узлу. Было показано, что в значительной мере, энергосберегающие режимы холодильного аппарата определяются режимом прохода пара через затопленный U-образный ректификатор АХА.

Режимы прохода пара зависят от величины теплоподвода к ПТС АХА. В энергосберегающих режимах работы АХА проход пара осуществляется путем барботирования. При увеличении тепловой нагрузки на ПТС пар оттесняет жидкость и в верхней части ректификатора образуется паровая прослойка. Очистка пара и предварительный подогрев пара в ректификаторе в этом режиме минимальны.

Установлено, что наличие теплоизоляционного кожуха на всей высоте подъемного участка дефлегматора, рассчитанного из условия полной очистки парового потока аммиака в жестких условиях эксплуатации, позволяет повысить холодопроизводительность испарителя по сравнению с традиционной теплоизоляцией на 15...20 %.

Для реализации таких энергосберегающих режимов необходимо осуществлять контроль температуры пара на выходе дефлегматора – она не должна превышать температуры насыщения аммиака при рабочем давлении в АХА (порядка 50 °С).

Рассмотрена концептуальная модель АХП как объекта управления (ОУ) (рис. 1). В соответствии с ней АХП рассматривается как объект с: входными параметрами (управляющими воздействиями) – подводимой к генератору тепловой мощностью P (u_1) и интенсивность отвода тепла от поверхности дефлегматора (u_2); выходными параметрами –

температурой на поверхности нагревателя θ_n и в ХК $\theta_{хк}$, уровнем ПЖФ на подъемном участке дефлегматора h_{ϕ} ; контролируемыми возмущениями – температурой воздуха окружающей среды θ_{oc} и напряжением сети переменного тока $u_{сети}$; неконтролируемыми возмущениями – характеристиками продукта и степени загрузки охлаждаемых камер W , конструкционными ψ_k и эксплуатационными $\psi_{экс}$ особенностями.

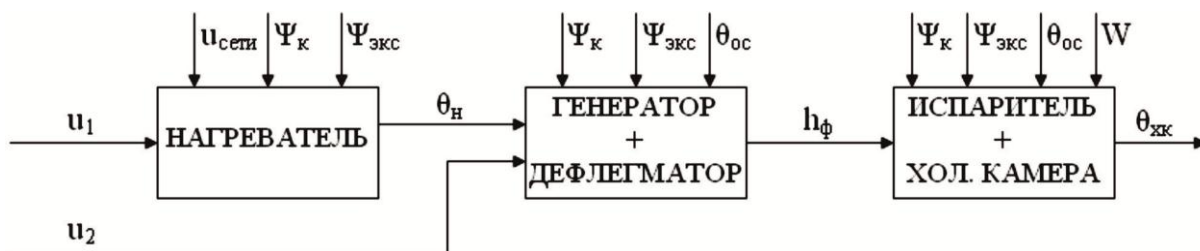


Рис. 1 Структурная схема концептуальной модели АХП как ОУ

Анализ концептуальной модели АХП как ОУ позволил сформулировать и формализовать концепцию построения многоконтурной системы автоматического управления (САУ) АХП с коммутируемой структурой, целью которой является увеличение их энергетической эффективности (без ограничений сложности реализации). Такая САУ имеет два канала управления: 1) традиционный, управляющее воздействие – изменение тепловой мощности, подводимой к генератору АХА; 2) новый, управляющее воздействие – изменение интенсивности отвода тепла от поверхности подъемного участка дефлегматора в окружающую среду. За счет работы этих каналов САУ позволяет стабилизировать уровень парожидкостный фронт (ПЖФ) h_{ϕ} на его заданном значении и ограничить температуру на поверхности нагревателя θ_n в пусковых режимах работы АХП. Выбор канала управления осуществляется автоматически в зависимости от текущей ситуации, в частности, от колебаний интенсивности подвода тепловой мощности к генератору и температуры воздуха окружающей среды.

Предварительные исследования показали, что ПЖФ не имеет четкой границы и распределен в дефлегматоре на участке длиной до 50 см. Поэтому в дальнейших исследованиях завершение очистки аммиака контролируется по верхней границе ПЖФ, т.е. при достижении температурой в контрольной точке на поверхности дефлегматора значения 45...50 °С.

Разработаны и реализованы семь вариантов структур САУ АХП: одноконтурная позиционная САУ с идеальным двухпозиционным регулятором (реле) без гистерезиса с позициями управления 0 и 110 Вт, 0 и 220 Вт; одноконтурная позиционная САУ с реальным двухпозиционным регулятором (реле) с гистерезисом ± 2 °С, с позициями управления 0 и 110 Вт, 0 и 220 Вт; одноконтурная линейная САУ с ПИД-регулятором; одноконтурная САУ с двухпозиционным ПИД-регулятором и вибрационной линеаризацией релейного элемента; каскадная двухконтурная САУ АХП с вспомогательной САУ температуры на выходе из термосифона; каскадная двухконтурная САУ АХП с вспомогательной САУ температуры на выходе из подъемного участка дефлегматора; каскадная трехконтурная САУ АХП с вспомогательными САУ температуры на выходе из термосифона и температуры на выходе из подъемного участка дефлегматора.

Выводы

1. Разработана концептуальная модель АХП как ОУ и на ее основе, в рамках общей концепции управления, предложена структура САУ, которая реализует два управляющих воздействия – изменение величины подводимой к генераторному узлу АХП тепловой мощности и интенсивности отвода тепла от внешней поверхности подъемного участка дефлегматора в окружающую среду. Такая САУ позволяет минимизировать потери тепловой

энергии за счет управления процессом очистки аммиака на подъемном участке дефлегматора и потерь тепла с этого участка в окружающую среду, а также повысить статическую и динамическую точность управления температурными режимами в охлаждаемых камерах АХП.

2. Для реализации энергосберегающих режимов в аппаратах с АХА целесообразно использовать специальную систему автоматического управления, где в качестве регулятора и системы сбора и обработки информации использован микропроцессорный контроллер (микроконтроллер).

*Научные руководители: Титлов А.С., д.т.н., проф., заведующий кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ;
Титлова О.А., к.т.н., декан факультета автоматизации, электромеханики, компьютерных систем управления*

АНАЛИЗ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Терещенко Р.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ

В современной экономической ситуации мы вынужденно сталкиваемся с проблемами организации экономного теплоснабжения в своем доме и часто задаемся вопросом какая система вытаскивает из наших карманов меньше денег. Наличие умеренно-континентального климата на территории Украины – зимой температура в среднем не опускается ниже -10°C – способствует применению тепловых насосов любых модификаций для отопления как бытовых, так и промышленных помещений и представляет большую экономическую ценность в экономии энергетических ресурсов, в частности уменьшения расхода природного газа, закупаемого у России.

Таблица 1. Характеристики видов отопления

Система теплоснабжения	Стоимость единицы топлива*, C_T	Стоимость оборудования* C_0 , грн	Теплотворная способность топлива, q_T	КПД оборудования η , %	Срок службы T , лет
Котел на твердом топливе	1,0 грн/кг	20000	4,2 кВт*ч/кг	75	25
Котел на жидком топливе	22,0 грн/л	100000	11,9 кВт*ч/л	95	15
Газовый котел	7,0 грн/м ³	16000	7,0 кВт*ч/м ³	90	10
Электрообогрев	0,6 грн/кВт*ч	8000	1,0 кВт*ч	98	5
Тепловой насос	0,6 грн/кВт*ч	120000	-	90	25

*Прим.: используются средние значения рыночных цен.

Расход топлива на нагрев воды G_m , кг/год:

$$G_m = Qk / \eta * q_m, \quad (1)$$

Расход топлива для котлов: на твердом топливе – 2164кг, на жидком топливе – 603л, для газового – 1081 м³; при электрообогреве – 6954 кВт*ч; при работе теплового насоса с коэффициентом эффективности 4,6 для исследуемого режима работы – 1646кВтч.

Эксплуатационные затраты на систему теплоснабжения C , грн/сутки:

$$C=(G_T * C_T + C_0 T) / 365, \quad (2)$$

Таблица 2. Экономические показатели

Система теплоснабжения	Общие затраты, грн/сутки	Амортизация оборудования, грн/сутки	Эксплуатационные затраты, грн/сутки
Котел на твердом топливе	8,12	2,19	5,93
Котел на жидком топливе	54,61	18,26	36,35
Газовый котел	25,1	4,38	20,72
Электрообогрев	15,81	4,38	11,43
Тепловой насос*	15,86	13,15	2,71

Вывод: электроэнергия, газ и другие виды топлива постоянно дорожают, однако тарифы на электричество имеют меньшую динамику роста, так как цены может замедлить переход на возобновляемые источники энергии. В связи с неоспоримыми преимуществами тепловых насосов (экологичность, нет необходимости в хранении топлива) их применение более целесообразно, чем других типов систем отопления.

Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., директор УНИХКЭ ОНАПТ

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РЕЖИМОВ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ОБРАБОТКИ ЗЕРНА МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР

Петушенко С.Н., преподаватель ОТК ОНАПТ, г. Одесса

Актуальность использования искусственного холода при первичной обработке и хранении зерна на входе определяется следующими факторами.

Во-первых, разработка охлаждающих комплексов позволит осуществлять холодильную обработку сельскохозяйственного сырья непосредственно в местах его заготовок и способствует повышению качества и продолжительности сроков хранения.

Во-вторых, метод охлаждения зерна позволяет хранить зерно и семена масличных культур с повышенной влажностью на протяжении длительного времени.

В-третьих, кроме того, что метод сохраняет качество зерна, он является экологически чистым — традиционная в странах СНГ сушка, как правило, проводится смесью топочных газов и воздуха, что вызывает загрязнение канцерогенными веществами. Охлажденное зерно остается экологически чистым (исключается загрязнение углеводородами, сажей, окислами серы и азота, тяжелыми металлами, нитритами и нитратами) и качественным (отсутствует денатурация белка).

В-четвертых, предотвращение потерь объема и качества вследствие жизнедеятельности насекомых можно эффективно избежать при охлаждении урожая до температуры ниже 13 °С.

В-пятых, реализация профилактики роста плесневых грибов. Благоприятным условием для развития плесневых грибов, в числе прочего, является тепло, а охлаждение зерна предотвращает его.

В-шестых, удается избежать дорогой и вредящей окружающей среде химической обработки зерна. Химические субстанции, необходимые для газации, влекут за собой существенные расходы и сложную процедуру.

В-седьмых, отсутствие потерь при перескладировании. При обычном складировании без охлаждения зачастую необходимо перескладирование, также необходимо дополнительное свободное складское помещение (камера силоса), при этом при каждом перескладировании имеют место потери до 0,03 % общего количества. К этому добавляется экономия на энергообеспечение технических установок.

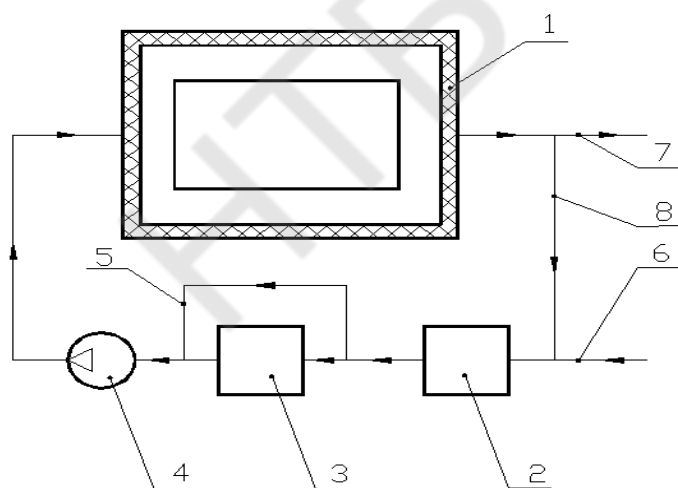
В-восьмых, минимизация потерь вследствие дыхания зерна. В статичном состоянии насыпь зерна крайне медленно принимает энергию. Это является результатом изолирующего эффекта воздуха в промежуточных пространствах между зернами и малой контактной поверхности зерен. В связи с этим теплое зерно при низкой наружной температуре воздуха долго сохраняет тепло. Соответственно, на основании того же самого эффекта охлажденное зерно долго остается холодным.

Следует отметить, что среди всех типов зерновых продуктов особый интерес для низкотемпературной сушки представляют сорта мелкого зерна (рапс, лен, просо, горчица, амарант и др.). Они из-за незначительного характерного линейного размера наиболее подвержены повреждению при сушке нагревом.

В настоящее время отсутствуют какие-либо данные по кинетике охлаждения зерна и процессов теплообмена в этих условиях.

Целью данной работы является изучение особенностей режимов тепловлажностной обработки зерновых продуктов в широком диапазоне температур и влагосодержаний потока воздуха, как агента низкотемпературной сушки. Для проведения экспериментальных исследований был изготовлен стенд, представленный на рис. 1. С целью сокращения количества опытов, повышения достоверности полученных результатов и упрощения их обработки, наиболее целесообразно применение методов планирования многофакторных экспериментов и соответствующих программ для обработки и статистического анализа результатов. В процессе проведения экспериментальных исследований для определения скоростей и расхода воздуха микроанометр ММН и дифференциальная трубка Пито.

Температура воздуха и зерна определялась с помощью термометров сопротивления и электронного блока.



1 – сушильная камера; 2 – охладитель воздуха; 3 – нагреватель воздуха; 4 – вентилятор; 5 – обводной воздуховод; 6 – воздуховод подвода свежего воздуха; 7 – воздуховод отработанного воздуха; 8 – воздуховод рециркуляционного воздуха

Рис. 1 Схема стенда для исследования режимов низкотемпературной обработки зерна мелкосеменных культур

Относительная влажность воздуха определялась с помощью психрометра Ассмана. Количество уносимой влаги из зерна весовым способом с помощью электронных лабораторных весов. Начальная и конечная влажность зерна определялась в лабораторных условиях на приборе СЕШ-3М.

Были проведены экспериментальные исследования кинетики охлаждения мелкосеменных культур от режимов охлаждения — семян рапса и проса.

На рис. 2 и 3 приведены зависимости изменения температуры семян рапса и проса при их охлаждении воздухом с температурой. Начальная массовая доля влаги исследованных образцов семян составляла 14 %.

В первом случае (рис. 3) охлаждение зерна сопровождалось снижением его влажности на 1,13 %, во втором случае (рис. 4) — на 0,98 %.

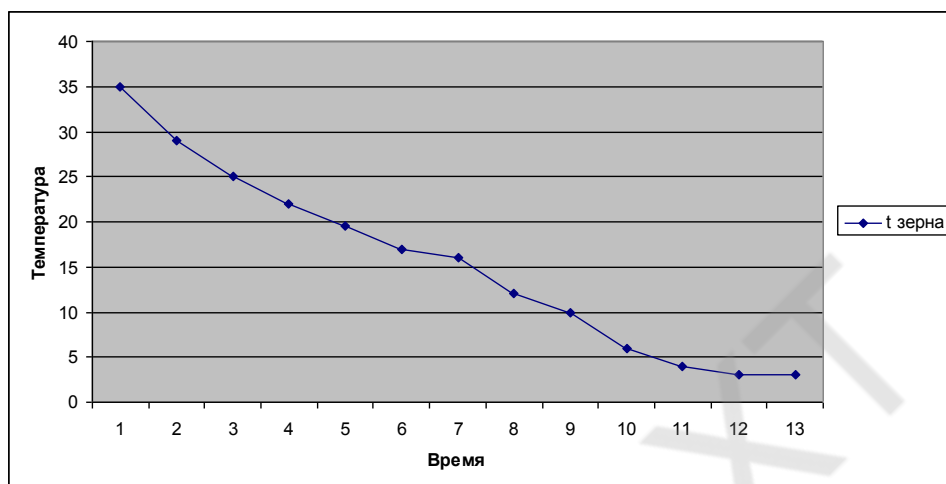


Рис. 2 Зависимость температуры семян рапса от продолжительности его охлаждения: толщина слоя семян 200 мм, температура воздуха плюс 2 °С, начальная температура зерна плюс 35 °С

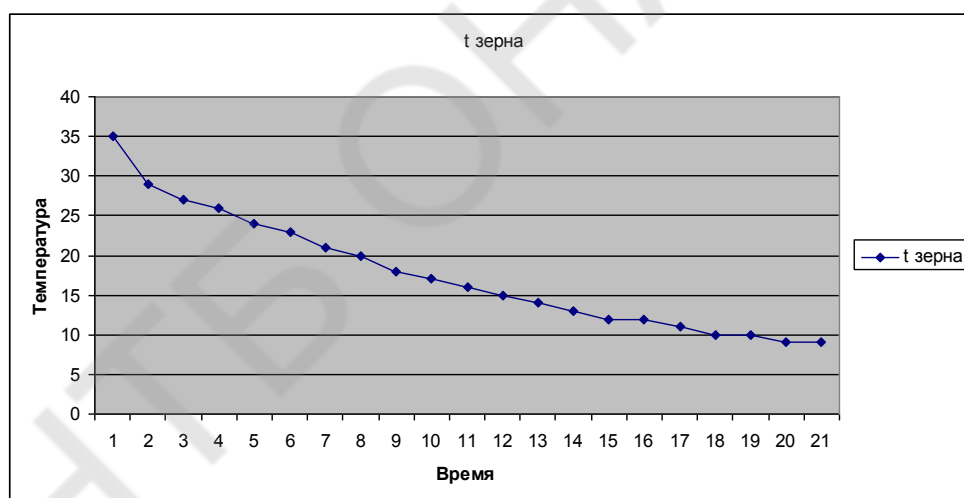


Рис. 3 Зависимость температуры семян проса от продолжительности его охлаждения: толщина слоя семян 300 мм, температура воздуха плюс 8 °С, начальная температура зерна плюс 35 °С

Выводы

1. Охлаждение зерна мелкосеменных культур ниже окружающей среды сопровождается частичным его осушением для рапса — 1,13 %, для проса — 0,98 %.
2. Максимальная интенсивность уноса влаги наблюдается вначале термообработки. Так, например, при снижении температуры на 50 % от начальной температуры зерна унос влаги составляет для рапса — 90 %, проса — 80 %.

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

АНАЛИЗ И ОЦЕНКА ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ В СИСТЕМЕ КОМБИНИРОВАННОГО ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ, ТЕПЛА И ХОЛОДА

Терещенко Р.В., магистрант ИХКЭ ОНАПТ

В районах с высокими пиковыми нагрузками на систему электроснабжения применение парокомпрессионных холодильных машин (ПКХМ) зачастую затруднено. Одним из предложений по снижению нагрузки на систему электроснабжения, сделанных в последние годы, было применение абсорбционных холодильных машин (АБХМ). Эти машины отличаются значительно меньшим расходом электрической энергии, и их применение позволяет снизить как эксплуатационные затраты, так и стоимость ввода в эксплуатацию за счет уменьшения стоимости подключения к электрической сети.[1]

Снижение потребления электрической энергии – основное преимущество АБХМ. В этих машинах охлаждение достигается за счет затрат не электрической (как в ПКХМ), а тепловой энергии. Тепловая энергия может быть получена как за счет утилизации теплоты дымовых газов, которые являются побочным продуктом технологического процесса при сжигании топлива в газовой турбине (ГТ) данной системы тригенерации, а также при помощи солнечных коллекторов которые применяются для автономизации системы производства ледяной воды для технологических процессов.

По сравнению с ПКХМ, АБХМ [2,3,4] обладают следующими преимуществами:

- минимальное потребление электроэнергии, электроэнергия требуется для работы насосов и автоматики;
- минимальный уровень шума;
- экологически безопасны, хладагентом является обычная вода;
- утилизируют тепловую энергию сбрасываемой горячей воды, дымовых газов или производственных процессов;
- длительный срок службы (не менее 20 лет);
- полную автоматизацию;
- пожаро- и взрывобезопасность.

При анализе двух схемных решений систем с комбинированного производства электроэнергии, тепла та холода рассматривалась схема которая состоит из газовой турбины (ГТ) откуда горячие отработанные газы (с температурой 500 – 600 С) направляются в теплообменник газовой турбины (ТГТ) и абсорбционную холодильную установку (АБХУ) для получения ледяной воды, и баков хранения горячей воды (БГВ) та холодной воды (БХВ). А также модифицированной схемы с дополнением таких элементов как тепловой насос для утилизации низкопотенциального тепла и повышения общей эффективности установки, ветрогенератора для оптимизации работы предприятия во время пиковых нагрузок, что в свою очередь позволило снизить потребление природного газа и нагрузку на газовую турбину, парокомпрессионной холодильной установки для покрытия сверхнормированного потребления холода и уменьшения нагрузки на оборудование, а также дополнительную модификацию к абсорбционной холодильной установке в виде солнечных батарей для обеспечения автономизации в производстве ледяной воды. На выходе из системы мы получаем горячую воду на температурном уровне 70-80°C, холодную воду на температурном уровне 2-7°C, и электроэнергию для нужд предприятия.

Вывод: Несмотря на то, что АБХМ обладает достаточно низкими энергетическими показателями по сравнению с ПКХМ (КПД= 45-60% и COP = 0,3-2,0) использование абсорбционных холодильных машин является перспективным направлением в промышленности, где используется холод и одним из возможных способов энергосбережения. Области преимущественного применения АБХМ определяются наличием дешевого источника сбросного тепла. Однако следует отметить, что, поскольку АБХМ

используется лишь для покрытия средней холодильной нагрузки, для покрытия пиковых нагрузок необходимо использовать компрессорные холодильные машины, и этот факт необходимо учитывать при оценке эффективности проекта в целом.

Литература:

1. Уильям Каллен, «О производстве холода, произведенного при испарении жидкостей и некоторые другие способы получения холода»
2. А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин «Техника и физика низких температур»
3. Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев «Холодильные машины и аппараты»
- 4.Н. В. Шилкин «Абсорбционные холодильные машины»

Научный руководитель: Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф. директор УНИХКЭ ОНАПТ

ВИГОТОВЛЕННЯ МЕДИЧНИХ ПРЕПАРАТІВ ЗА ДОПОМОГОЮ СУБЛІМАЦІЇ

Магістрант Хмельницький А.Д., ОНАХТ, м. Одеса.

Є безліч препаратів, які виготовляють за допомогою сублімації (леофілізації), наприклад, Лідаза, Кокарбоксілаза, Простатилен, Окоферон та ін. Це все Леофілізат - субстанція для ін'єкцій, яка розчиняється водою. Сублімація проходить в діапазоні температур $-75... +36^{\circ}\text{C}$. Для кожного препарату своя технологія. До того, як препарат потрапить до леофільної сушарки, йому потрібно пройти такі стадії:

- *приготування розчину препарату;*
 - *підготовка умов виробництва (підготовка персоналу, контроль гігієни, підготовка одягу, перевірка роботи технічних систем, приготування миючих розчинів, підготовка обладнання, підготовка приміщень)*
- Коли препарат в реакторах готовий, настає друга стадія:
- *підготовка первинного пакування (флакони миються та стерилізуються, гумові пробки стерилізуються)*

Розлив та вставляння гумової пробки (після розливу флакончики з гумовими пробками складаються в касети потім на спеціальний візок та завантажуються до сушарки.)

Леофілізація. Препарат у флаконах з гумовою пробкою закривають у сушарці та процес починається. Спочатку препарат заморожується приблизно $-42... -75^{\circ}\text{C}$, потім, коли процес заморозки пройшов, в камері створюється вакуум. За допомогою вакууму відкривається пробка і з препарату забирається волога. Після цього за допомогою гідравлічних зусиль полички сушарки опускаються, і завдяки цьому під вакуумом закривається гумова пробка. Коли гумова пробка закрита, полички підіймаються на початкову висоту і температура підіймається до $+32... +36^{\circ}\text{C}$ в залежності від препарату, і при постійній температурі препарат досушується. В залежності від препарату весь процес може тривати від 36 до 50 годин. Після закінчення процесу препарат дістають з сушарки та направляють на іншу операцію.

Обтиснення. Після сушарки препарат подається на машину обтиснення, де на флакончик одягається металевий ковпачок та обтискується.

Інспектор. Флакончик по транспортеру подається на машину інспектор, де перевіряється на наявність браку.

Етикетка; Упаковка; Склад карантин; Склад

В роботі проаналізовані температурні режими (рис. 1) та режими тиску (рис. 2) технологічного процесу виготовлення препарату. Отримані результати дозволяють здійснювати поточний контроль за технологічним процесом.

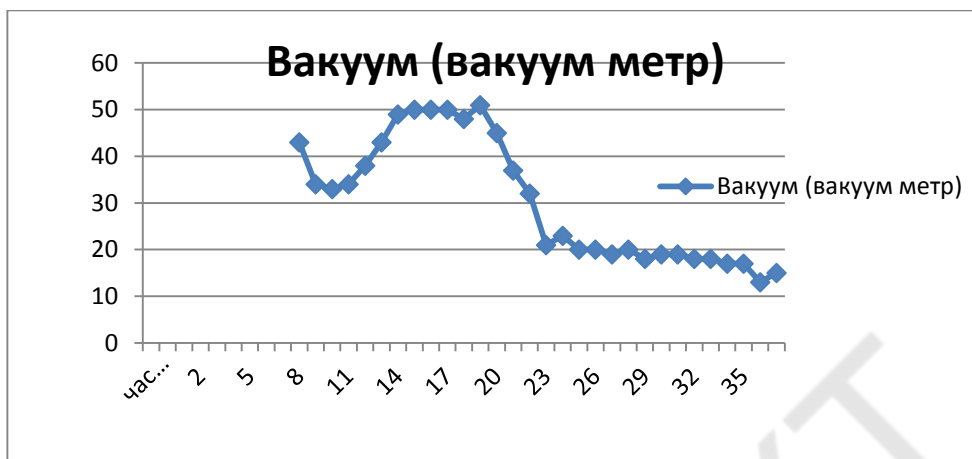


Рис. 1. Температурні режими

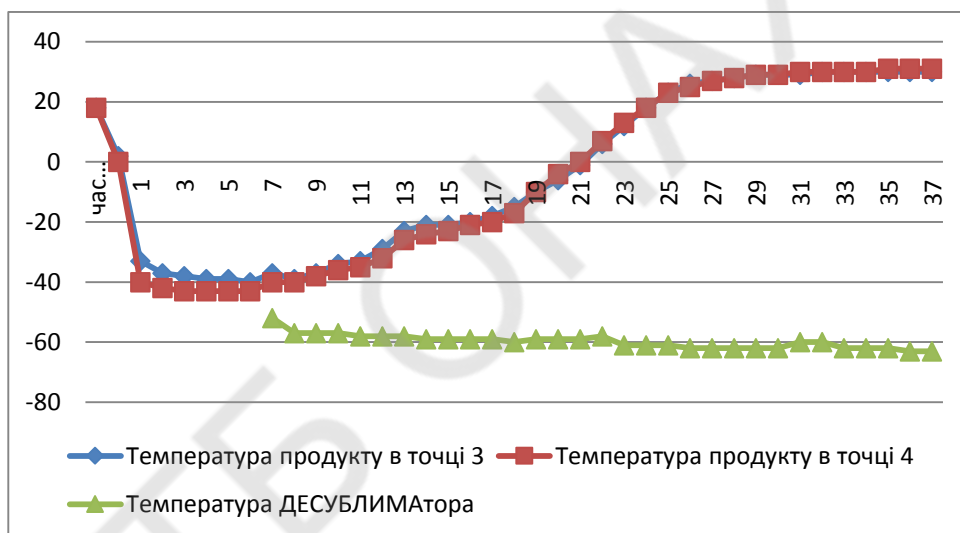


Рис2. Режими тиску



Рис 3. Леофільна Сушарка



Рис 4 Препарат після обтиснення

Науковий керівник: Подмазко О.С., к.т.н., доцент кафедри холодильних машин, установок та кондиціювання повітря ОНАХТ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПУТЕЙ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Кузьменко М. М., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Холодильная отрасль в Украине использует энергию крайне неэффективно т.к. потенциал энергосбережения для холодильных систем составляет порядка 60 % от общего потребления электроэнергии. Поэтому исследование путей совершенствования парокомпрессорных холодильных машин (ПКХМ) и определение мероприятий по их модернизации с целью повышения эффективности использования энергоресурсов является актуальной задачей.

Холодильный компрессор - важная часть современного холодильного оборудования. На основе технико-экономического анализа установлены наиболее целесообразные области применения основных типов холодильных компрессоров. Границы этих областей в перспективе могут быть в большей или меньшей степени сдвинуты в результате работ по развитию конструкций компрессоров, а также вследствие возможного изменения ряда экономических параметров.

В настоящей работе для выполнен численный эксперимент и определены затраты мощности и энергетические коэффициенты ПКХМ при использовании различных типов компрессорного оборудования, работающего на различных холодильных агентах. Характеристики компрессора влияют на эффективность холодильных машин в целом, в том числе на энергетические показатели, надежность и долговечность, уровень удельных приведенных затрат.

Сравнение их технико-экономических характеристик ПКХМ позволяет выбрать наиболее эффективный тип компрессора для компримирования холодильного агента.

Научный руководитель: Яковлев Ю.А., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ИССЛЕДОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ПЛАВАЮЩИМ ДАВЛЕНИЕМ КОНДЕНСАЦИИ

Кулик А.З., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В современных условиях холодильная техника потребляет по различным оценкам от 15 % до 25 % производимой электрической энергии. Поэтому повышение энергетической эффективности является приоритетным направлением при модернизации существующего и создании нового холодильного оборудования.

В США, начиная с 1960 г., были получены несколько патентов, в которых авторы рассматривают возможность увеличения эффективности цикла парокомпрессорной холодильной машины за счет использования неравномерности температуры окружающей среды в течение года, месяца и даже суток. Уменьшение энергопотребления предполагается только для тех холодильных машин, компрессоры которых работают с постоянной степенью сжатия, при постоянном давлении конденсации и практически не изменяющейся температуре окружающей среды. С понижением температуры среды ниже расчетной для поддержания установленного значения давления и температуры в конденсаторе изменяется режим работы компрессора. В контуре между конденсатором и расширительным устройством предлагается установить насос, повышающий давление жидкого холодильного агента до заданного значения.

Численный эксперимент, выполненный при различных температурах конденсации и для различных холодильных агентов показал, что затраты энергии на повышение давления жидкости в насосе при этом несравнимо меньше затрат на сжатие газа в компрессоре. Такая модернизация установки позволяет экономить от 10 % до 25 % потребляемой энергии.

Научный руководитель: Яковлев Ю.А., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

ВЛИЯНИЕ СПОСОБОВ ОТВОДА ТЕПЛА КОНДЕНСАЦИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АММИАЧНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Пащенко О.А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Аммиачные холодильные установки имеют наибольшее применение для охлаждения в широком интервале температур. При их проектировании выбор рационального способа отвода тепла конденсации существенно влияет на эффективность холодильной установки и будет зависеть как от производительности установки, так и от климатической зоны, в которой она работает.

При охлаждении водой интенсивность теплообмена выше, чем при охлаждении воздухом. До недавнего времени в крупных и средних установках применялись только конденсаторы водяного охлаждения. В связи с дефицитом потребления пресной воды появилась необходимость более широкого применения воздушных конденсаторов.

В работе исследованы узлы с испарительным, воздушным и кожухотрубным конденсаторами при работе холодильной установки в различных климатических зонах. Сравнение их технико-экономических характеристик позволяет выбрать наиболее эффективный способ отвода тепла конденсации.

Аммиачные холодильные установки являются основным источником хладоснабжения для различных производств.

Научный руководитель: Яковлев Ю.А., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

РАЗРАБОТКА И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА НА ОСНОВЕ АБСОРБИЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ

Осадчук Е.А., ассистент, Мазуренко С.Ю., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В настоящее время, основной объем 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 объем площадей коллекторов которых в мире более 110 млн.м² [2].

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 водоаммиачных 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 [2], 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. Результаты расчетов приведены на рис.1 и рис.2.

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 рис. 1 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 парокомпрессионной 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 приведены на рис. 2. Анализ приведенных графических зависимостей показывает, 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 %.

Выводы:

1. По результатам расчетов и анализа предложена схема АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором для работы в составе систем получения воды из атмосферного воздуха с источником тепла от СК с водным теплоносителем. Эти схемы, несмотря на дополнительные энергозатраты на привод компрессора, могут обеспечить работу АВХМ с источниками тепла от 80 °С, с повышением температуры греющего источника от 80 °С до 100 °С энергетическая эффективность АВХМ возрастает почти в 2 раза.

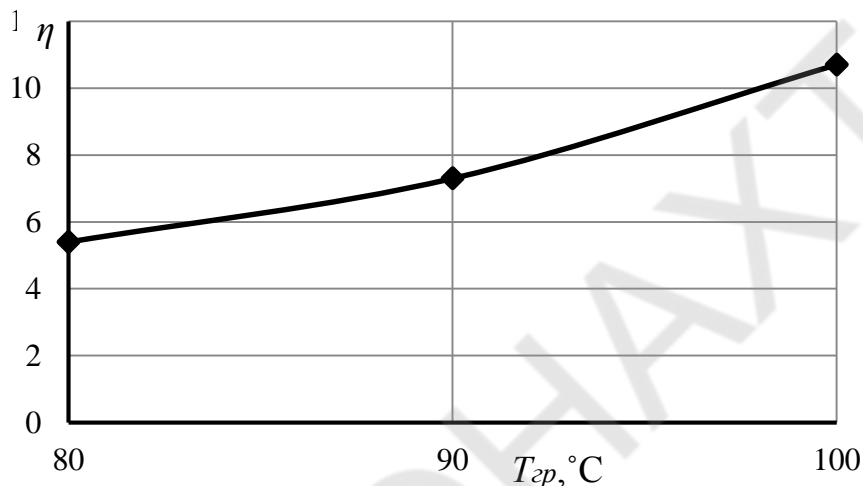


Рис. 1 Влияние температуры греющего источника на МХК цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором при температуре объекта охлаждения 0 °С и температуре наружного воздуха 32 °С

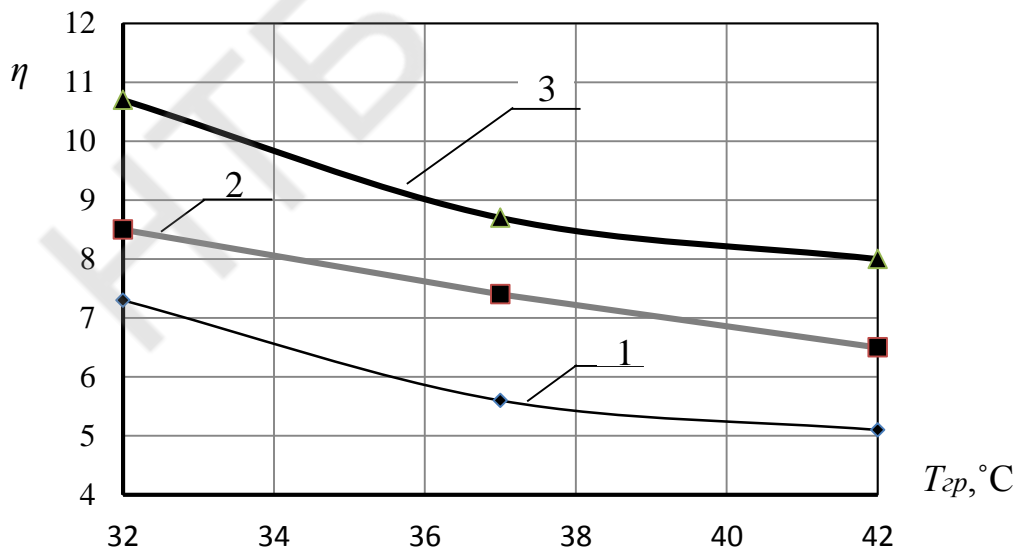


Рис. 2 Влияние температуры наружного воздуха на МХК цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором перед конденсатором и на холодильный коэффициент идеального цикла Карно ПКХМ: 1, 3 – цикл АВХМ; 2 – цикл ПКХМ; температура греющего источника АВХМ: 1 – 90 °С; 2 – 100 °С

2. Проведенный сравнительный анализ энергетических характеристик цикла АВХМ с поджимающим бустер-компрессором и цикла ПКХМ, работающей по идеальному циклу Карно в том же диапазоне параметров температур объекта охлаждения и наружного воздуха, показал энергетическое преимущества АВХМ, начиная с уровня температур греющего источника 100 °С. В рассмотренном диапазоне температурных параметров оно составляет от 11 до 24 %.

Информационные источники

1. Алексеев В.В., Чекарев К.В. Получение пресной воды из влажного воздуха / Аридные экосистемы. – 1996. – Т. 2. – № 2–3.
2. Перельштейн Б.Х. Новые энергетические системы. – Казань, Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.

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

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Боднарь И.А., аспирант ОНПУ, г. Одесса

Повышение эффективности действующих систем централизованного теплоснабжения с качественным регулированием отпуска тепла достигается за счет снижения удельных расходов сетевой воды на единицу присоединяемой нагрузки. Это возможно достигнуть путем снижения температуры обратной сетевой воды. Поэтому для повышения эффективности систем централизованного теплоснабжения имеет место внедрение теплонасосных установок (ТНУ), в качестве источника низкопотенциальной теплоты для которых является обратная сетевая вода.

На рис. 1 представлена схема теплоснабжения с элеваторным присоединением потребителя тепла 6. Для нужд горячего водоснабжения (ГВС) используется ТНУ, испаритель 1 которой включен по греющей сетевой воде в обратный трубопровод, где та, в свою очередь, отдает свое тепло фреону, вследствие чего тот закипает, пар которого всасывается компрессором 2. Затем фреон подается в конденсатор 3, где пар фреона в процессе конденсации отдает свое тепло той же обратной сетевой воде, отбираемой с обратного трубопровода, которая и будет теплоносителем, подаваемым на нужды ГВС. После конденсации фреон в состоянии жидкого хладагента через дроссельный вентиль 4 поступает обратно в испаритель.

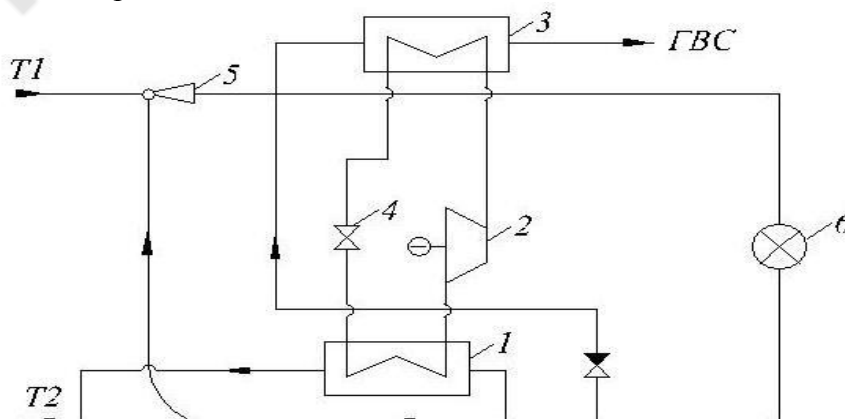


Рис. 1 Схема системы теплоснабжения с ТНУ

Для оценки энергетической эффективности ТНУ для нужд ГВС с температурой горячей воды на выходе 60 °С была принята система теплоснабжения с качественным регулированием отпуска тепла для г. Одессы с температурным графиком 95-53 °С. На рис. 2 представлена зависимость коэффициента преобразования теплоты μ от температуры наружного воздуха t_0 . При качественном регулировании тепла для г. Одессы в зависимости от температуры наружного воздуха в пределах -18...8 °С, температура прямой сетевой воды находится в интервале 95...61 °С, обратной – 53...43 °С соответственно. В качестве холодильного агента был принят экологически безопасный фреон R152a.

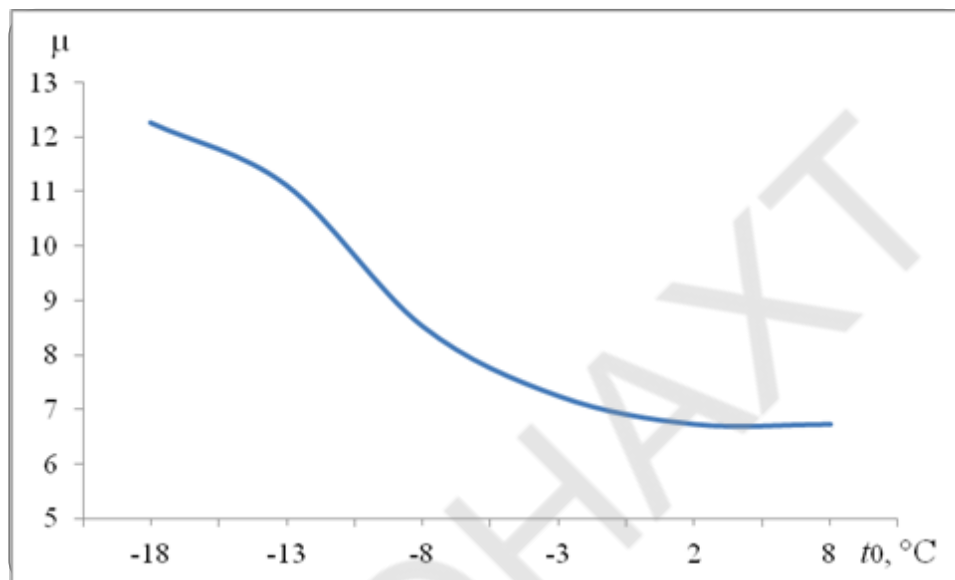


Рис. 2 Зависимость коэффициента преобразования теплоты μ от температуры наружного воздуха t_0

Произведен анализ энергетической эффективности данной схемы системы теплоснабжения с ТНУ на нужды ГВС.

Коэффициент преобразования теплоты μ определен в зависимости от температуры наружного воздуха при качественном регулировании отпуска тепла для г. Одессы и лежит в пределах 6,7...12,3.

Научный руководитель: Денисова А.Е., д.т.н., профессор кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий ОНПУ

СЕКЦІЯ №2 – “ХОЛОДИЛЬНІ ТА КОМПРЕСОРНІ МАШИНИ. РОБОЧИ РЕЧОВИНИ”

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МАЛИХ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ, ЯКІ ПРАЦЮЮТЬ НА АМІАКУ

Мельник П.М., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

У аміаку немає озоноруйнівного потенціалу та потенціалу прямого впливу на глобальне потепління. Його енергетична ефективність принаймні не менше, ніж у R22, а в деяких застосуваннях навіть краще; тому його непрямий внесок у ефект глобального потепління малий [1]. Враховуючи ці унікальні властивості аміаку, його застосування в якості альтернативного холодильного агента слід розширювати впроваджуючи цей холодильний агент в холодильні машини малої холодопродуктивності.

Основними проблемами з впровадження аміаку в малі холодильні машини є автоматичний режим роботи: невеликі холодильні установки мають працювати повністю автоматично, так як обслуговуючий технічний персонал відсутній; безпека важлива проблема, так як невеликі системи часто встановлюються там, де працюють люди, не навчені справлятися з аміаком. В якості одного з варіантів було розглянуто застосування екранного двигуна, де обмотки статора захищені від аміаку сталеву тонкою трубою між статором і ротором. Але через збільшення відстані між цими двома елементами двигуна зменшується його ефективність [2]. Ще одна можливість для герметичних аміачних компресорів – використання матеріалу для обмоток статора, сумісного з аміаком. В рамках цього проекту вбудований електродвигун аміачного компресору був розроблений із обмотками статора покритими лаком, стійким до аміаку. Незважаючи на більш низький коефіцієнт подачі λ аміачного компресора одержано більш високі його енергетичні характеристики за значеннями електричного холодильного ККД у порівнянні з R22 [3].

Проведене дослідження показало, що сьогодні задача спорудження аміачного холодильного компресору із вбудованим електродвигуном виглядає цілком реалізуємою, що і буде зроблено нами в майбутньому.

Література:

1. Knabe, M.; Reinhold, S.; Schenk, J.: Ammoniakanlagen und Kupfer-Werkstoffe? Ki Luft- und Kältetechnik 33 (1997) 9, S.394-397.
2. Lippold, H.: Kupferwerkstoffe in Ammoniakkälteanlagen. Die Kälte und Klimatechnik 50 (1997) 10, S. 730-735.
3. Meurer, C; Belt, H.-J.; König, H.: Das Nocolok-Flux-Hartlötverfahren. Die Kälte und Klimatechnik 50 (1997) 10, S. 802-808.

Науковий керівник: Мілованов В.І., д.т.н., професор кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МАЛИХ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ, ЯКІ ПРАЦЮЮТЬ НА CO₂

Волошин О.Д., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

За останні роки перспективність діоксиду вуглецю (CO₂) як альтернативного холодоагенту суттєво зросла. Діоксид вуглецю - один з небагатьох холодоагентів для

холодильних систем, актуальних з точки зору ефективності застосування та безпеки для навколишнього середовища[1]. В умовах сучасної екологічної ситуації в світі та існуючих законодавчих обмежень по застосуванню традиційних холодоагентів слід вважати цілком обґрунтованим значне поширення і використання CO₂ в якості альтернативного холодоагенту в малих холодильних машинах і компресорах вуглеводню.

Найбільш складною задачею впровадження CO₂ в малих холодильних машинах виглядає проблема розробки і виробництва нових конструкцій холодильних компресорів, призначених для роботи на цьому холодоагенті. В даній роботі розглянуті розробка та дослідження малих холодильних компресорів, працюючих на CO₂. Основна увага в роботі приділялась проблемі застосування діоксиду вуглецю в малих холодильних машинах[2]. В роботі дані висновки по розробці і випробуванню напівгерметичного поршневого компресора для роботи на CO₂, розробці і дослідженню герметичних поршневих компресорів, працюючих на CO₂. Проведені експериментальні випробування напівгерметичних і герметичних поршневих холодильних компресорів, сконструйованих і виготовлених відповідно сучасним техніко-економічним і екологічним вимогам, розглянута їх конкурентоспроможність із малими холодильними компресорами традиційних типів і конструкцій.

Для більш широкого визначення показників герметичного поршневого компресора, працюючого на CO₂, були проведені калориметричні визначення його продуктивності[3]. За результатами калориметричних випробувань герметичного CO₂-компресора були одержані експериментальні залежності основних параметрів компресора від режиму його роботи. Розроблені рекомендації по проектуванню малих холодильних компресорів, працюючих на CO₂.

Література:

1. Fahl, J., 1997, LubricantsforCO₂ - DKVConference (Germany);
2. Süb, J.: Kruse, H.: Efficiency of the Indicated Process of CO₂-Compressors. International Journal of Refrigeration, 21 (1998) 3;
3. Klaus Lambers. 7/2005, Kl Luft- und Kältetechnik, Kalorische Leistungs-messung kleiner CO₂-Verdichter.

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

ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНОГО ТЕПЛА ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ НА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЯХ НА БАЗІ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИКОРИСТАЛЬНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН, ЯК ОДИН З ОПТИМАЛЬНИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВСІЄЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ В ЦІЛОМУ.

Ябс А.А., аспірант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

В силу ряду переваг газотурбінні установки є основним силовим приводом компресорних станцій [2]. Однак одним з істотних недоліків є їх невисокий ККД. Одним з шляхів підвищення їх загального ККД є утилізація теплоти відпрацьованих газів. Тому використання теплоти відпрацьованих газів газотурбінної установки цілком реальна і економічно вигідна задача.

Розглянемо утилізацію тепла відпрацьованих газів, температура яких коливається від 280-550 °С, як один з основних раціональних напрямків підвищення енергоефективності всієї енергоустановки в цілому. Відомо, що завдяки утилізації тепла відпрацьованих газів можна отримувати електроенергію, тепло, та холод. Потенціал теплових потоків ГТУ на КС можна

ефективно використати в тепловикористовуючих холодильних установках, з послідовним використанням холоду в технологічних процесах компресорних станцій газотранспортної системи[5].

По-перше, можна знизити температуру перекачувального газу і тим самим підвищити пропускну спроможність ГТС в цілому. Через дефіцит водних ресурсів на КС охолодження природного газу, яке стискається компресорами на КС, здійснюється навколишнім повітрям, висока температура якого в літній сезон приводить до значного підвищення температури перекачувального газу і як наслідок до значного скорочення пропускну спроможності газопроводів. Відомо, що кожне підвищення температури на градус перекачувального газу, приводить до зниження пропускну спроможності газопроводу порядком на 0,4 %.

По-друге, можливо істотно знизити температуру атмосферного повітря, яке направляється до входу в компресор ГТУ. Наприклад, при підвищенні температури атмосферного повітря від 15°C до 35°C потужність ГТУ простого циклу знижується до 75% в порівнянні з номінальною, а ефективний ККД зменшується близько 3%.

Розглянемо більш детально процес охолодження повітря на вході в компресор, за допомогою теплоутилізаційних холодильних машин [1,2]. Глибина охолодження повітря (зниження температури повітря) $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$ залежать, крім температури зовнішнього повітря $t_{\text{нв}}$ ще й від температури $t_{\text{в2}}$ охолодженого в ТХМ повітря, яка визначається температурою холодоносія t_{x} (робочого тіла ТХМ), тобто залежить від конкретного типу ТХМ. Так, в абсорбційних бромістолітєвих холодильних машинах (АБХМ) можливо охолоджувати повітря до $t_{\text{в2}} = 12...15^{\circ}\text{C}$ ($t_{\text{x}} = 7...10^{\circ}\text{C}$), абсорбційних водоаміачних (ВАХМ) або ежекторних хладонових (ЕХМ) холодильних машинах - до більш низьких $t_{\text{в2}} = 7...10^{\circ}\text{C}$ ($t_{\text{x}} = 2...5^{\circ}\text{C}$) і нижче. При експлуатації ГТУ мають місце як сезонні, так і добові зміни кліматичних умов, що обумовлює відповідну епізодичність використання такого напрямку утилізації теплоти відпрацьованих газів.

Слід відзначити, що утилізаційні системи мають бути універсальними для того, щоб в літній період виробляти холод, а в зимовий - тепло. Температурний рівень відпрацьованих газів ГТУ на КС не дозволяє ефективно на їх основі здійснювати паросиловий цикл Ренкіна на самому доступному і дешевому робочому тілі - воді. Тому необхідно використовувати інші види теплоутилізуючих енергоустановок для вироблення електроенергії, тепла, холоду за рахунок утилізації вторинних енергетичних потоків ГТУ. Але практично, не всю можливу кількість теплоти відпрацьованих газів можна використовувати.

Дійсно, теоретично температура газів в утилізаційних пристроях могла б знижуватися до початкової температури холодного теплоносія. Однак при цьому хвостові поверхні будуть працювати при дуже малому температурному теплоперепаді, що потребує великих капіталовкладень на їх виготовлення. Крім того, при визначенні кінцевої температури відхідних газів доводиться враховувати значення точки роси водяної пари у вихідних газах, яка залежить від складу палива, кількості водню і водяної пари. Для природного газу вона знаходиться на рівні 50°C. Так як різниця між гарячим і холодним теплоносієм в утилізаційних пристроях зазвичай не буває менше ніж 50 °C, а температура відпрацьованих газів в кращому випадку коливається 100-110°C. Однак вичерпної методики для визначення температури відхідних газів поки немає (вважається, що температура газів повинна бути не нижче 120 °C). Задача скорочення теплових витрат з відпрацьованими газами ГТУ є важливим фактором підвищення загальної техніко-економічної ефективності КС і зниження собівартості транспортування природного газу.

Одним з перспективних варіантів глибокої утилізації теплоти ГТУ являється використання абсорбційних холодильних машин, які незважаючи на ряд недоліків (складність у виготовленні та експлуатації) мають ряд істотних переваг (мінімальне споживання електроенергії, мінімальний рівень шуму, екологічна безпечність, тривалий термін служби, їх повна автоматизація, пожежо- та вибухобезпечні). При виборі систем утилізації ГТУ та оптимізації режимів роботи ГПА коефіцієнт техніко-економічної досконалості може розглядатись в якості цільової функції оптимізації, так як він враховує в

повній мірі експлуатаційні витрати з урахуванням якості енергетичних потоків та відповідних приведених витрат при експлуатації елементів (вузлів) системи.

Висновки

Розглядаються та аналізуються можливості глибокої утилізації теплоти вихідних газів ГТУ з використанням абсорбційних тепловико-ростовуючих холодильних машин та їх застосування для додаткового охолодження природного газу та повітря на вході в турбокомпресор ГТУ. Визначено, що за допомогою таких установок по перше можна знизити температуру перекачувального газу і тим самим підвищити пропускну спроможність ГТС в цілому.

Аналізуються існуючі методи оптимізації режимів роботи компресорних станцій з ГТУ та критерії оптимізації роботи. Показано, що використання кожного з наведених критеріїв оптимізації при вирішенні задачі визначення оптимальних режимів роботи систем стиснення, може призвести до помилкових результатів, що викривляє оцінку ефективності роботи систем. В якості цільової функції оптимізації режимів роботи газоперекачуючих агрегатів з глибокою утилізацією вихідних теплових потоків пропонується коефіцієнт термoeкономічної досконалості, який враховує не тільки кількість та якість енергетичних потоків, але і відповідні приведені витрати в грошовому еквіваленті в кожному складовому елементі установки.

Література

1. Б.Д. Білека, Є.П. Васильєв, В.М. Клименко, В.М. Колomoєв, В.І. Ізбаш, Д.А. Костенко, В.А. Кривуца. Комплексне використання утилізаційних енергоустановок на КС для підвищення ефективності ГПА. Нафтова і газова промисловість.-2001. - №4 (197). – С.40-43,47,62.
2. Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун, Е.М. Бамбушек и др. Холодильні машини.–1985.–500-511с.
3. Манушин С.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных установок –М.: Машиностроение, 2000, 400, 447 с.
4. Осипов М.И., Моляков В.Д., Олесеевич К.А., Тумашев Р.З. Перспективные направления повышения эффективности ГТУ – Газотурбинные технологии, апрель №3/2011, 2-7 с.
5. Билека Б.Д., Васильев Е.П. Использование комплексных теплоутилизирующих энергохолодильных установок на низкокипящих рабочих телах для повышения эффективности работы компрессорных станций // Авиационно; космическая техника и технология. – 2004,– 8–12 с.

*Наукові керівники: Мілованов В.І. - д.т.н., проф. кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ
Ярошенко В.М, к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ*

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ ПОБУТОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ ШАФИ ПРИ РОБОТІ ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТУ НА СУМІШІ ВУГЛЕВОДНІВ R290-R600a

Костецький Д.В., інженер ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Випробування та вимірювання споживаної електроенергії проводились із використанням холодильної шафи "NORD-274" (Рисунок 2) з розділеними зонами, (ХК) - холодильна камера, (МК) - морозильна камера та встановленим компресором ОКМ 8-3К (потужність двигуна 125 Вт, об`єм циліндра 8,31см³).

В процесі експерименту визначали значення добового споживання електроенергії при фіксованих значеннях середньої температури в холодильній камері $5 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$ та температури в морозильній камері $-18 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$. Усі заміри проводилися у встановленому режимі роботи холодильної шафи при закритих дверцятах. Для організації встановленого режиму холодильний агрегат працював не менше 18 годин. Підтримка температури в камерах на заданому рівні здійснювалась налаштуванням штатного терморегулятора, встановлення співвідношення значень температури в камерах - корегуванням дози заправки холодоагенту. Загальний об'єм холодильника складає 250дм^3 , а об'єм морозильної камери 45дм^3 .

Для вимірювання середньої температури в холодильній камері використовували латунні циліндри масою 25 грам із встановленими в них термопарами, які розташовували в геометричному центрі поперечних перетинів камери на висотах 220, 537 та 633мм над нижньою стінкою камери. Температуру визначали, як середнє арифметичне значення цих трьох вимірів [1].

Температуру морозильної камери визначали за допомогою вимірювальних пакетів, якими була заповнена камера. Вимірювальний пакет має форму паралелепіпеда розміром $50 \times 100 \times 100\text{мм}$ і масою 500 грам, виготовлений з агару та вкритий поліетиленовою оболонкою товщиною 250мкм. Всередині вимірювальних пакетів встановлені термопари, а заміри температури проводились біля бокових стінок камери зверху та знизу з боку дверцят. Найвища температура, виміряна в цих точках, приймалась як середня температура в морозильній камері. Простір між зовнішньою шафою та внутрішніми камерами заповнений пінополіуретаном, що забезпечує добру теплоізоляцію холодильної шафи.

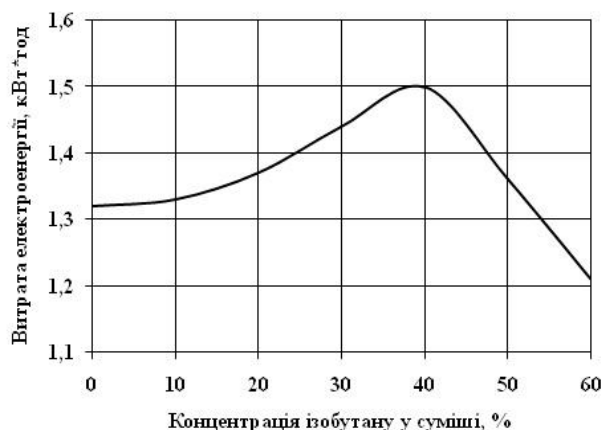
Методика визначення добової витрати електроенергії холодильною шафою.

Визначення полягає у вимірюванні витрати електроенергії холодильної шафи у режимі, що встановився за час не менш ніж 24 години, при цьому період вимірювань повинен містити ціле число циклів роботи холодильного агрегату.

Результати випробувань холодильної шафи, що працює на суміші R290/R600a зведені в таблицю 1 та на їх основі побудований графік залежності витрати електроенергії від концентрації ізобутану у суміші ізобутан-пропан при використанні двох типів компресорів, приведені на рисунку 1.

Таблиця 1 - Результати випробувань суміші ізобутан-пропан різних концентрацій із використанням компресора ОКМ 8-3К

Концентрація R600a/R290, %	Температура, $^{\circ}\text{C}$			Витрата кВт \times год	Заправка, г
	МК	ХК	КМ		
0/100	-19,5	4,98	55,6	1,32	53,0
10/90	-20,6	4,41	47,3	1,33	54,0
20/80	-19,0	5,00	49,0	1,37	56,0
30/70	-18,7	4,85	51,2	1,44	55,5
40/60	-18,3	4,65	57,7	1,50	55,0
50/50	-18,2	4,92	57,5	1,36	52,0
60/40	-18,4	5,00	57,6	1,21	49,0



Мал. 1 - Графік залежності добової витрати електроенергії холодильною шафою від концентрації ізобутану у суміші R290/R600a при використанні компресора ОКМ 8-3К

Висновки

У зв'язку з тим, що пропан має більш високий нормальний тиск, його додавання призводить до збільшення кінцевого тиску у порівнянні із ізобутаном, що викликає зростання навантаження на компресор [2]. Подальші випробування допоможуть визначити

найбільш ефективну концентрацію суміші R290/R600a, враховуючи весь комплекс техніко-економічних показників холодильної машини та компресора, та сформулювати рекомендації щодо використання даної суміші та холодильного обладнання, що працює на цьому холодоагенті.

Література

1. Міжнародний стандарт ISO 15502
2. Б.С. Бабакин Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе / В.И. Стефанчук, Е.Е. Ковтунов: Москва «Колос» 2000. – С. 27.

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

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЗОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ.

Левченко П.І., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Ефективність і економічність використання газотурбінних установок (ГТУ) на компресорних станціях газопроводів, завдяки високій енергоємності, компактності і автономності вже давно доведені на прикладі більшості газотранспортних компаній. На сьогоднішній день кількість газоперекачувальних агрегатів (ГПА) з приводом на основі ГТУ досягла за сумарною потужністю більше 80% від загальної встановленої потужності [1]. При цьому варто відзначити, що на привід ГПА витрачається близько 30% обсягу природного газу, що перекачується. Таким чином, одним із пріоритетних напрямків розвитку газотранспортних технологій є впровадження доступних і ефективних методів підвищення ефективності компресорних станцій.

Розробки щодо підвищення загальної техніко-економічної ефективності можна розділити за наступними напрямками: 1) рекуперація тепла відхідних газів, з його повторним використанням; 2) модернізація термодинамічних циклів в самій установці та впровадження сучасних конструктивних рішень по створенню теплових двигунів; 3) утилізація теплових потоків ГТУ для виробництва теплоти, електричної енергії та холоду у тому числі і його використання для підвищення ефективності ГТУ.

Перший напрямок включає в себе утилізацію теплової енергії для підвищення ефективності самої ГТУ, тобто реалізацію регенеративних циклів.

Другий напрямок передбачає поліпшення термодинамічних характеристик ГТУ за рахунок використання теплоти відхідних газів для підігріву стиснутого повітря перед входом в камеру згорання, проміжне охолодження повітря при ступінчастому стисненні, проміжне підведення теплоти при ступінчастому розширенні, використання частково замкнутого циркуляційного контуру [2].

Третій напрямок пов'язаний з використанням комбінованих утилізаційних установок в енерготехнологічних схемах компресорних станцій з продукуванням водяної пари, електричної енергії або холоду.

Як показують дослідження, застосування того або іншого способу підвищення ефективності залежить від багатьох факторів таких як конструктивні особливості циклу, потужність установки, умови експлуатації та інше [2,3].

Розрахунки показують, що ексергетична потужність вихідних із турбіни газів, при температурах на рівні 400-550 °С, складає 50-60 % потужності теплового потоку перед турбіною.

Особливий вплив на ефективність роботи діючих ГТУ має температура навколишнього середовища від рівня якої залежить потужність установки та її ефективний коефіцієнт корисної дії. Застосування холоду в кінцевих охолоджувачах природного газу обумовлює підвищення пропускної спроможності трубопроводу, а зниження температури повітря на вході в компресор зумовлює підвищення механічної потужності ГТУ та ефективного коефіцієнту корисної дії.

Вибір напрямку застосування холоду, як по якості так і по кількості, являється проблемою техніко-економічною і вирішується з урахуванням усіх технічних та природно-екологічних особливостей роботи компресорної станції.

Вихідні гази з температурою 400- 550 °С направляються в утилізаційних парогенератор, який продукує водяну пару, після чого гази з температурою 150-170 °С направляються в парогенератор абсорбційної холодильної машини у випарнику якої охолоджується теплоносієм (вода). При цьому можуть застосовуватись аміачні або бромлітєві типи машин з урахуванням їх переваг та недоліків.

Слід підкреслити, що така установка спроможна ефективно працювати в термін всього року. В зимовий час, коли суттєво зростають потреби в тепловій енергії, вторинна теплота переважно утилізується в парогенераторі, а в літній період в абсорбційній холодильній машині для штучного доохолодження природного газу і температури повітря перед турбокомпресором ГТУ.

Розрахунки показують, що для ГТУ, потужністю 16 МВт, при зниженні температури навколишнього повітря від 30 °С до 0 °С, механічна потужність зростає на 21 %, а відповідний ефективний коефіцієнт корисної дії на 6% [1]. Зниження температури природного газу в магістралі на 10 °С зумовлює зростання її пропускної спроможності на 4 %.

Таким чином застосування тепловикористальних генераторів холоду абсорбційного типу в утилізаційних технологіях на компресорних станціях газотранспортної магістралі, особливо в літній період часу, являється ефективним способом підвищення ефективності ГТУ в окремоті та усієї газотранспортної технології в цілому.

Література.

1. Микаэлян Э. Газотурбинные технологии в нефтегазовом комплексе. Бурение и нефть. 2/2004. С 28 – 29.
2. Ходус В.В. Высокоэффективный регенеративный цикл ГТУ с рециркуляцией продуктов сгорания при высоком давлении // Теплоэнергетика. 2010. № 2. С. 7 – 11.
3. Fukaizumi J. The future of gas turbine // Power Engng Intern. Mag. 2005. Vol. 13. № 5. P. 683-691.

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



ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМЕНЕВО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБИНИ

Орлов А.М., магістрант СумДУ, м. Суми.

На сьогоднішній день однією з найбільш актуальних задач є проблема енергозбереження усіма відомими шляхами. Одним із шляхів вирішення даної задачі є використання (утилізація) вторинних енергоресурсів, зокрема утилізація енергії стиснених газів та пари, котрі дроселюються на редукторах і регуляторах тиску на газорозподільних станціях (ГРС) і газорозподільних пунктах в різних технологічних процесах у хімічній та інших галузях

промисловості. Данні системи забезпечують одночасне зниження та регулювання тиску газу при його розширенні у турбіні, а також отримання механічної роботи на валу турбіни з подальшим її перетворенням в електроенергію.

В даній роботі наведені результати дослідження течії газу в проточній частині нереверсивної струменево-реактивної турбіни за допомогою програмного комплексу FlowVision та розрахунок параметрів турбіни на основі отриманих значень.

Ця турбіна була експериментальною при створенні турбодетандер-електрогенераторного агрегату на базі струменево-реактивної турбіни потужністю 100 кВт ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД для газорозподільних станцій [1, 2].

Мета роботи - дослідження течії газу в струменево-реактивній турбіні за допомогою програмного комплексу FlowVision для отримання параметрів і характеристик СРТ з подальшим аналізом отриманих результатів.

Задачі:

- створення твердотільної моделі в САД системі;
- розрахунок течії газу в проточній частині експериментальної моделі струменево-реактивної турбіни з використанням програмного комплексу FlowVision;
- розрахунок параметрів і характеристик СРТ.

Розрахунок ступеня турбіни проводився за заданими повними параметрами: надлишковому тиску (600000 Па) і температурі (288 К) повітря на вході у живильне сопло. Відповідні розрахунки було проведено як для пускового режиму так і при завданні частоти обертання ротора СРТ, яке відбувалось ступінчасто: 1000 об/мин, 2000 об/мин, 4000 об/мин, 8000 об/мин, 16000 об/мин.

На основі отриманих значень визначався обертовий момент, окружна потужність та окружний ККД турбіни. Були побудовані графіки залежності цих параметрів від частоти обертання ротора.

ВИСНОВКИ

1. Виконано дослідження течії газу у проточної частині та розрахунок параметрів і характеристик нереверсивної струменево-реактивної турбіни з діаметром вихідного перетину живильного сопла 5,2 мм за допомогою програмного комплексу FlowVision і по одновимірній теорії за допомогою прикладної програми.

2. Після розрахунку у програмному комплексі FlowVision були отримані значення колової (тангенціальної), осьової та радіальної складових швидкості у відносному та абсолютному русі. На основі отриманих значень швидкостей було розраховано обертовий момент турбіни на пусковому режимі та при завданні частоти обертання.

Розрахунок проводився кількома методами:

- по моменту на стінці робочого колеса;
- через значення швидкості в абсолютному русі $C_{ср.т}$;
- через значення колової (тангенціальної) швидкості в абсолютному русі C_u ;
- через значення швидкості в відносному русі $W_{ср.т}$;
- через значення колової (тангенціальної) швидкості в відносному русі W_u ;
- по одновимірній теорії за допомогою прикладної програми.

Значення обертового моменту, який було визначено через значення колової (тангенціальної) швидкості в абсолютному русі C_u , вважається найточнішим, тому всі інші значення порівнювалися з ним. Максимальна похибка при визначенні обертового моменту різними методами не перевищувала 9,4%.

3. На основі значень обертового моменту, що було визначено через значення колової (тангенціальної) швидкості в абсолютному русі C_u , отримані характеристики струменево-реактивної турбіни.

4. Дослідження течії газу у проточних частинах струменево-реактивних турбін за допомогою програмного комплексу FlowVision має значні переваги перед фізичним експериментом при дослідженні даної задачі, наприклад: недосягну інформативність,

можливість моделювання конструктивно не існуючих, але принципово цікавих варіантів, значно меншу трудомісткість.

5. Враховуючи достатньо високу точність розрахунків, можливість отримання результатів розрахунку за більш короткий час, ніж при фізичному експерименті, у подальшому передбачається застосування програмного комплексу FlowVision для дослідження СРТ при обертанні ротора у середовищі в'язкого газу.

Література:

1. Ванєєв С.М., Королев С.К. Исследование турбодетандерного агрегата на базе струйно-реактивной турбины мощностью 100 кВт // Сборник научных трудов «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». - Харьков. - 2003. - С. 293-296.

2. С. М. Ванєєв, А.С. Бережной. Результати досліджень режиму холостого ходу і пускового режиму струйно-реактивної турбіни. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія гірничо-електромеханічна, 2011. – Випуск 22 (195). – С. 32-41.

*Науковий керівник: Ванєєв С.М., доцент кафедри технічної теплофізики
Сумського державного університету*

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТА РОБОЧОГО ЧАСУ НА ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ ПОБУТОВИХ КОМПРЕСОРІВ

Мірза О.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Дана робота описує способи визначення енергоспоживання холодильного агрегату побутового холодильника, який можна змінювати при регулюванні в охолоджувальному об'ємі різними способами та різним устаткуванням. У ході вирішення поставлених задач були задіяні експериментальні, теоретичні, числові та фізичні методи дослідження.

Завданням роботи є дослідження впливу коефіцієнту робочого часу на енергоспоживання при використанні того чи іншого засобу які мають різні диференціали, наприклад: безшкальний термостат має фіксовану величину диференціалу, а електронний програмований контролер має різні величини диференціалу які можна програмувати при цьому ми не забуваємо того що якість зберігання продуктів значно підвищується при зменшенні значення диференціалу.

Оскільки витрати електроенергії залежать не тільки від вибору регулюючого приладу, але і від коефіцієнта робочого часу і від часу циклу. Стенд оснащений і розроблений механічним приладом для імітації широкого діапазона коефіцієнтів робочого часу, а також часу циклу. Загальне споживання енергії побутового холодильника визначає томограф електронного лічильника споживання електроенергії. Імітуючи визначений типовий коефіцієнт робочого часу і змінюючи КРЧ і ЧЦ зможемо визначити залежність витрати електроенергії при різних температурах навколишнього середовища.

Але гарантія яка зберігається для холодильного обладнання, яке працює при таких коефіцієнтах робочого часу, які гарантують кількість включення компресора не більше десяти разів в годину. Підвищення якості зворотно пропорційна диференціалу, тому визначення способів впливу на регулювання є величиною експериментальною і значно впливає на величину енергоспоживання. Це є достатньо вагома причина для проведення таких експериментальних досліджень тому робота являється актуальною.

Розроблений стенд дозволяє по-перше швидко виконати дослідження по енергоспоживанні, а також вирішити круг питань багатьох інших факторів впливу на енергоспоживання.

Науковий керівник: Мельников В.Д., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ОВОЧЕСХОВИЩ

Сідляр М.Р., спеціаліст ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

На енергетичну ефективність, надійність роботи і собівартість холодильних установок суттєво впливають термодинамічні та теплофізичні властивості холодильних агентів. Варто зазначити, що на підставі Монреальського протоколу з метою запобігання руйнування озонового шару Землі достатньо багато робочих тіл холодильних установок визнано озоноруйнуючими (наприклад, R11, R12, R113, R114, R115, R22). У зв'язку з чим їх використання або суттєво обмежено, або повністю заборонено. Покоління нових фреонів (R134a, R152a, R125, R23, R32, R404A, R407C, R410A, R507 та інш.), які не підпадають під обмеження Монреальського протоколу, знаходить широке застосування в холодильній техніці. Оптимальний вибір робочої речовини системи холодопостачання дозволяє знизити споживану потужність компресора зі збереженням величини холодовидатності системи, а також досягти більш низької температури кінця процесу стискання пари холодильного агенту у компресорі. Метою цієї роботи виступає теоретичне дослідження та аналіз характеристик систем холодопостачання овочесховищ, що працюють на різних холодильних агентах.

Теоретичне дослідження роботи холодильної установки фруктосховища було проведене за допомогою програми CoolPack 1.46. Розрахунок параметрів циклу холодильної установки проводився для наступних умов: температура випаровування холодильного агенту $t_0 = -10; -5; 0; 5; 10$ °C; температура конденсації - $t_k = 40$ °C; холодовидатність установки - $Q_0=35$ кВт. При виборі вищезазначених температур кипіння холодильного агенту основним критерієм виступала потреба розглянути широкий діапазон температур зберігання плодоовочевої продукції різноманітного асортименту та можливі системи холодопостачання (безпосереднього кипіння холодильного агенту або з проміжним теплоносієм). Ефективність циклів холодильної установки було проаналізовано при роботі на таких холодильних агентах: R22, R407C, R404A, R134A, R290, R507 і R600A. Фреон R-22 підпадає під обмеження Монреальського протоколу, тому в даній роботі він розглядався в якості базового об'єкту для проведення порівняльного аналізу.

Результати теоретичного дослідження представлені на рис.1-4. На рис.1 представлено графік залежності температури нагнітання парів холодильного агенту в залежності від типу робочого тіла та температури кипіння. Результати розрахунків свідчать, що найбільша температура нагнітання буде при використанні фреону R22, у той же час для холодильних агентів R404a, R134a, R290 температура нагнітання практично рівнозначна. Динаміка зміни стиснення холодильного агенту в компресорі при зміні температури кипіння представлена на рис.2. Аналіз рис.2 дозволяє зробити висновок, що у розглянутому діапазоні зміни температури кипіння холодильного агенту реалізацію холодильного циклу при роботі на всіх вищезазначених фреонах можна ефективно провести за допомогою одноступеневої холодильної установки. При використанні хладогента R600a суттєво зменшується потужність компресора (рис.3): приблизно на 12,5 % у порівнянні з R404a і при цьому вона

дорівнює потужності компресора при роботі на фреоні R22. На рис. 4 представлено порівняння холодильного коефіцієнту робочих тіл холодильної установки. Результати дослідження вказують, що найбільш енергетично вигідним є варіант використання для забезпечення потреб у холодопостачанні овочесховищ фреону R600a. Використання R600a у порівнянні з R404a дозволяє підвищити енергоефективність установки на 15%, у порівнянні з R290, R22, R134a - на 5%.

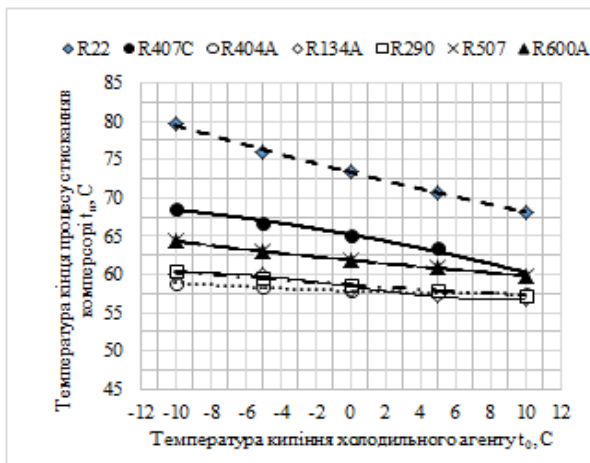


Рис. 1 Графік залежності $t_k = f(t_0)$

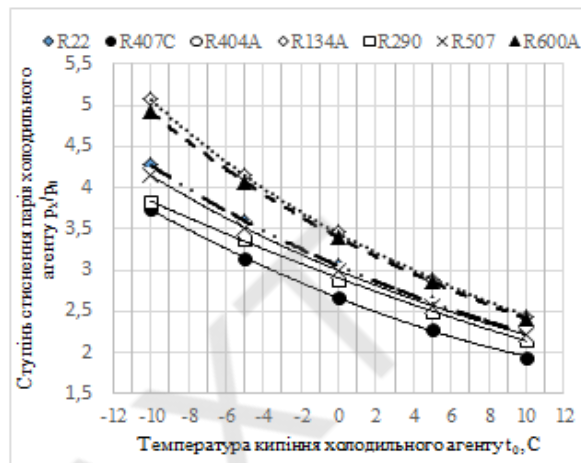


Рис.2 Графік залежності $p_k/p_0 = f(t_0)$

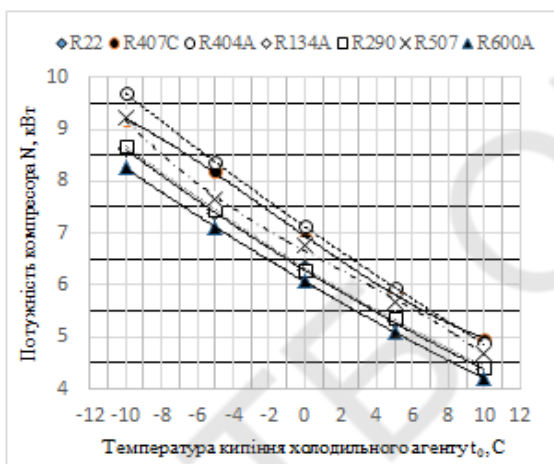


Рис.3 Графік залежності $N = f(t_0)$

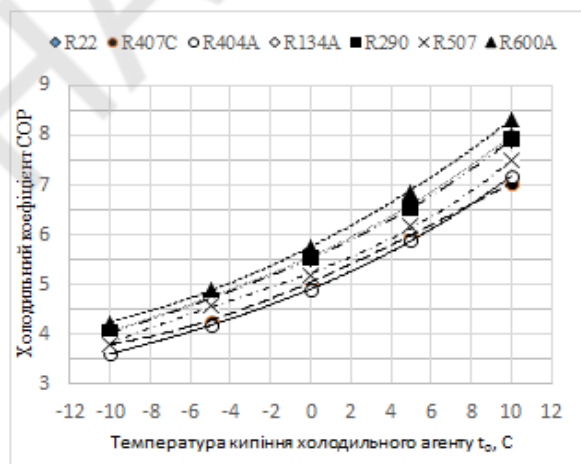


Рис. 4 Графік залежності $COP = f(t_0)$

Слід зазначити, що суттєвим недоліком R600a та R290 виступає їх велика вибухопожежна небезпечність. У зв'язку з цим при проектуванні холодильних установок цей фактор вимагає підвищеної уваги. Енергетично вигідним виглядає також використання у холодильних системах альтернативних речовин R134a та R507. Ці холодильні агенти безпечні, легко дозаправляються в систему без зміни холодопродуктивності установки у випадку витоку та екологічно безпечні. Енергетична ефективність агентів R134a та R507 поступається ефективності R600a на 4,7% та 10% відповідно (рис.4).

Науковий керівник: Стоянов П.Ф., ст. викл., к.т.н. кафедри холодильних машин, установок та кондиціонування повітря ОНАХТ.



ГЕОТЕРМАЛЬНАЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ НА НИЗКОКИПЯЩЕМ РАБОЧЕМ ВЕЩЕСТВЕ

Ильина Е.А., аспирантка ОНПУ, г. Одесса

Вопросы энергосбережения, альтернативных источников энергии, экологической безопасности являются самыми основными на сегодняшний день. Всем известно, что традиционные топливные ресурсы не возобновляемы и совсем скоро они будут полностью исчерпаны. Из года в год их добыча становится дороже и все больше усилий требуется для защиты окружающей среды при использовании данных энергоресурсов. Поэтому мы вынуждены переходить на альтернативные возобновляемые источники энергии, такие как геотермальные электростанции (ГеоЭС).

В данной работе рассмотрена одна из разновидностей ГеоЭС – станция на низкокипящем рабочем теле (рис.1). В качестве низкокипящей жидкости используются такие хладагенты, как пропан, бутан, фреоны, а также рассматривается возможность применения водоаммиачной смеси.

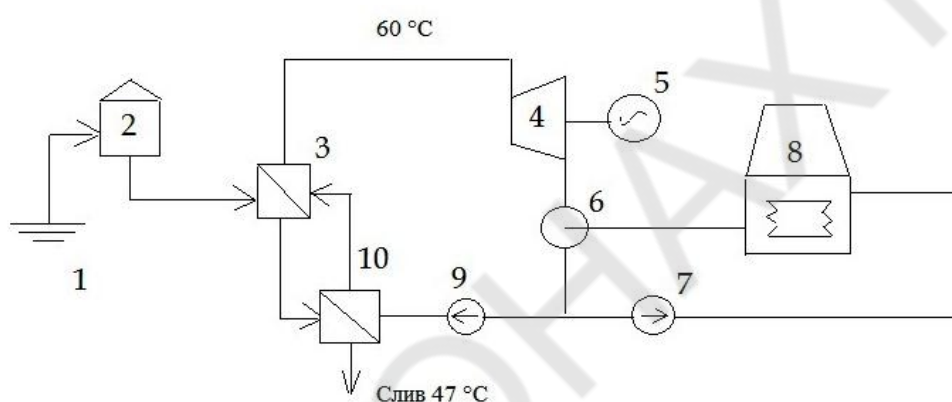


Рисунок 1 – Схема ГеоЭС на низкокипящем рабочем теле.

1 – скважина; 2 – бак-аккумулятор; 3 – испаритель; 4 – турбина; 5 – генератор; 6 – конденсатор; 7 – циркуляционный насос; 8 – поверхностный воздушный охладитель; 9 – питательный насос; 10 – подогреватель рабочего вещества.

Принцип действия такой установки заключается в том, что перегретая вода в теплообменнике нагревает низкокипящую рабочую жидкость (например, изобутан). В результате получается пар высокого давления, который приводит в действие турбину. Генератор преобразует механическую энергию в электрическую и передает ее в сеть. В свою очередь, отработанный пар поступает в конденсатор, где охлаждается водой из градирни и уже охлажденная геотермальная жидкость возвращается в теплообменник.

Важной особенностью этой схемы является возможность работы в зимнее время с низкой температурой конденсации. Эта температура может быть близкой к нулю или отрицательной, поскольку многие низкокипящие вещества имеют очень низкие температуры замерзания. Это позволяет значительно расширять пределы температур, используемых в цикле. Из-за больших давлений и малых объемов пара в испарителе и конденсаторе турбина получается очень компактной. Для всех низкокипящих веществ и для очень больших мощностей она будет состоять из одного рабочего колеса. Все это определяет целесообразность использования данной схемы для нужд электроснабжения.

Научный руководитель: Денисова А.Е., д.т.н., проф. кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий ОНПУ

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ З ГАЗОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ

Горбець О. О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

При експлуатації магістральних газопроводів головне завдання полягає насамперед у максимальному використанні їхньої пропускної здатності при мінімальних енерговитратах на стиснення й транспортування газу по газопроводу. У значній мірі такий режим визначається роботою компресорних станцій (КС), які встановлюють по трасі газопроводу, як правило, через кожні 100-150 км. Довжина ділянок газопроводу між КС розраховується, з одного боку, виходячи з величини падіння тиску газу на даній ділянці траси, а з іншого боку - виходячи із прив'язки станції до населених пунктів, джерел водопостачання, електроенергії й т.п.

Оптимальний режим роботи компресорних станцій у значній мірі залежить від типу й числа газоперекачувальних агрегатів (ГПА), встановлених на станції, їхніх енергетичних показників і технологічних режимів роботи.

Основними типами ГПА на КС у наш час є: агрегати із приводом від газотурбінних установок (ГТУ), електроприводні агрегати й поршневі газомотокомпресори. Газотурбінний привод ГПА має високу одиничну потужність (від 6 до 25 МВт), невелику відносну масу, блочно-комплектну конструкцію, високий рівень автоматизації й надійності, автономність привода й робота його на газі, який він перекачує, що найкраще відповідає вимогам експлуатації газотранспортних систем. Саме тому цей вид привода складає понад 85% загальної встановленої на КС потужності агрегатів. Інше припадає на електричний і поршневий види приводу [1] (див рис.1-3).

Найбільш поширені ГПА, які створені на базі авіаційних і суднових двигунів. Одним з таких ГПА є агрегат ГПА-Ц-6,3 потужністю 6,3 МВт, двигуном у якому служить перетворений авіаційний двигун типу НК-12.

Блочно-контейнерне компонування агрегатів дозволило змінити технологію будівництва компресорних станцій, у результаті чого вони вводяться до ладу в 2,5-3 рази швидше, ніж станції зі стаціонарними агрегатами. Агрегат ГПА-Ц-16 потужністю 16 МВт, у якому як привод нагнітача використовується ГТУ типу НК-16СТ, створена на базі двоконтурного авіаційного двигуна НК8, експлуатованого на літаку ТУ-154.

Номінальний рівень ккд ГПА (26,5%) не задовольняє сучасним вимогам до паливної економічності. Тому завдання підвищення економічності ГПА за рахунок збільшення ккд нових двигунів є актуальним. За даними [2] підвищення ккд ГПА на 1% забезпечить за 15 років експлуатації перспективних газопроводів економічний ефект близько 80 млрд. грн.

У зв'язку з безперервним зростанням вартості енергоресурсів у країні, збільшенням собівартості транспорту газу, невідновленістю його природних запасів, найважливішими напрямками робіт в галузі трубопровідного транспорту газів варто вважати розробки, спрямовані на зниження енерговитрат й економію палива.

Рішення цієї найважливішої для галузі задачі можливо як шляхом впровадження газоперекачувальних агрегатів нового покоління із ккд 34-36% замість застарілих та з відпрацьованим моторесурсом, так і шляхом підвищення ефективності експлуатації встановлених на КС різних типів ГПА. Підвищення ефективності експлуатації ГПА нерозривно пов'язано із забезпеченням необхідної енергозберігаючої технології транспорту газу, діагностуванням встановленого енергомеханічного встаткування ГПА, вибором оптимальних режимів його роботи, подальшим ростом загальної технічної культури експлуатації газопровідних систем у цілому.

Однією із проблем розвитку ГТУ для газопроводів є подальше підвищення надійності. Основними показниками надійності ГПА є: наробіток на відмову K_B ; коефіцієнт готовності K_G – імовірність працездатного стану агрегату в будь-який момент часу, крім планованого технічного обслуговування; коефіцієнт технічного використання $K_{ТВ}$ – імовірність

працездатного стану агрегатів будь-який момент часу. Досвід експлуатації ГПА показує, що рівень надійності деяких з них поки недостатньо високий. Технічні вимоги, які встановлені стандартом [2], визначають необхідне значення коефіцієнта готовності $K_g > 0,98$ і коефіцієнта технічного використання $K_{тв} > 0,92$ (для ГТУ на базі авіаційних і суднових двигунів – не менш 0,95).

У напрямку підвищення економічності найбільш перспективними є такі технічні шляхи модернізації діючих і створення нових ГТУ для ГПА: подальше підвищення параметрів і ускладнення робочого циклу, застосування високоефективних і надійних теплообмінників-регенераторів, застосування утилізації теплоти відпрацьованих газів, застосування нових жароміцних матеріалів, використання аеродинамічно досконалих і випробуваних вузлів й ін.

Література:

1. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов. Справочник, М.: Нефть и газ, 1999. – С.32.
2. Манушин Э.А. Газовые турбины: Проблемы и перспективы. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – С.186.

Науковий керівник: Буданов В.О., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ

ДЕЦЕНТРАЛІЗАЦІЯ ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ КОНВЕРСІЙНИХ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

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

Процес виробництва, перетворення і передачі енергії дуже складний і трудомісткий. Від його організації на кожному окремому етапі безпосередньо залежать витрати кінцевого споживача. Транспортування до місця використання найбільше впливає на подорожчання енергії. Тому для підприємств вартість тепла та електроенергії від власних джерел виявляється значно нижчою, ніж при купівлі у традиційних постачальників. Це перша перевага автономних енергетичних установок. Друга перевага полягає в тому, що у разі нового будівництва монтаж і налагодження можуть обійтися дешевше спорудження живлячих ліній, підстанцій та плати за підключення до централізованих мереж. Децентралізація енергопостачання виявляється вигідною для кінцевого споживача, який може бути власником незалежного джерела енергопостачання.

Найбільший економічний ефект досягається при спільному виробництві на місці споживання електрики і тепла. Даний процес отримав назву когенерації. У цьому випадку є можливість використовувати викидну енергію - тепло вихлопних газів і систем охолодження агрегатів, які приводять у рух електричні генератори, або зайвий тиск у трубопроводах. Утилізовану теплову енергію можна використовувати також для виробництва холоду в абсорбційних машинах (тригенерація).

Одним зі способів створення невеликого джерела енергопостачання є конвертація авіаційних двигунів і створення на їхній базі блокових станцій заводської готовності. Газотурбінні двигуни (ГТД) традиційно використовуються в енергетиці. Якщо коротко говорити про будову і принцип дії ГТД, слід розділити двигун на дві основні частини - газогенератор і силову турбіну, - розміщені в одному корпусі. Перша складова включає турбокомпресор і камеру згоряння; тут створюється високотемпературний потік газів, який діє на лопатки силової турбіни.

В даний час для промислової та комунальної енергетики випускаються газотурбінні

установки (ГТУ) електричною потужністю від 0,8 до 30 МВт. Нижній рівень обумовлений неефективністю менш потужних теплоелектростанцій даного типу, верхній не є кінцевим, оскільки автономна станція може включати кілька енергоблоків.

В роботі розглядаються питання створення теплоелектроцентралі для невеликого населеного пункту або мікрорайону на базі турбогвинтового двигуна АИ-20, і варіант створення газотурбінної теплоелектрохолодо-централі для виробництва всіх видів енергії (тепла, холоду і електроенергії) на базі авіаційних двигунів. Створення таких установок не вимагає великих капіталовкладень і характеризується невеликими строками окупності.

Науковий керівник: Буданов В.О., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ



АЛЬТЕРНАТИВНА ЕНЕРГЕТИКА НА БАЗІ ПАРОГАЗОВИХ УСТАНОВОК

Шмалинюк Є. О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

У будь-якій країні енергетика є базовою галуззю економіки, стратегічно важливою для держави. Від її стану та розвитку залежать відповідні темпи зростання інших галузей господарства, стабільність їх роботи і енергоозброєність. Енергетика створює передумови для застосування нових технологій, забезпечує поряд з іншими факторами сучасний рівень життя населення. Перспективний напрямок розвитку енергетики пов'язаний з газотурбінними (ГТУ) і парогазовими (ПГУ) енергетичними установками теплових електростанцій. Ці установки мають особливі конструкції основного і допоміжного обладнання, режим роботи і управління. ПГУ на природному газі - єдині енергетичні установки, які в конденсаційному режимі роботи здатні виробляти електроенергію з електричним ККД більше 58 %. В зв'язку з цим виникає потреба в розробці сучасних технологій та проведенні організаційно-технічних та економічних заходів. Треба зазначити, що факт вичерпання природних ресурсів, а саме природного газу та нафти, наразі має найбільший стимулювальний вплив на пошук альтернативних шляхів енергозабезпечення.

За статистикою, зараз в світі майже 15% газу отримують з сланців (ця галузь розвинена в США), а на території нашої держави містяться одні з найбільших родовищ в Європі. Але для реалізації подібних проектів Україні необхідні великі фінансові інвестиції, прийняття законодавства, яке врегулює відносини в енерговидобувній сфері, та впровадження новітніх методів дослідження та видобутку нетрадиційних видів енергії. Четвертину сланцевого газу складає негорючий азот, а ще чверть негорючий вуглекислий газ, то теплоти виділяється, в залежності від родовища, в 2-3 рази менше ніж у традиційного природного газу.

Проведено дослідження роботи UGT 6000, яка працює на сланцевому газі.

Отримані наступні результати:

Основні характеристики UGT 6000, що працює на сланцевому газі

Номінальна потужність, МВт	2,35
ККД, %	31,9
Степінь підвищення тиску в компресорі ГТД	16,5
Температура газу на виході з камери згоряння, °С	1215
Витрата газу на виході з ГТД, кг/с	30,2
Температура газу за ГТД, °С	410
Вміст NOx при роботі на газі не більше, мг/нм ³	50

Розглянутий варіант використання для UGT 6000 сланцевого газу в якості палива для вироблення електричної та теплової енергії має такі конкурентні переваги:

1. Перехід до більш раціонального газокористування;
2. Зниження токсичності вихлопу в запропонованій схемі установки в порівнянні з спалюванням рідкого палива, за рахунок малої присутності оксидів сірки та азоту в продуктах згоряння;

3. Забезпечення стійкого горіння палива в камері згоряння;

Результати розрахунку і аналізу роботи UGT 6000 на сланцевому газі в показали, що використання данного виду палива частково задовольняє енергетичні потреби сьогодення. В найближчому майбутньому будуть проведені більш ретельні дослідження процесів термохімічної газифікації з подальшим удосконаленням складових частин ГГУ.

Список використаної літератури:

1. С.В. Цанев, В.Д. Буров, А. Н. Ремезов, «Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций». Москва 2002, -420 с.
2. И.Р. Степанов, «Парогазовые установки, основы теории применения и перспективы», Апатиты 2000, 16-22 с.

Науковий керівник: Буданов В.О., к.т.н., доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ



ПРИРОДНЫЕ РАБОЧИЕ ВЕЩЕСТВА – АЛЬТЕРНАТИВНОЕ БУДУЩЕЕ РЫНКА ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ УКРАИНЫ

Тодосенко А., студентка ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Сложившаяся критическая ситуация в Украине на рынке холодильных агентов заставляет принимать более радикальные решения, направленные на ее улучшение.

Монреальский протокол, призванный вывести гидрохлорфторуглероды из обращения, лишь увеличил потребность в них в Украине. Дешевая техника, работающая на фреоне R22 и R12, хлынула из Европы в страны СНГ, где суровые запреты еще не вступили в силу. Для большинства потребителей стало большой неожиданностью, что в 2010 году украинские компании также перестали выпускать озоноразрушающие хладагенты. Ведь весьма дорогостоящее производство заменяющих их гидрофторуглеродов (фреон R134a, R410A, R407C) запустить не удалось. Не удивительно, что в итоге практически единственным поставщиком фреона в Украину стал Китай, не присоединившийся к международному соглашению. Крупные концерны, такие как Ningbo Yinzhou Jinmei Chemical, Guangzhou Jin Ju Chemical и Zhejiang Sanmei наладили поставки действительно отличного, полностью соответствующего ГОСТу R-134, R410 и R407. Цены на него держались на вполне доступном уровне вплоть до 2011 года.

В середине зимы 2011, когда цены на фреоны, включая R407, R410, R134, резко возросли, в связи с подорожанием реактивов крупные украинские поставщики резко снизили объемы закупок. Возникший дефицит на дорогостоящие хладагенты R134a, R404, R407 и др. заставил китайских производителей пойти на ухищрения. Таким образом, на изнемогающий от жары украинский рынок хлынули тонны дешевого фреона из КНР. Китайцы особо и не скрывали, что, например, MR404a - всего лишь аналог популярного R 404a, ведь вдвое меньшая цена заставила покупателей закрыть глаза на недостатки. Пока монстры

холодильного бизнеса пытались опомниться, не зная, куда им деть уже приобретенный по высокой стоимости фреон 410, 141b, 134a, цены на рынке стали резко падать.

Демпинг отрицательно сказался не только на загнанных в угол профессиональных игроках рынка, но и серьезно ударил по потребителю.

Первыми страдают автомобильные кондиционеры, холодильные системы крупных торговых и промышленных объектов, а также современные системы пожаротушения. Цены у разных производителей на фреон R134a, R-407 и других марок могут отличаться на 30-40%. В итоге кажущаяся столь выгодной экономия оборачивается в лучшем случае полной заменой масла и промывкой системы, в худшем - быстрым износом и выходом из строя дорогостоящего оборудования.

Исходя из опыта западных стран, большая часть холодильного оборудования и оборудования для кондиционирования воздуха в ЕС, США, Австралии использует фтористоуглеродные хладагенты (HFC), для улучшения процесса теплопередачи. Фтористоуглеродные хладагенты - синтетические химические вещества, которые, как правило, имеют высокий потенциал глобального потепления, что может привести к разрушению озонового слоя при попадании в атмосферу. Существуют альтернативные холодильные агенты, уменьшающие экологические риски – «природные» хладагенты, такие как: аммиак, диоксид углерода и углеводороды. Эти рабочие вещества используются в качестве хладагентов на протяжении многих лет, однако, в настоящее время мы наблюдаем во всем мире тенденции к возврату к природным рабочим веществам, где ранее фтороуглероды занимали лидирующие позиции.

Холодильное оборудование работает эффективно и без нанесения ущерба окружающей среде, если в нём применяются природные хладагенты, что неоднократно доказано множеством проведенных в мире исследований.

Ведущие предприятия пищевой промышленности, такие как Nestlé или Coca-Cola форсируют развитие каскадных холодильных установок (ХУ), работающих на аммиаке или на двуокиси углерода, доказав их энергоэффективность в Европе, США и Японии.

При работе в области субкритических температур ХУ с R744 по эффективности могут превзойти аналогичные системы с синтетическими хладагентами, однако при этом они в большей степени подвержены изменениям температуры окружающей среды. Компания Coca-Cola, для своих 550-литровых холодильников использует как R744, так и хладагент R-134a. Применение R744 показывает устойчивую тенденцию к снижению потребляемой мощности на 20-30%. Использование систем на R744 в широтах с умеренным климатом, где большую часть года установки работают в области докритических температур, является более выгодным с точки зрения экономии энергоресурсов по сравнению с аналогичными системами на синтетических рабочих телах.

Применение углеводородов в качестве рабочих тел имеет как преимущества, так и недостатки, поскольку безопасная эксплуатация систем на углеводородах – это первоочередная задача. В связи с законом об ответственности производителя за ущерб, в США согласно данным Environmental Protection Agency[1], которое устанавливает повышенные требования по отношению к угрожающим безопасности веществам, провели рабочее исследование, при котором прошли испытания 2 000 морозильных камер с горючими хладагентами. В результате исследований было признано приемлемыми для использования: дифторметан (R32), этан (R170), изобутан (R600a), пропан (R290), смесь углеводородов R-441A. Это стало переломным моментом в решении вопроса расширения использования углеводородов.

В странах Азии пропан уже длительное время успешно используется в центральных системах кондиционирования воздуха (СКВ). Ряд исследований доказал возможность использования существующего холодильного оборудования, после проведения незначительных изменений в конструкции, в результате которых R-22 заменён на R290, что позволило сэкономить энергию от 10 до 30%.

На сегодняшний день ведутся интенсивные исследования холодильных установок, работающих на аммиаке, с производительностью менее 500 кВт, в которых количество аммиака в комбинации с правильно выбранным холодоносителем может быть уменьшено. Цель подобных разработок – небольшие, полугерметичные и герметичные компрессоры мощностью меньше 100 кВт, а также теплообменники с уменьшенным внутренним объемом, ХУ с системой непосредственного охлаждения. Германия, Швейцария, Новая Зеландия широко использует для СКВ аммиачные чиллеры (аэропорты, выставочные павильоны, банки).

Такие изменения видения будущего на мировом рынке холодильных агентов позволяет и в Украине проработать стратегию, направленную на расширения использования природных рабочих веществ, что позволит удовлетворить требование как Киотского протокола так и уменьшить затраты на исследование и запуск в производство малоизвестных смесей холодильных агентов в Украине, предлагаемых западными странами.

Литература

1. Gina McCarthy. Protection of Stratospheric Ozone: Listing of Substitutes for Refrigeration and Air Conditioning and Revision of the Venting Prohibition for Certain Refrigerant Substitutes. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY, USA. – 2015– pp.152

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



СЕКЦІЯ №3 – “КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ”

ВПЛИВ КОЕФІЦІЄНТА ТРАНСФОРМАЦІЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ЧИСТОГО ПРИМІЩЕННЯ

Гарасим Д.І., аспірант, Лабай В.Й., д.т.н., професор
(Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів)

Ексергетичний метод є універсальним способом термодинамічного дослідження різних процесів перетворення енергії у енерготехнологічних системах (ЕТС), до яких належить система кондиціювання повітря чистого приміщення.

Досконалість ЕТС та її елементів тим вища, чим вищий ексергетичний ККД, який визначають з ексергетичного балансу, а саме:

$$\eta_e = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} \quad (1)$$

де $E_{\text{вх}}$ – ексергія приводу СКП, яка витрачається на підтримання процесу, Вт; $E_{\text{вих}}$ – приріст ексергії повітря у кондиціонованому приміщенні, Вт;

Ефективність роботи будь-якої системи кондиціювання повітря (СКП) залежить від енергоефективності холодильної машини (ХМ), яка її обслуговує та споживає електричну енергію для зменшення теплоти припливного у приміщення повітря. А це означає, що головна мета вибору певної ХМ для СКП – досягти максимальної холодопродуктивності за мінімального енергоспоживання. Тому для оцінки енергоефективності холодильних машин введений коефіцієнт енергетичної ефективності EER (Energy Efficiency Rate), або коефіцієнт трансформації, який дорівнює відношенню холодопродуктивності до повної споживаної потужності за розрахункових (стандартних) умов роботи:

$$EER = \frac{Q_x}{N_{\text{сп}}} \quad (2)$$

де Q_x – холодопродуктивність ХМ, Вт; $N_{\text{сп}}$ – споживана потужність ХМ, Вт.

Тому метою даної роботи було дослідити залежність ексергетичного ККД η_e центральної прямотечійної СКП чистого приміщення від коефіцієнта трансформації EER ХМ.

Розглянемо центральну прямотечійну СКП чистого приміщення, схематично зображену на рисунку 1.

Робота досліджуваної СКП відбувалась у ТПР, коли вологовміст $d_b < d_3$ і температура $t_b < t_3$,

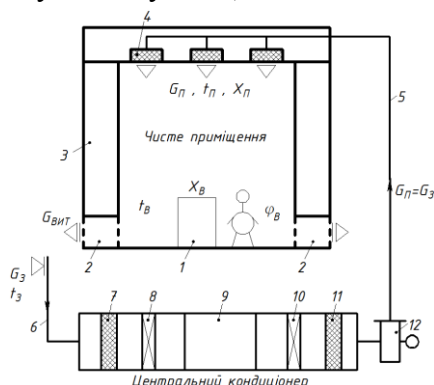


Рисунок 1 – Принципова схема центральної прямотечійної системи кондиціювання повітря чистого приміщення: 1 – технологічне обладнання; 2 – витяжні канали; 3 – ілюзові приміщення; 4 – фільтри припливного повітря у приміщення; 5 – припливний повітропровід;

6 – повітрязабірна шахта; 7 – фільтр зовнішнього повітря; 8 – повітрянагрівник I підігрівання; 9 – камера зрошення, до якої холодна вода надходить з холодильної машини; 10 – повітрянагрівник II підігрівання; 11 – фільтр припливного повітря у кондиціонері; 12 – вентиляторний агрегат.

Досліджувана СКП мала масову продуктивність $G = 10000$ кг/год, параметри зовнішнього повітря у дослідженнях змінювались так: $t_3 = 26; 30; 34; 38; 42^\circ\text{C}$; відносна вологість $\varphi_3 = 50; 49; 43; 38; 32; 27\%$; параметри внутрішнього повітря, відповідно $t_B = 23; 26; 27; 28; 30^\circ\text{C}$; барометричний тиск $p_3 = 1010$ гПа; різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям залежно від теплонадлишків у чистому приміщенні $\Delta t_{\text{п}} = t_B - t_{\text{п}} = 1,5; 2,5; 3,5; 5,0; 6,0$ $^\circ\text{C}$.

На основі досліджень, проведених нами на інноваційній математичній моделі для вказаної СКП, отримано залежності ексергетичного ККД η_e від коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини за різних параметрів зовнішнього (t_3, φ_3) і внутрішнього (t_B, φ_B) повітря та різниці температур $\Delta t_{\text{п}}$ внутрішнього і припливного повітря, які подані на рис. 2.

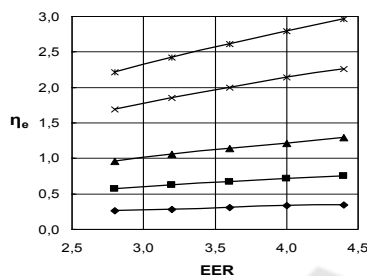


Рисунок 2 – Залежність ексергетичного ККД η_e центральної проточної СКП чистого приміщення від коефіцієнта трансформації EER ХМ і умов проведення досліджень: 1 ряд: ◆ – $t_3 = 26^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 49\%$; $t_B = 23^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\text{п}} = 1,5^\circ\text{C}$; 2 ряд ■ – $30; 43; 26; 50; 2,5$; 3 ряд ▲ – $34; 38; 27; 50; 3,5$; 4 ряд × – $38; 32; 28; 50; 5,0$; 5 ряд ✕ – $42; 29; 30; 50; 6,0$.

Аналізуючи отримані дані досліджень на рисунку 2, можна дійти таких висновків. Загальне зростання коефіцієнта трансформації EER від 2,8 до 4,4, тобто в 1,57 рази, призводить до зростання значення ексергетичного ККД η_e за різних умов проведення досліджень від 1,31 до 1,34 рази або на 31-34%. Варто також зауважити, що за найбільшої різниці температур внутрішнього і припливного повітря $\Delta t_{\text{п}} = 6,0^\circ\text{C}$ є найвищі значення ексергетичного ККД η_e . Тому вибрану систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищого коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини та вищої різниці температур внутрішнього і припливного повітря за різних температур зовнішнього повітря, що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД η_e , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря.

Література:

1. Федотов А.Е. Чистые помещения. Второе изд., перераб. и доп. – М.: АСИНКОМ, 2003. – 576 с.
2. Хаякава И. Чистые помещения. Пер. с японок. – М.: Мир, 1990. – 456 с.
3. Уайт В. Технология чистых помещений. Основы проектирования, испытаний и эксплуатации. – М.: Клинрум, 2002. – 304 с.
4. Уайт В. Проектирование чистых помещений. Пер. с англ. – М.: Клинрум, 2004. – 360 с.
5. ГОСТ ИСО 14664-1. Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды. Часть 1. Классификация чистоты воздуха.
6. Labay V. Innovation model for energy effective investigations of air conditioning systems for cleanrooms / V. Labay, D. Narasym // ECONTECHMOD – Lublin-Rzeszow: 2014 – Vol. 3, №1. – P. 47-52.

ТЕРМОМОДЕРНИЗАЦИЯ ЗДАНИЙ, КАК ИНСТРУМЕНТ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Зайцев Д.В., аспирант ОНПУ, г. Одесса

Повышение цен на энергоносители заставило искать методы сокращения их потребления. В сложных экономических условиях именно процесс термомодернизации зданий позволяет существенно экономить. Множество технических решений имеет место в отдельных случаях. Однако для реализации данного процесса нужна обобщенная методика, которая позволит выявить наиболее эффективные способы термомодернизации и корректную последовательность их применения.

Внедрять методы термомодернизации следует после тщательного анализа здания. Основой является энергетическое обследование.

В программу энергосбережения здания входит термомодернизация, как инструмент позволяющий обосновать удельные нормы расхода топлива на выработку тепловой энергии, норм запаса топлива и норм технологических потерь тепловой энергии в распределительных сетях.

Термомодернизация зданий включает в себя выполнение комплекса обязательных мероприятий:

- Модернизация систем теплоснабжения;
- Утепление ограждающих конструкций;
- Организация качественного мониторинга потребления энергоресурсов.

На рис. 1 представлена схема модернизации существующей, однотрубной системы отопления.

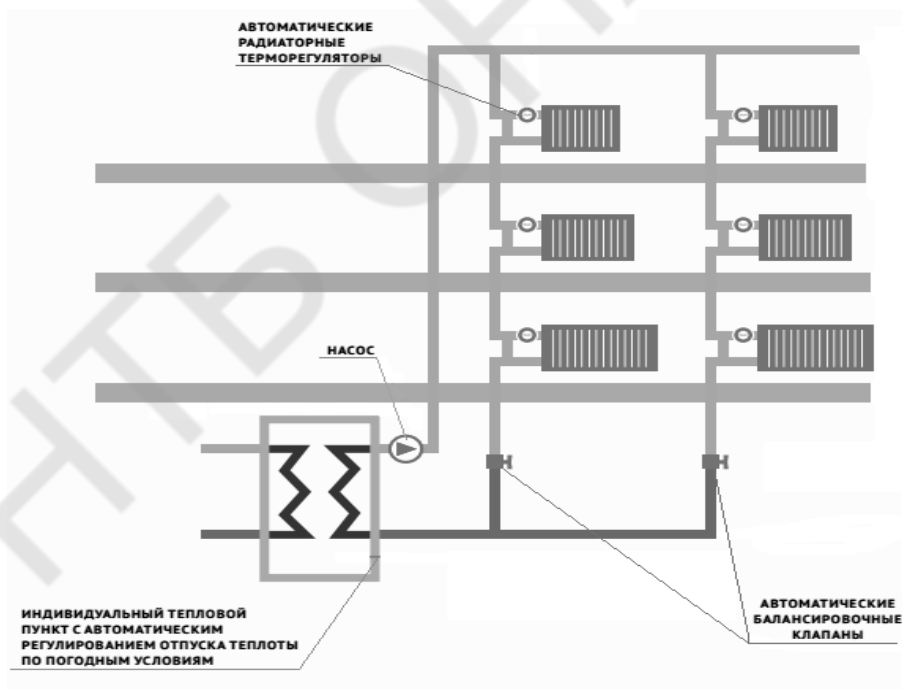


Рис. 1 Схема автоматического регулирования однотрубной системы отопления.

Основным мероприятием модернизации системы отопления является установка автоматических терморегуляторов на каждом отопительном приборе. Но это внедрение влечет за собой балансировку системы, или монтаж индивидуальных тепловых пунктов, которые будет необходимо добавить для качественного функционирования системы в целом.

При использовании дополнительной изоляции стен следует учитывать факторы, влияющие на качество и свойства стен.

Для утепления стен наиболее часто используют следующие материалы:

- Минеральная вата ($P = 140 \text{ кг / м}^3$, $\lambda = 0,045 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$);
- Пенополистирол ($P = 50 \text{ кг / м}^3$, $\lambda = 0,044 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$).

При замене окон основным критерием качества является коэффициент термического сопротивления окна, минимальный показатель должен быть (по ДБН В.2.6-31-2006 изм.1) $R_{ок.ДБН} = 0,6 \text{ м}^2 \cdot \text{К / Вт}$.

Таблица 1

Результаты расчетов термического сопротивления стены

Материал изоляции	$R_{ст}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$	$R_{ст}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ (по ДБН В.2.6-31-2006 Изм.1)	$Q_{пит}, \text{ Вт/м}^2$
Не учтена	0,351	50,1	96,73
Мин. вата 50мм.	1,462	53,0	31,41
Пенополистирол 50мм	1,487	55,9	31,53
Мин. вата 120мм.	3,02	58,8	22,13
Пенополистирол 120мм	3,08	64,6	22,07

С помощью математических уравнений было произведен расчет изменения термического сопротивления конкретной комнаты жилого дома. Анализируя различные показатели термического сопротивления, требуется отметить, что установление более качественных, новых окон и монтаж дополнительной тепловой изоляции будут улучшать показатель эффективности термического сопротивления стены на 60 ... 80%..

Произведен анализ недостатка современных систем отопления, и предложены методы по модернизации и улучшению функционирования этих систем.

Научный руководитель: Титарь С.С., к.т.н., проф. кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий ОНПУ

ОСОБЕННОСТИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПОМЕЩЕНИЯ С КРУГЛОГОДИЧНО ФУНКЦИОНИРУЮЩИМ БАССЕЙНОМ

*Иорданова А.А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса,
Жихарева Н.А., студентка 2 курса ИПЭМ ОНАПТ г. Одесса,*

Создание микроклимата в помещении с бассейном является одной из наиболее сложных задач при разработке и реализации системы кондиционирования и вентиляции частного дома.

Это обусловлено тем, что в помещении с бассейном требуется поддерживать постоянную температуру воздуха (обычно на $12 \text{ }^\circ\text{C}$ выше температуры воды в бассейне), постоянную относительную влажность $60 \pm 5\%$, скорость воздуха над бассейном не более $0,2 \text{ м/с}$ и подачу свежего воздуха не менее $80 \text{ м}^3/\text{час}$ на одного купающегося. Кроме того необходимо обеспечить отсутствие конденсата на стенах и окнах.

В работе показано, что в помещениях с бассейном наружные стены нежелательно делать из обычного кирпича без слоя теплоизоляции, так как это потребует в климатических условиях г. Одессы увеличения их толщины до $0,8-0,9 \text{ м}$ для предотвращения появления влаги на стенах. Нами показано, что для надежного предотвращения появления конденсата на стенах, целесообразно использовать теплоизолятор, например ISOVER.

В работе показано, что для достаточно надежного предотвращения конденсации влаги из воздуха необходимо либо интенсифицировать процесс теплоотдачи от внутреннего теплого воздуха к поверхности стекла, соприкасающегося с ним, или использовать

2хкамерные стеклопакеты с большим термическим сопротивлением, например стеклопакеты отечественного производства DiamantEcoTermTM. Возможно также использование других энергосберегающих стекол, на пример ЕКОPLUS Промежутки между стеклами стеклопакета иногда заполняют аргономиликриптоном, что увеличивает в2х камерных стеклопакетах общее термическое сопротивление соответственно в 1,3- и 1,6 раза при толщине стекол 4 мм и толщине дистанционной рамки 12 мм.

Показано, что дополнительные затраты на увеличение термического сопротивления в зимнее время и снижение общей пропускной способности солнечной радиации в летнее время являются важными энергосберегающими мероприятиями и окупаются за короткий срок, как правило, не более 2-3 лет.

Для помещений с высокой влажностью эти мероприятия снижают вероятность появления конденсата на стеклах.

В работе показано, что для предотвращения выпадения конденсата на стенах и окнах помещения с бассейном необходимо осушения воздуха. Обеспечить относительную влажность воздуха в бассейне возможно, применяя специальные осушители (например, европейского лидера датской фирмы Dantherm). Для частного бассейна в помещении площадью зеркала воды 30 м² необходим осушитель CDP 125. Это дорогой агрегат, потребляемая мощность которого 3,2 кВт. Для 5-ти купающихся по норме необходимо подавать не менее 400 м³/час свежего воздуха. Нами показано, что большую часть холодного периода можно сушить воздух в помещении с бассейном, используя общеобменную приточно-вытяжную вентиляцию, работа которой обусловлена необходимостью подачи свежего воздуха для дыхания людей.

По данным исследования разработана комплексная модель расчета кондиционирования бассейна, включающая определение оптимальных параметров, определение экономически-целесообразной толщины изоляции; подбор системы кондиционирования.

Используя данные исследования возможно подобрать систему кондиционирования для бассейнов, позволяющую поддерживать параметры воздуха, имеющий важное значение для здоровья людей.

Научный руководитель: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

АНАЛИЗ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ В СКВ

Осадчук А.В., студент 4 курса ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса,

Проблема энергосбережения относится к актуальной задаче нашего времени. Проблема обостряется в связи с ростом энергопотребления в различных регионах и отраслях хозяйственной деятельности общества. Из-за роста энергопотребления увеличивается потребность в энергоносителях

Для утилизации теплоты в СКВ (Системах кондиционирования воздуха) применяют различные способы и схемы. Традиционная схема с рециркуляцией основной массы воздуха позволяет, в объектах с преобладанием явной теплоты сохранить, как правило, до 90% затраченной энергии на его обработку. Однако эта схема не может быть использована для помещений с выделением вредностей (больницы, предприятия химической промышленности и др.), а ужесточение требований к качеству внутреннего воздуха определенным образом создает приоритет приточных СКВ

Нами рассмотрены основные способы энергосбережения в СКВ:

- с промежуточным теплоносителем и двумя теплообменниками батарейного типа
- с пластинчатым рекуперативным теплообменником
- с применением тепловых труб (термосифонов и фитильных труб);
- с вращающимся ротором-регенератором.

Несмотря на различные конструктивные решения утилизаторов теплоты (холода), в каждом из них есть такие элементы: среда - источник тепловой энергии; среда - потребитель тепловой энергии; теплообменник, передающий тепловую энергию потребителю; рабочее вещество, транспортирующее тепловую энергию от источника к потребителю.

Проведенный анализ показывает, что при проектировании теплоутилизаторов следует учитывать следующие особенности их работы: возможность выпадения из теплого вытяжного воздуха конденсата и, как следствие, увлажнение или оледенения теплообменной поверхности; в разность расхода приточного и вытяжного воздуха; удаленности мест выхода вытяжного и входа приточного воздуха.

В нашей работе проведен анализ теплоутилизаторов и показана эффективность утилизации тепла при использовании роторов 80...90 %, установок с тепловыми трубами 55...75 %, с пластинчатыми воздушными перекрестноточными теплообменниками-рекуператорами 40...60 % и с теплообменниками батарейного типа 40...45 %.

Нами рассмотрены процессы изменения состояния воздуха в теплообменниках;

- Когда температура наружного воздуха выше, чем температура точки росы вытяжного воздуха, то конденсация водяного пара не происходит, и в теплообменных аппаратах утилизируется только явная теплота
- в случае, когда температура приточного воздуха перед теплоутилизатором ниже температуры точки росы вытяжного воздуха, в нем возможна конденсация водяного пара. При этом в ТУ происходит передача не только явной, но и скрытой теплоты.

В работе проанализированы особенности работы теплоутилизаторов. Определены условия их работы. Рассмотрено распределение температурного поля, с учетом протекания процессов на примере теплоутилизаторов, применяемых в центральных кондиционерах КЦКП фирмы «ВеЗА» Харьковского завода и с учетом рекомендаций ASHRAE.

Научный руководитель: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

РАЗРАБОТКА АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ С АЛЬТЕРНАТИВНЫМИ И ВОЗОБНОВЛЯЕМЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

*Гожелов Д.П., Тимофеев И.В., аспиранты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса
Каранетров, студент 5-го курса ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса*

В индивидуальных крестьянских и фермерских хозяйствах на первое место выходят проблемы формирования рационального (экономного) бюджета, среди которых одной из основных является проблема сохранения выращенного урожая в течении трех-шести месяцев в товарных количествах при минимуме затрат на энергоносители. Вместе с тем известным в мировой практике фактом являются потери свыше половины урожая сельскохозяйственной продукции при отсутствии должного холодильного хранения.

Надежная работа холодильных камер с компрессионными холодильными машинами в этом случае осуществляется за счет применения автономных бесперебойных источников электроэнергии – бензиновых либо дизель-генераторов. Сложившаяся ситуация заставляет разработчиков обращаться к теплоиспользующим безнасосным абсорбционным

холодильным машинам, так называемым, абсорбционным холодильным агрегатам (АХА). Немаловажным в современных условиях является и то, что рабочее тело АХА – водоаммиачный раствор с добавкой инертного газа (водорода, гелия либо их смеси) относится к природным хладагентам и поэтому абсолютно экологически безопасно (имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала “парникового” эффекта).

В АХА источником энергии может служить как электрический энергоноситель (например, переменный ток напряжением 220 В, постоянный ток 12 и 24 В), так и неэлектрический (природный газ, бензин, керосин, выхлопные газы двигателя внутреннего сгорания, а также сжиженный газ пропан, бутан, изобутан), что является их неоспоримым преимуществом. Такие холодильники можно, например, использовать в местах, где нет электричества или бывают перебои в подаче электроэнергии.

Однако абсорбционные холодильники имеют ряд недостатков:

а) из-за низкой удельной холодопроизводительности продолжительность выхода на режим слишком велика, а объем низкотемпературной камеры ограничен;

б) при использовании неэлектрического энергоносителя (например, сжиженного нефтяного газа) часть теплоты сгорания газа при сжигании в горелочном устройстве холодильника выбрасывается в окружающую среду без утилизации.

Один из способов частичного устранения недостатков теплоиспользующих холодильных машин абсорбционного типа [1] связан с использованием энергии сжиженного газа [2, 3]. В процессе работы газовой горелки генераторного узла абсорбционного холодильника одновременно происходит дросселирование смеси углеводородов от давления в баллоне до давления, близкого к атмосферному. Снижение температуры смеси при дросселировании (дроссель-эффект) можно использовать в дополнительном испарителе, установленном в холодильном шкафу абсорбционного холодильника (увеличить холодопроизводительность и снизить температурный уровень в камерах).

В испытаниях в качестве макетного образца автор использовался абсорбционный холодильник производства итальянской фирмы «VALENTINI» модели «ElektroSuisse SPR. Tipo V 85 GAC» с полезным объемом камер 78 л (в том числе объем низкотемпературной камеры составляет 4 л), способный работать как на газе, так и от электрического энергоносителя.

В первую очередь были проведены входные тестовые испытания с электрическим и газовым энергоносителями при температуре окружающего воздуха диапазоне от 23 до 24 °С.

Как показали результаты испытаний холодильника с электрическим энергоносителем, через 8 часов работы температура воздуха в низкотемпературной камере (НТК) установилась на отметке минус 20,6 °С, температура в холодильной камере (ХК) лежала в диапазоне от плюс 1,0 до плюс 0,5 °С, потребляемая электрическая мощность при напряжении 220 В составила от 110 до 114 Вт, расход электроэнергии – от 2,29 до 2,38 кВт·ч/сут.

При работе с газовым энергоносителем только через 8,5 часов абсорбционный холодильник вышел на стационарный режим с температурой в НТК, равной минус 2,1 °С, в ХК температура составила плюс 15,2 °С. При этом массовый расход газа изменился от 25 до 60 г/час. Температурные параметры испытуемого объекта не соответствовали требованиям нормативных документов [4, 5], поэтому возникла необходимость в модернизации генераторного узла.

Модернизация позволила в дальнейшем существенно повысить эффективность абсорбционного холодильника: температуру воздуха в НТК после 6 часов работы удалось снизить от плюс 0,3 до минус 12,6 °С, а в ХК – от плюс 17,4 до плюс 10,9 °С. При этом температура отработавших газов в термосифоне генераторного узла составляла плюс 139 °С.

При сравнении полученных результатов с результатами исследований абсорбционного холодильника, работающего только с электрическим нагревателем, положительный эффект от процесса дросселирования сжиженного газа из баллона связан со снижением температурного уровня в камерах и с сокращением времени выхода камер на режим. Существенных изменений полученных показателей в зависимости от угла положения

холодильника (относительно горизонта) не наблюдалось: его можно было и качать, и наклонять – процесс не нарушался (этот вывод подтверждает результаты исследований авторов ОНАПТ в 2003–2004 годах [4]).

Тем не менее, положительные результаты в части температурных характеристик связаны со значительным дополнительным расходом газа. Если при работе абсорбционного холодильника только на газовом энергоносителе средний расход его составлял от 25 до 60 г/час, то при подключении дополнительного пропанового холодильного агрегата общий массовый расход газа (основной и дополнительной горелками) возрос от 140 до 160 г/час. При учете, что период выхода на режим сократился вдвое, можно считать, что при совместной работе абсорбционного холодильника с пропановым холодильным агрегатом – массовый расход газа увеличится всего на 20 или 25 %.

Известно, что бытовые и торговые абсорбционные холодильники с газовым подогревом более экономичны, по сравнению с аналогичными электрическими компрессионного типа, так как стоимость расходуемого ими газа меньше стоимости электричества [5,6].

Холодильники с газовым подогревом выпускались серийно в СССР следующих модификаций: ХШ-4Г, ХШ-3Г («Север-2»), «Север-6», «Украина-2» [10]. Первый холодильник «Север-2» с газовым подогревом был изготовлен московским заводом «Газоаппарат».

Горелка имеет смесительную трубку с насадкой, форсунку и регулятор воздуха. Количество инжектируемого воздуха можно менять путем изменения сечения отверстий при вращении регулятора. Регулятор давления предназначен для стабилизации давления газа перед горелкой. Он может быть настроен на давление от 150 до 500 Па (от 15 до 50 мм вод. ст.). Давление газа регулирует рычажок, рукоятка которого выведена на переднюю часть холодильника.

Источники информации

1. Лубенец В.В. Бытовой абсорбционный холодильник с дополнительным пропановым холодильным агрегатом / В.В. Лубенец // Холодильная техника. – 2000. – № 12. – С. 18–19.
2. Архаров А.М. Новый тип холодильной установки / А.М. Архаров, В.В. Лубенец // Холодильное дело. – 1996. – № 2. – С.11–12.
3. Лубенец В.В. Исследование капиллярной трубки на сжиженном углеводородом газе / В.В. Лубенец // Вестник Международной академии холода. – 1999. – № 1. – С. 32–35.
4. Титлов А.С. Сравнение характеристик абсорбционной и компрессионной бытовой холодильной техники / А.С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1997. – № 57. – С. 39–41.
5. Тітлов О.С., Василів О.Б. Вартісні та екологічні експлуатаційні характеристики апаратів побутової холодильної техніки в Україні і країнах ЄЕС / О.С. Тітлов, О.Б. Василів // Ринок інсталяційний. – 1998. – № 9. – С. 18–20.
6. Терехов А.А. Ремонт холодильников абсорбционного типа / А.А. Терехов. – М.: Легкая индустрия, 1973. – 70 с.

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

АНАЛИЗ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПАССАЖИРСКОГО САМОЛЕТА

Константинов И. О., студент 4 курса ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса,

С развитием авиации развивалась и система кондиционирования воздуха (СКВ).

С ростом высоты, скорости и времени полета появились гермокабины (КБ), подсистема кислородного питания, охлаждение ГК и БРЭО. Основной целью СКВ является создание на борту самолета условий для жизнедеятельности человека в полете: поддержание заданного давления, температуры и влагосодержания воздуха, очищение воздуха от вредных примесей и охлаждение БРЭО.

Основные требования норм летной годности самолетов к работе СКВ и ее подсистем сводятся к следующим:

- СКВ должна обеспечивать заданные значения давления, влажности и газового состава воздуха в кабине на всех режимах полета и на земле независимо от внешних климатических условий. Функционирование СКВ в кабине не должно зависеть от работы других систем, использующих общие с ней источники сжатого воздуха.

- Наддув кабины должен осуществляться двумя или более источниками сжатого воздуха. При этом СКВ должна состоять не менее чем из двух независимых подсистем, поддерживающих в полете нормальные температурные условия в кабинах при выходе из строя одной из них.

- Температура воздуха в кабине и в отсеках должна задаваться и управляться независимо.

- Должна предусматриваться возможность обогрева и охлаждения кабин на земле без запуска двигателей с помощью бортовых и наземных устройств.

- На самолетах с продолжительностью полета больше двух часов необходимо предусматривать систему увлажнения для поддержания относительной влажности в кабине не менее 25%.

В работе проведен анализ системы кондиционирования воздуха среднемагистрального пассажирского самолета для поддержания параметров агрегатов СКВ, при которых температура и относительная влажность воздуха в кабине самолета находились бы в заданных пределах.

Нами рассмотрены система кондиционирования, использующая двухступенчатую систему охлаждения с влагоотделением высокого давления (рис.1), которая предназначена для: обеспечения нормальных условий жизнедеятельности пассажиров и экипажа в полете и на земле; охлаждения бортовой радиоэлектронной аппаратуры. СКВ самолета Ту-204 состоит из двух подсистем, каждая из которых включает в себя: систему отбора воздуха от двигателей самолета или от вспомогательной силовой установки; систему охлаждения воздуха и его влажностной обработки; систему подачи и распределения воздуха в кабине самолета; систему контроля и управления.

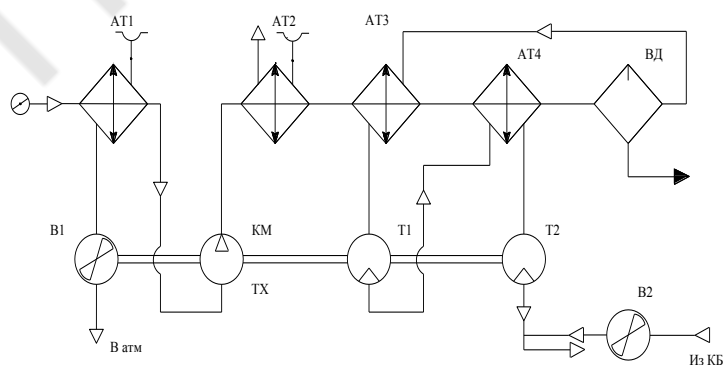


Рис.1. Двухступенчатая система охлаждения с влагоотделением высокого давления.

Исследования показали, что область применения данной СКВ достаточно узка, особенно при $H > 9000$ м. Расширить область данной СКВ можно с помощью системы рециркуляции cabinного воздуха (уменьшится расход G и следовательно степень зависимости СКВ от условий полета) и изменения системных параметров.

Анализ подбора систем кондиционирования воздуха показал, что СКВ среднемагистрального пассажирского самолета Ту-204 позволяет поддерживать параметры СКВ при максимальной холодопроизводительности, а также полученная область применения СКВ удовлетворяет требованиям современных самолетов. Данная схема СКВ поддерживает в норме параметры воздуха в гермокабине и в отсеках БРЭО, необходимые для нормальной работы самолета. Также СКВ удовлетворяет требованиям по минимальной взлетной массе и по габаритным характеристикам

Научный руководитель: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедры холодильных машин, установок и кондиционирования воздуха ОНАПТ

СОЛНЕЧНЫЕ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ С ПРЯМОЙ (НЕПОСРЕДСТВЕННОЙ) РЕГЕНЕРАЦИЕЙ АБСОРБЕНТА

Мелехин В. В., Гарх Саед, аспиранты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Многофункциональная солнечная система основана на теплоиспользующем абсорбционном цикле, включающем контур предварительного осушения воздушного потока и последующий охладительный контур, в котором используются испарительные охладители сред (рис. 1). Система основана на использовании солнечных коллекторов газожидкостного типа (СК/г-ж), обеспечивающих прямую регенерацию (восстановление) абсорбента непосредственно в СК/г-ж при прямом (непосредственном) контакте стекающей по наклонной поверхности СК/г-ж пленки абсорбента (композитов на основе бромистого лития, LiBr) и воздушного потока, выносящего из солнечного коллектора десорбируемую влагу. Основной проблемой при таком способе регенерации является высокая чувствительность процесса к естественным колебаниям солнечной активности. Солнечная энергия в газожидкостном коллекторе обеспечивает одновременно как требуемый температурный уровень процесса десорбции, так и движение воздушного потока в рабочем канале СК/г-ж, так как при солнечном нагреве изменяется плотность воздушного потока, обеспечивая, тем самым, движение воздуха над поверхностью стекающей пленки абсорбента.

Предварительные исследования показали низкие значения скорости воздушного потока и целесообразность использования в коллекторе СК/г-ж низконапорных вентиляторов. Что касается обеспечения требуемого температурного уровня десорбции (для открытой абсорбционной системы это составляет 50-70°C), то здесь также отмечается необходимость использования дополнительного традиционного источника нагрева, который бы компенсировал естественные колебания солнечной активности.

Солнечная система (рис. 1) построена на последовательном включении двухступенчатого нагрева абсорбента, в обычных жидкостных (водяных) плоских коллекторах СК/ж для предварительного подогрева слабого раствора абсорбента, поступающего из абсорбера-осушителя наружного воздуха (рис. 1, позиция 5) в соответствующем теплообменнике (2 – бак-теплоаккумулятор), который затем поступает в газожидкостной СК/г-ж (4 – бак-накопитель крепкого раствора абсорбента).

Рассматривается и вариант СК/ж непосредственно для подогрева слабого раствора абсорбента в его теплоприемнике. Выполнен расчетный анализ суммарных тепловых потерь в СК/г-ж и оптимизированы основные режимные и конструктивные параметры, как солнечной системы обеспечения регенерации абсорбента (ССРГ), так и всей многофункциональной солнечной холодильной системы (СХС).

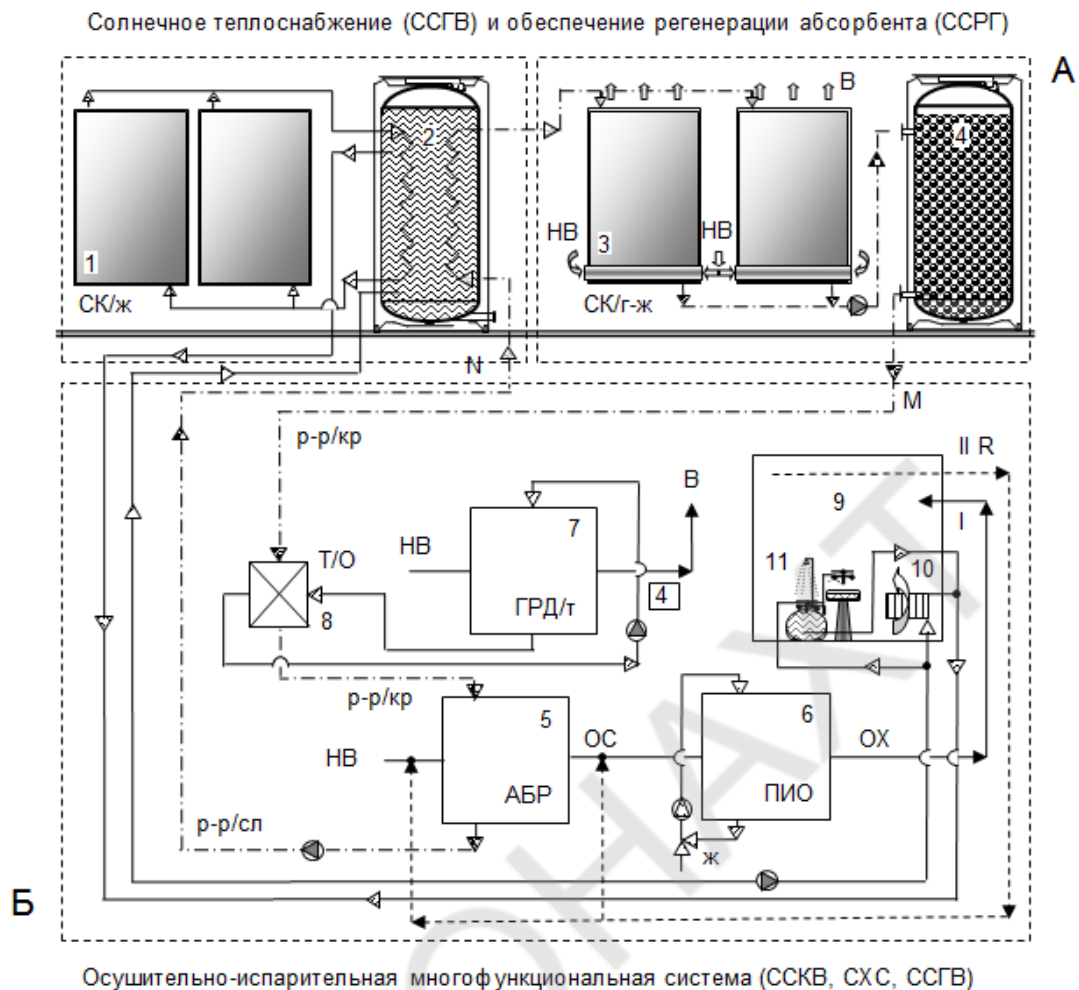


Рисунок 1. Принцип построения солнечной абсорбционной многофункциональной системы ССКВ (СХС).

Обозначения: 1 – система солнечного нагрева жидкости ССГВ на основе плоского солнечного коллектора-водонагревателя СК/ж; 2 – бак-теплоаккумулятор БТА; 3 – солнечная система регенерации абсорбента ССРГ на основе коллектора-регенератора СК/г-ж; 4 – бак-накопитель крепкого раствора абсорбента; 5 – абсорбер-осушитель АБР; 6 – испарительный охладители воздуха прямого типа ПАО; 7 – испарительные охладители воды, градирня технологического назначения ГРД/г; 8 – теплообменник; 9 – помещение; 10 и 11 – воздухонагреватель (водо-воздушный теплообменник, fan-coil) и сантехнический узел; НВ – наружный воздух; ОС – осушенный воздух; В – выброс; R – контуры рециркуляции воздушных потоков; p-p/сл, p-p/кр – слабый и крепкий растворы абсорбента; ж – вода.

Литературные источники:

- 1.Дорошенко А.В., Глауберман М.А. Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения, Одесса, ОНУ им. Мечникова, 2012, 447стр.
- 2.AlexanderV. Doroshenko. LeonidP. Kholpanov, YuryP. Kvurt. AlternativeRefrigerating, Heat-PumpingandAir-ConditioningSystems on the Basis of the Open Absorption Cycle and Solar Energy. USA. Nova Science Publishers, Inc., 2009. – 210 p.

Научный руководитель: Дорошенко А.В., д.т.н., проф. кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАИТ

СЕКЦІЯ №4 – “ТЕПЛОМАСООБМІННІ ПРОЦЕСИ В ХОЛОДИЛЬНІЙ І ТЕПЛОНАСОСНІЙ ТЕХНІЦІ”

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ МНОГОКАНАЛЬНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ НАСАДОЧНЫХ СТРУКТУР

Цапушел А.Н., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Создание испарительно охладительных сред в частности испарительных охладителей для использования в системах кондиционирования воздуха основывается на высокоэффективных тепло-массообменных аппаратах. Ранее в ОГАХ исследовались испарительные охладители на основе многоканальных полимерных структур в вариантах прямого и непрямого испарительного охладителя. Изучались сравнительные возможности испарительных водоохладителей, градирни ГРД и чиллера Ch-Rw. Основой для сравнительного анализа послужили опытные данные, как ранее полученные в ОГАХ, так и полученные в ходе экспериментального исследования авторов. Экспериментальный стенд, представляет из себя газовое кольцо с применением встроенных, неотъемлемых единиц оборудования, для достижения требуемого результата.

Воздух забирается из атмосферы вентилятором (3), проходит термовлажностную обработку (подогрев в калорифере (4) и доувлажнение через байпасную линию от воздушного потока, покидающего ИО) и подается в рабочую камеру (1), где установлен модуль испарительного охлаждения воздуха прямого типа ПИО. Наличие электродвигателя с изменяемым числом оборотов позволяет плавно регулировать расход воздуха через аппарат. Температура воздуха регулируется с помощью канального электрокалорифера (4) и может составлять до 70 °С. Корпусная часть экспериментальной колонны, в которой расположен модуль ПИО, выполнена из толстостенного прозрачного материала (двухъярусным многоканальным моноблок из поликарбоната), что обеспечила визуализацию протекающих процессов и практически устранило тепловые потери через стенки колонны. Для орошения каналов был сконструирован водораспределитель форсуночного типа в месте расположения, которого было установлено дополнительное смотровое окно.

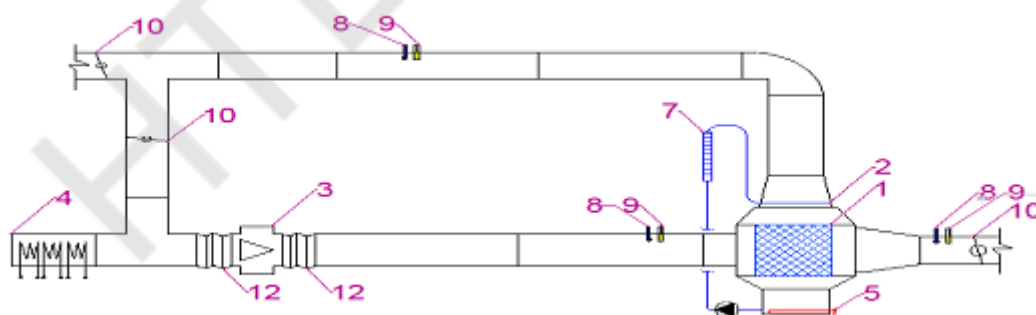


Рис.1. Экспериментальное газовое кольцо.

В данный момент проводится ряд экспериментов на насадках из многоканальных полимерных структур с каналами сложной конфигурации, имеющими криволинейный профиль и регулярную шероховатость поверхности. Такого типа каналы способны обеспечить высокую равномерность распределения контактирующих потоков по всему объему насадки аппарата, а регулярная шероховатость поверхности обеспечит, как показали ранее выполненные исследования, интенсификацию процессов совместного теплообмена в испарительных охладительных средах. Планируется исследование

испарительных охладителей с противотоком и поперечно-токовыми схемами контактирования газа и жидкости.

Полученные предварительные результаты свидетельствуют о росте эффективности процессов, в качестве дополнительных задач исследования выявлена необходимость изучения задержки жидкости в объеме насадочного слоя с целью конкретизации реальных поверхностей переноса.

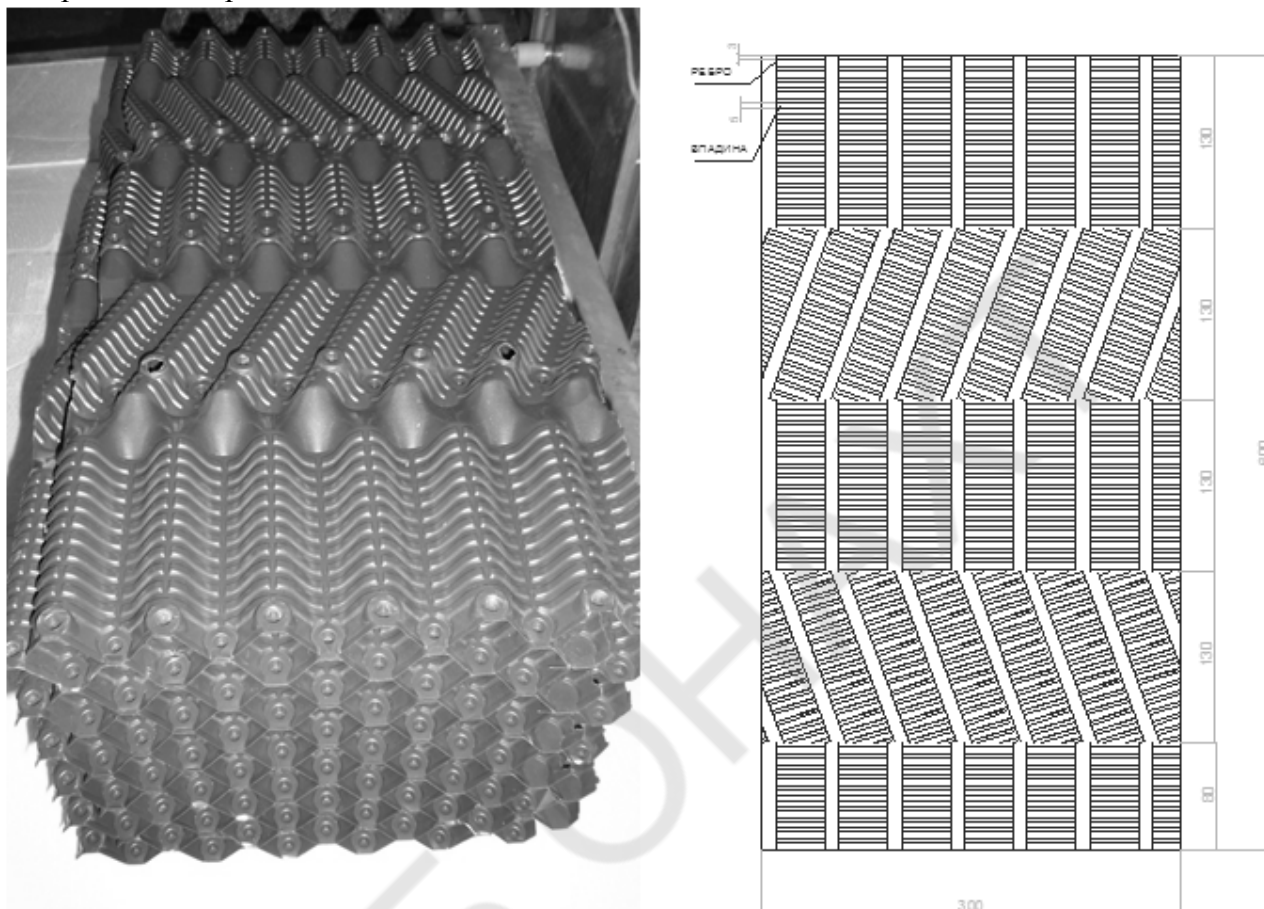


Рис.2. Многоканальная полимерная насадка.

Литературные источники:

- 1.Дорошенко А. Компактная теплообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса. - 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.
- 2.Горин А.Н. А.В. Дорошенко. Солнечная энергетика. (Теория, разработка, практика) – Донецк: Норд-Пресс, 2008. 374 с.
- 3.Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6, Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996. - P. 101-109.
- 4.Steimle F. Development in Air-Conditioning. International Conference of Research, Design and Conditioning Equipment in Eastern European Countries, September 10-13, Bucharest, Romania, IIF/IIR. - P. 13-29.

Научный руководитель: Дорошенко А.В., д.т.н., проф. кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ АППАРАТОВ НА ОСНОВЕ ПОДВИЖНОГО НАСАДОЧНОГО СЛОЯ.

Гончаренко В. А., аспирант, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса
Паскаль А. А., студент 3 курса ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Тепломассообменные аппараты с подвижной насадкой обеспечивают возможность надежной эксплуатации оборудования в условиях опасности повышенных отложений, например в аппаратах непосредственно связанных с внешней средой (открытая среда, водо- и воздухоохладители, энергетические системы) и значительную интенсификацию процессов тепломассообмена [1-5].

Экспериментальное оборудование (рис. 1) обеспечивает возможность изучения аэродинамических характеристик и тепломассообмена при реализации процессов испарительного охлаждения сред, абсорбции и десорбции. Стенд представляет собой: 1 – рабочий участок (колонну); 2, 3 – распределительные камеры; 4 – жидкостной бак; 5 – блок ротаметров; 6 – распределитель жидкости; 7 – сборник жидкости; 8 – насос; 9 – забор воздуха; 10 – воздухонагреватель; 11 – вентилятор; 12 – расходомер; 13 – камеры статического давления и измерительные участки; 14 – регулятор расхода; 15 – сепаратор капельной влаги; 16 – емкость; 17 – измерительная линейка; 18 – блок ртутных термометров и термометров сопротивления; 19 – отбор давления; 20 – измерительный комплекс.

На рис 2 представлены кривые псевдооживления (флюидизации) трехфазной системы «газ-жидкость-твердое тело», полученные в широком диапазоне значений эффективной плотности элементов шарообразной формы $\rho_{\text{ЭН}} = 90-1000 \text{ кг/куб.м}$. Из представленного графика можно сделать следующие выводы, - в области значений скорости движения газового потока (рассчитана на пустое сечение колонны):

1. $0 < w_r \leq 2,0 \text{ м/с}$. Стационарное состояние системы с характерной локальной перестройкой структуры неподвижного слоя и некоторым ростом его порозности. Отмечается линейный рост задержки жидкости в слое $H_{\text{ж}}(w_r)$, вплоть до скорости начала псевдооживления w'_0 с прогрессирующим захлебыванием перестраивающегося неподвижного слоя (рис. 2).

2. $2,0 < w_r \leq 2,5 \text{ м/с}$. Режим начального псевдооживления (переходный режим). Отмечается характерный пик задержки жидкости в слое $H_{\text{ж}}$ при скорости газа w'_0 (рис. 2), с последующим восстановлением до предшествующего значения; система неустойчива, часть слоя остается неподвижной и имеет место его перестройка.

3. $2,5 < w_r \leq 6,0 \text{ м/с}$. Режим развитого псевдооживления. Весь слой насадки подвижен, система однородна (гомогенна; речь идет об односекционном оформлении колонны, при переходе к двух- и трехъярусной насадке может иметь место асинхронность в режиме псевдооживления ее ярусов, что требует отдельного изучения).

Сравнение характеристик системы с аналогичным режимом для зоны малых значений эффективной плотности элементов насадки $\rho_{\text{ЭН}}$ показывает, что новый характер перехода в подвижность сказался на поведении системы в целом: поддерживается состояние начального захлебывания, которое, однако, с ростом скорости газа w_r не развивается далее в развитое захлебывание, благодаря компенсирующему механизму расширения слоя. Такая своеобразная ситуация поддерживающегося в широком диапазоне w_r начального захлебывания обеспечивает возможность устойчивой эксплуатации аппаратов с подвижной насадкой в этом режиме высоких нагрузок.

В настоящее время планируется изучение тепломассообменных аппаратов с подвижной насадкой, при расположении теплообменных поверхностей непосредственно в

объёме насадочного слоя, включая выработку рекомендаций по разработке и проектированию такого оборудования.

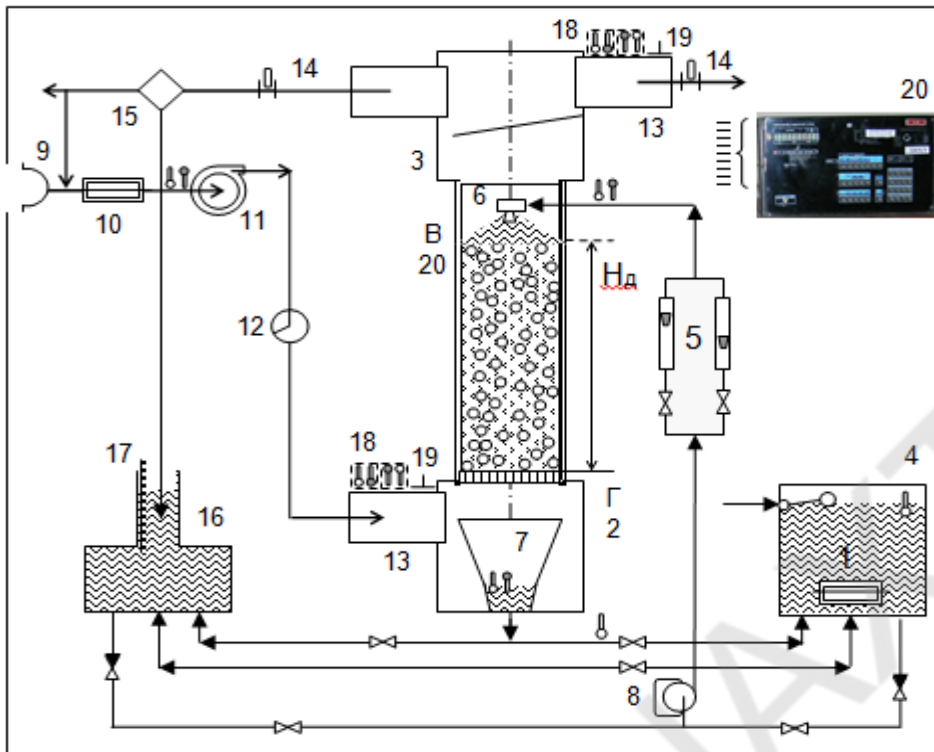


Рис. 1
Принципиальная схема экспериментального стенда для изучения характеристик трехфазных псевдоожиженных слоев насадки и процессов теплообмена при испари-

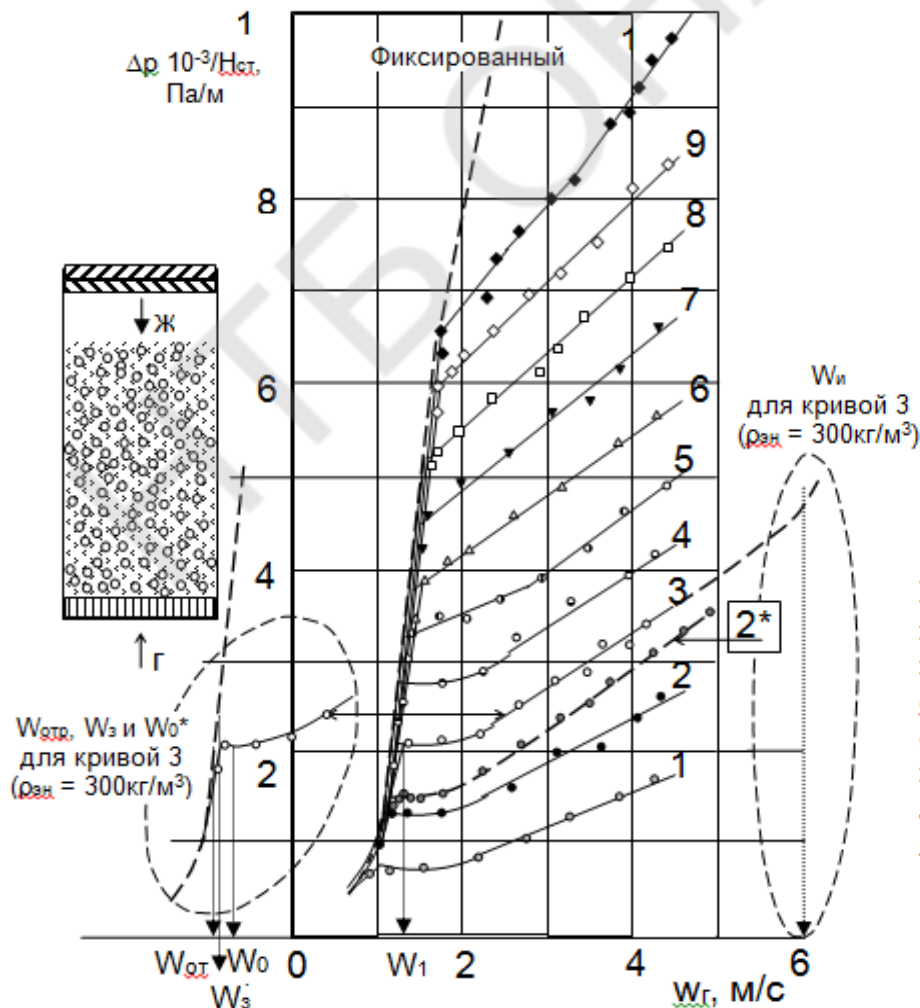


Рисунок 2. Экспериментальные кривые псевдоожижения для однорусной насадки при различных значениях $\rho_{жн}$ (кг/м³)

Литература

- a. Дорошенко А.В., Глауберман М.А. Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения, Одесса, ОНУ им. Мечникова, 2012, 447стр.
- b. Alexander V. Doroshenko, Leonid P. Kholpanov, Yury P. Kvurt. Alternative Refrigerating, Heat-Pumping and Air-Conditioning Systems on the Basis of the Open Absorption Cycle and Solar Energy. USA. Nova Science Publishers, Inc., 2009. – 210 p.
- c. Дорошенко А.В., Молчанский Б.Е. Солнечные системы кондиционирования воздуха осушительно-испарительного типа и тепломасообменной аппаратурой с подвижным трехфазным слоем. Холодильная техника и технология. 2008, №5 (115), стр. 15-23.
- d. Дорошенко А.В., Данько В.П. Теплоиспользующие абсорбционные осушительно-испарительные системы охлаждения с использованием альтернативных источников энергии. Холодильна техніка і технологія. Науково-технічний журнал №4 (138) 2012. Одеса: ОДАХ. – С.47-53
- e. Дорошенко О.В., Глауберман М.А., Данько В.П. Солнечные осушительно-испарительные холодильные системы на основе тепломасообменных аппаратов с подвижной насадкой. Часть I. Эффективность процесса испарительного охлаждения в аппаратах с подвижной насадкой. Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія». Одеса, 2012, №6 (140), стр. 22-30.

Научный руководитель: Дорошенко А.В., д.т.н., проф. кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ



СОЛНЕЧНЫЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ТЕПЛОМАСООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПЛЕНОЧНОГО ТИПА

Людницкий К., аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Разработанная концепция создания солнечных холодильных систем СХС иллюстрируется в развернутом виде на рис.1 в трехступенчатом варианте оформления:

1. Используется модульная схема создания тепломасообменных аппаратов ТМА как в осушительной, так и охладительной частях схем на основе идентичных элементов (моноблоков), каждый из которых представляет собой автономную ступень для реализации заданного процесса; все ТМА (абсорберы-осушители (2), десорберы-регенераторы (1), испарительные охладители сред НИО (2) и ГРД (4), унифицированы, и выполнены как поперечноточные, или противоточные аппараты пленочного типа с многоканальной насадкой регулярной структуры из полимерных материалов; абсорбер-осушитель (2) представляет автономную ступень осушения воздушного потока, при этом его насадка состоит из системы чередующихся каналов, в которых одновременно реализуются процессы осушения воздуха раствором абсорбента и охлаждение каналов абсорбера холодной водой, поступающей из градирни технологического назначения ГРДт (4*); абсорбер может быть выполнен многоступенчатым, на основе идентичных моноблоков, каждый из которых представляет автономную ступень осушения воздушного потока (рис.1В); десорбер-регенератор (1) выполнен также многоступенчатым на основе идентичных моноблоков, каждый из которых представляет автономную ступень восстановления концентрации абсорбента, при этом каждый моноблок состоит из системы чередующихся каналов, в которых реализуются одновременно процессы восстановления абсорбента и нагрев каналов десорбции горячей водой от солнечной системы (5); раствор абсорбента последовательно

проходит каждую ступень регенерации, в которую поступает «свежий» наружный воздух (рис. 1Б); схема осушительной части может быть построена так, чтобы каждая ступень регенерации (ДБР) была замкнута на соответствующую ступень абсорбера-осушителя воздуха (АБР), при этом на вторую ступень десорбера ДБР2 поступает только часть абсорбента после первой ступени ДБР1, и направляется на вторую ступень охлаждения, в абсорбер АБР2 и т.д.; это приводит к росту концентрации абсорбента от ступени к ступени; в охладительной части схем последовательно используется модуль воздухоохладителя непрямого типа НИО (3), включенный в схему после соответствующей ступени абсорбции; в охладительной части схем, в варианте СХС используется модуль градирни ГРД (4); число ступеней охлаждения (моноблоков) в сборке охладителя (число каскадов в схеме солнечной системы) определяется требуемым эффектом охлаждения и расчетным долевым расходом получаемого продукта.

Обозначения на рис. 1 и 2: 1 – десорбер-регенератор; 2 – абсорбер-осушитель; 3 – испарительный воздухоохладитель НИО; 4 – градирня; 5 – солнечная система, обеспечивающая процесс регенерации абсорбента (солнечный коллектор СКж); 6 – дополнительный греющий источник; 7, 8 – теплообменники; НВ – наружный воздух; ОВ – осушенный воздух; О и В – основной и вспомогательный воздушные потоки в НИО; В и ВВ – выбрасываемый в среду воздух; N, M – крепкий и слабый растворы абсорбента.

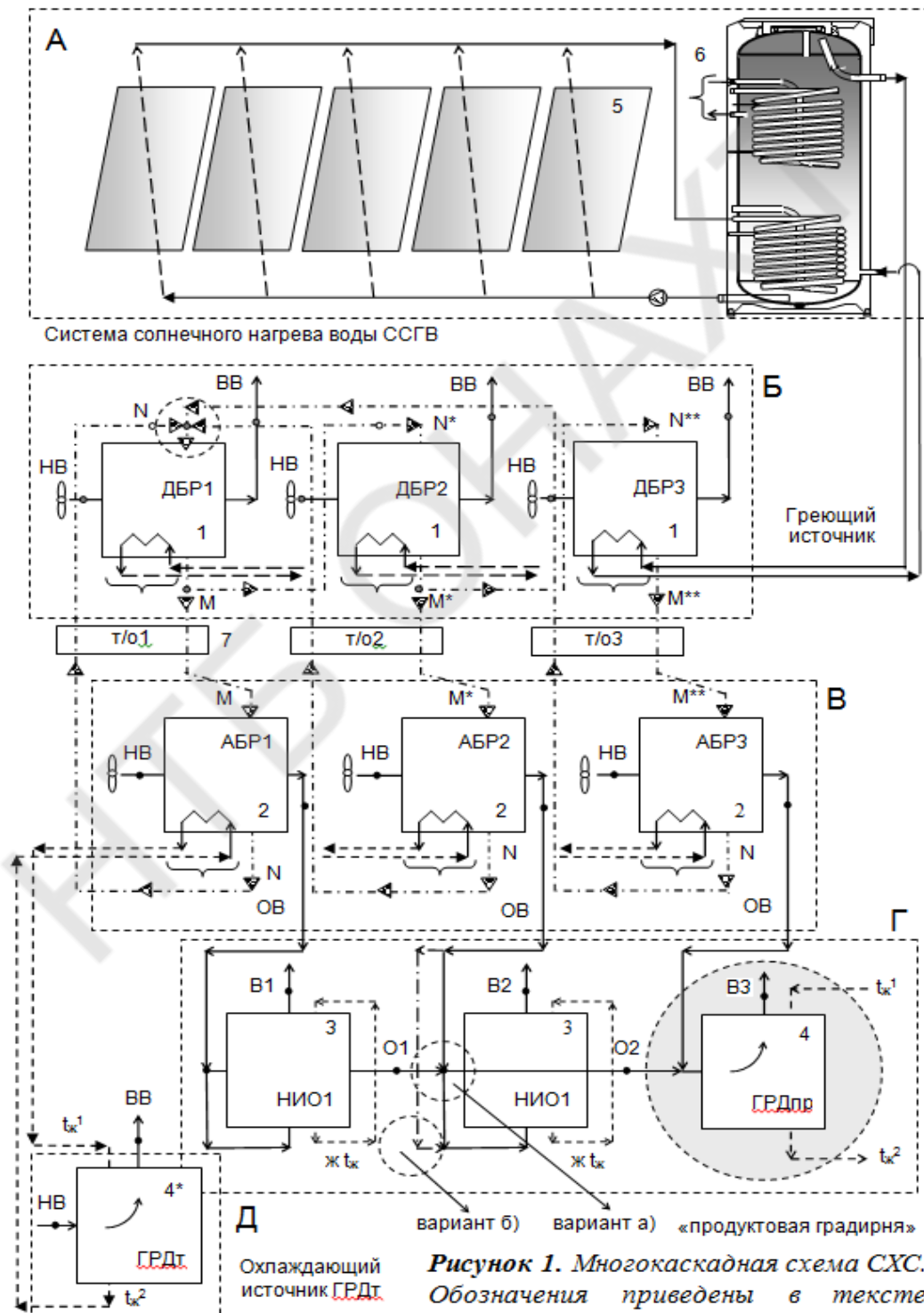
На рис. 2 в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха показано протекание процессов в основных элементах СХС применительно к схеме с двухступенчатым осушителем воздуха и испарительными охладителями непрямого НИО и прямого типа ГРД, оформленной по формуле: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД. Анализ выполнен на основе ранее полученных в ОГАХ экспериментальных данных по эффективности процессов в ТМА осушительного и охладительного контуров [1-3]. Начальное влагосодержание наружного воздуха выбрано значительно выше критической величины $x^* \approx 12,5 \text{ г/кг}$ [1], что требует обязательного осушения воздуха перед испарительным охлаждением среды (газа либо жидкости) для обеспечения требуемой температуры охлаждения в СХС. Здесь: 1-2, 3-4 – процессы осушения воздуха в абсорбере по ступеням каскада; 2-3, 2-5 – основной и вспомогательный воздушные потоки в НИО; 2-5 и 4-6 – процессы изменения состояния воздушного потока в градирне ГРД; $7^1, 7^2, 7^3, 7^4$ – охлажденная в градирне ГРД вода в соответствии с рассматриваемой схемой СХС ($t_{ж}^1 - t_{ж}^2$ – соответствующий процесс испарительного охлаждения воды). Хорошо видно снижение уровня охлаждения воды в градирне ГРД от $t_{ж}^2 = 32,50^\circ\text{C}$ для ГРД, работающей на наружном воздухе (НВ) до $t_{ж}^2 = 21,5^\circ\text{C}$ для двухкаскадной схемы. Видно, что СХС обеспечивает охлаждение воды ниже температуры мокрого термометра НВ и имеет пределом охлаждения температуру точки росы НВ.

Поскольку энергозатраты на движение теплоносителей через очередную ступень охладителя практически не изменяются, количество ступеней должно выбираться с точки зрения инженерной оптимизации. Использование многоступенчатых испарительных охладителей в целях охлаждения сред и термовлажностной обработки воздуха позволяет снизить энергозатраты, в сравнении с традиционной парокомпрессионной техникой охлаждения, в среднем на 25-35% и существенно повысить экологическую чистоту новых решений [1-3, 8].

Литературные источники:

1. Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения: монография /А. В. Дорошенко, М. А. Глауберман. - Одесса: ОНУ, 2012. - 446 с
2. А.Н. Горин, А.В. Дорошенко. Солнечная энергетика. (Теория, разработка, практика), – Донецк: Норд-Пресс, 2008. 374 с.
3. Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6, Aarhus, Denmark, IF/IR, 1996. - P. 101-109.

4. JOHN L., McNAB, PAUL McGREGOR., 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessiccant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0646.
5. Stoitchkov N. J., Dimirov G.J. Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. Int. J. Refrig., vol. 21, no. 6. – 1998. - P. 463-471.
6. Zhao, X., Liu, S., Riffat, S.B., 2008. Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. Building and Environment 43, 1902–1911.
7. 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.



Осушительно-испарительный контур солнечной системы
Solar liquid-desiccant systems (SLDS)
 Формула СХС: (ДБР1 ↔ АБР1) → НИО → (ДБР2 ↔ АБР2) → ГРД

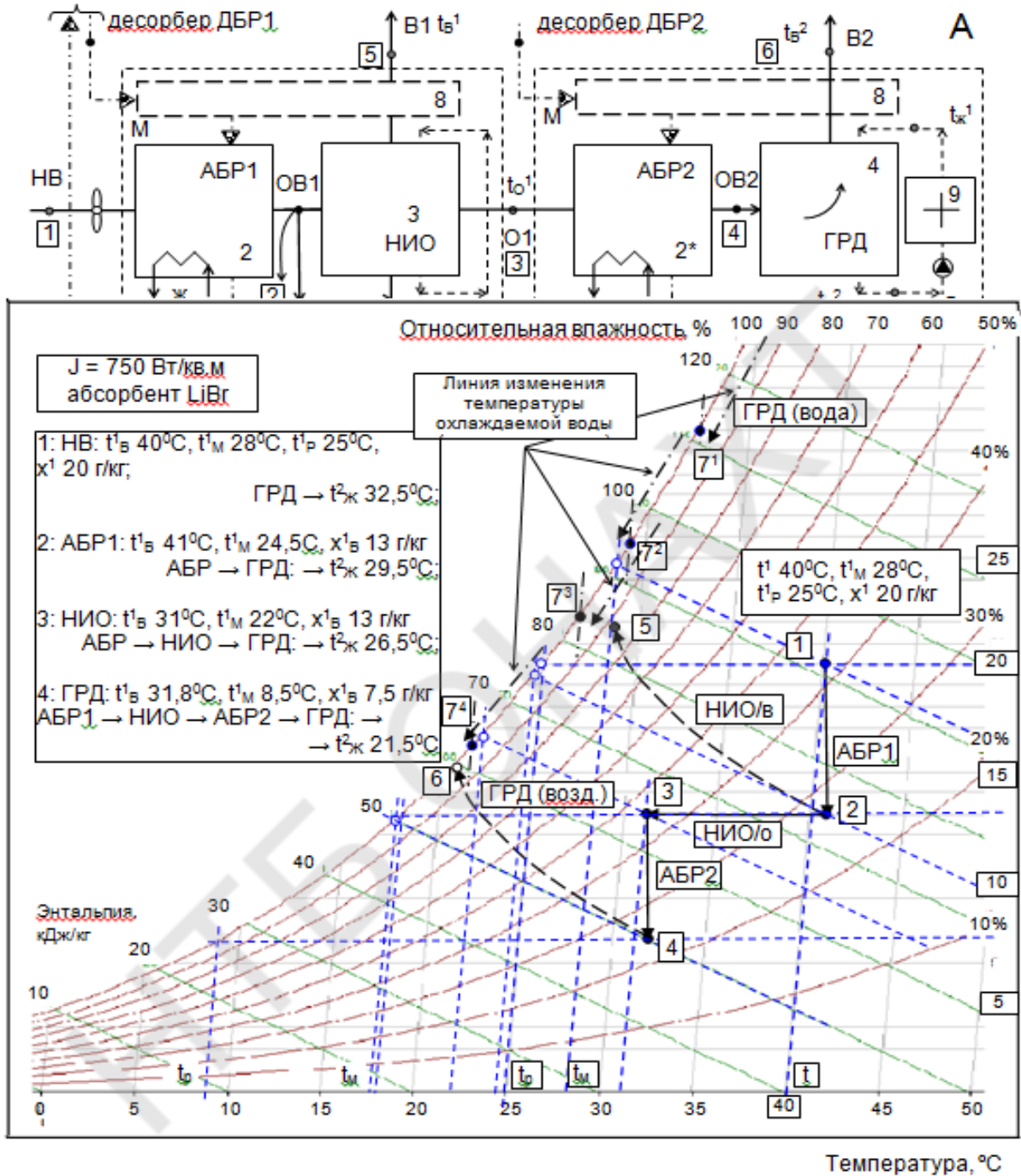


Рисунок 2. Принципиальные возможности разработанных СХС.

Обозначения: 1-2, 3-4 – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-3, 2-5 – основной и вспомогательный воздушные потоки в НИО; 7¹, 7², 7³, 7⁴ – охлажденная в ГРД вода $t_{ж}^2$ (рассмотрены формулы СХС: ГРД, АБР-ГРД, АБР-НИО-ГРД, АБР1-НИО-АБР2-ГРД).

Научный руководитель: Дорошенко А.В., д.т.н., проф. кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАИТ

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ МАЛОЯРДНЫХ ПАКЕТОВ ТРУБ С НАКЛОННЫМИ РЕБРАМИ

Симаньков Д.Н., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Оценка аэродинамических показателей четырехрядных коридорных и шахматных пакетов труб с отдельно посаженными на трубу наклонными ребрами представлена в работе [1], в форме рабочих зависимостей потерь напора от скорости воздуха в «живом» сечении пакетов $\Delta P = f(w_{жс})$.

Опытные образцы пакетов набраны из медных труб $\Phi 18 \times 1$ мм с припаянными медными поперечными ребрами 46×46 мм с наклонными участками в зоне трубы под углом 60° , толщиной $\delta_r = 0,4$ мм, и шагом ребер $u = 4,6$ мм, обеспечивая коэффициент оребрения поверхности $\beta = 19,5$.

Исследованные пучки труб отличались различным расположением наибольшей приведенной длины ребер, относительно набегающего потока воздуха. Для вариантов обтекания труб А и В (см. рис.1) приведенные длины ребер, соответственно, составили: $L = 0,051$ м. и $L = 0,046$ м.

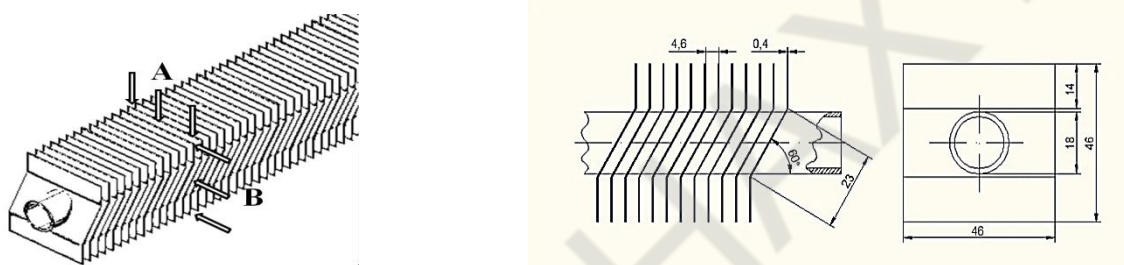


Рис. 1 Варианты расположения ребер относительно набегающего потока воздуха; А - наибольшая длина ребра вдоль потока воздуха; В - наибольшая длина ребра поперек потока воздуха

Пакеты труб №1-4 с относительными шагами расположения труб $S_1/d = S_2/d = 2,78$ путем последовательного удаления 4, 3 и 2 рядов были преобразованы в трехрядный, двухрядный и однорядный пакеты. С отмеченными пакетами были проведены опыты по определению аэродинамического сопротивления при переменных значениях скорости воздуха. Результаты исследования пакетов труб для коридорных пакетов представлены на рис.2. Аналогичные зависимости получены и для шахматных пакетов труб (рис.3). 4.

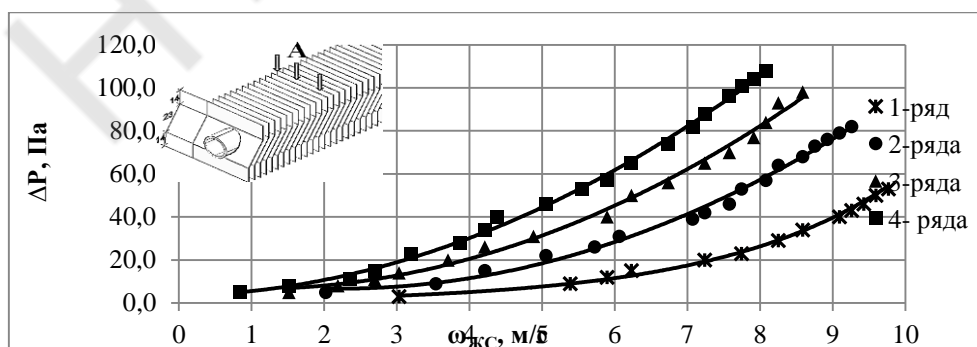


Рис 2. Зависимость $\Delta P = f(w_{жс})$ для однорядных, двухрядных, трехрядных и четырехрядных коридорных пакетов труб (вариант обтекания А)

Следует отметить, что при любом из рассмотренных вариантов расположения ребер, относительно набегающего потока воздуха (рис. 1), обеспечивалось обтекание элемента

трубы по эллипсу, а изменялась лишь длина ребра вдоль потока воздуха. Для вариантов А и В она, соответственно, составила 51 и 46 мм.

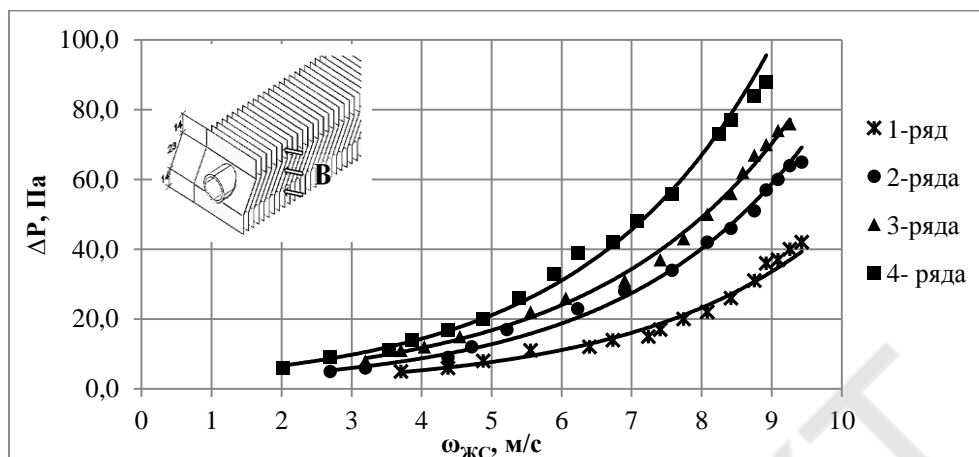


Рис 3. Зависимость $\Delta P = f(\omega_{жс})$ для однорядных, двухрядных, трехрядных и четырехрядных коридорных пакетов труб (вариант обтекания В)

Для исследованных пакетов труб вариант обтекания (В) более предпочтителен с точки зрения потерь напора. Для коридорных малорядных пакетов труб ($z < 4$) при определении потерь напора необходимо учитывать поправку на его рядность.

Литература

- Лагутин А. Е., Князюк В. И., Стоянов П. Ф. Исследование аэродинамического сопротивления пакетов труб с поперечными наклонными ребрами // Холодильна техника і технологія, 2012, №1 (135), с. 28-32.

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

ОБОСНОВАНИЕ УДЕЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СОВРЕМЕННЫХ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Браславец А.А, Шпаркий Н.Ф.. магистранты ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В основу классификации аппаратов воздушного охлаждения (АВО) могут быть положены различные показатели..

По основному признаку рабочего процесса к этим аппаратам можно отнести: воздухоохладители (ВО), конденсаторы воздушного охлаждения (КВО), теплообменники для охлаждения технологических потоков, сухие градирни, межступенчатые и концевые теплообменники и т. д. Для этих аппаратов в качестве теплообменных поверхностей используются оребренные трубы. По способу сопряжения труб с ребрами различают монолитные и насадные поверхности. Наиболее распространенными видами насадных ребер являются трубчато – пластинчатые и спирально навивные. Современные технологии изготовления оребренных труб уделяют большое внимание уменьшению термического сопротивления в зоне контакта ребра с трубой и вопросу выбора коэффициента оребрения для условий применения аппаратов /1/.

Известно, чкм меньше геометрический размер (коэффициент оребрения) тем выше

значение коэффициента теплопередачи аппарата /2/. В значительной мере современный рост потребности металлов выдвигает проблему поиска наилучших решений по формам и размерам теплообменных поверхностей и самих аппаратов. В этой связи, удельные энергетические, объемные и массовые показатели аппаратов воздушного охлаждения постоянно совершенствуются.

На протяжении многих лет при проектировании АВО придерживались устойчивых значений удельных показателей.

Для воздухооладителей они составляли: удельный расход воздуха 100- 200 м³/(ч м²); плотность теплового потока 120 – 200 Вт/м²; подохлаждение воздуха 2 – 4°С; удельная мощность двигателя вентилятора 10 - 30 Вт/м²; энергетический коэффициент 6 - 15.

Для конденсаторов воздушного охлаждения: удельный расход воздуха 60 -140 м³/(ч м²); плотность теплового потока 250 – 350 Вт/м²;подогрев воздуха 4 – 6°С; удельная мощность двигателя вентилятора 10-20 Вт/м²; энергетический коэффициент 20 - 40.

На основании анализа предлагаемой номенклатуры аппаратов ряда ведущих компаний Alfa Laval, Guentner, Lu-Ve Contardo, ECO / Luvata, GEA Kueba, GEA Goedhart производителей ВО и КВО, можно заключить что принцип построения градации и консотруктивное оформление аппаратов предусматривает максимальную унификацию составляющих узлов и деталей. Увеличение площади теплопередающей поверхности типового аппарата осуществляется за счет изменения его длины или числа труб вдоль потока воздуха. Производители выполняют заказы на создание нестандартных аппаратов.

В современных АВО удельные показатели существенно расширили свой диаэразон. Для воздухооладителей по данным производителей /3-5/ они составляют: удельный расход воздуха 100 -300 м³/(ч м²); плотность теплового потока 130 – 350 Вт/м²;удельная мощность двигателя вентилятора, отнесенная к наружной поверхности аппарата 30-90 Вт/м²; удельная масса аппарата 1,4-2,3 кг/м².

Для КВО показатели не притерпели столь разртельного изменения. В современных аппаратах отдают предпочтение малоряднымконструкциям.

Литература

1. Холодильні установки : Підручник /6-е вид. перероблене і доповнене/Під редакцією І. Г. Чумака- Одеса - Рефпринт інфо, 2006. -560 с.
2. В.Ф. Юдин Теплообмен поперечно-оребранных труб – Л, Машиностроение, 1982 - 189 с.
- 3.<http://file3.gk-transfer.ru/06/17/53/filestore/pdf/luvata-cte.pdf>.
4. http://www.stor.kiev.ua/upload/files/Catalogue_Compact_Slim_Top_Cubic_Ceiling_BigTop_AirMax.pdf
5. http://www.ton-ua.com/e-store/xml_catalog/127/1133

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

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ МЕТОДИК ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИКИ ОСАЖДЕНИЯ ИНЕЯ НА ОРЕБРЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ

Козаченко И. С., аспирант, Шпаркий Н.Ф., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Исследования явлений инееобразования на поверхности воздухооладителей различного назначения находят широкий отклик в решении ряда инженерных задач. Продолжительность работы воздухооладителя без оттаивания напрямую зависит от температурного и влажностного режимов в камере, кратности циркуляции рабочего тела,

скорости воздуха, а также технологического назначения самой камеры. Учитывая вышеперечисленные условия работы – принимается решение о применении воздухоохладителя с определённым шагом ребер. Современные мировые производители предлагают модели со стандартным шагом ребра в диапазоне от 4 до 12 мм. Ведущие фирмы-производители, такие как Alfa-Lavali Termofin, предлагают для камер охлаждения парного мяса воздухоохладители с переменным шагом ламели, которые на первых рядах труб имеют шаг 12 мм, а затем переходят на шаг в 8 мм. Это обусловлено тем, что в таких камерах воздух с высокой относительной влажностью, проходя через теплообменный пучок, быстро достигает точки росы и основное вымораживание влаги происходит на первых рядах труб (при высокой температуре, поступающего на термообработку продукта, наблюдается эффект «снежной пушки», когда вымороженная из воздуха влага не оседает на теплообменной поверхности, а проходит с потоком воздуха). Применение переменного шага ламели позволяет избежать скорого забивания и инеем живого сечения аппарата, тем самым продлевая период работы воздухоохладителя до оттайки.

Работа В.Н. Ломакина и М.Н. Чепурного [1] хорошо согласовывается с таким подходом к конструкции воздухоохладителя. Наибольший рост инея они отмечали на первом, по ходу движения воздуха, ряду труб пучка аппарата. Аналогичные выводы были получены в работах В.С. Ивановой [2,3]

Однако, как показали исследования Бакулина О.С. [4], при различных условиях работы воздухоохладителя наблюдается скольжение экстремума образования инея по глубине трубного пучка. При снижении относительной влажности воздуха до $\varphi_k = 0,75 \dots 0,9$, результаты физического и численного экспериментов в области параметров $t_0 = -10 \dots -21^\circ\text{C}$ и $t_k = 0 \dots -4^\circ\text{C}$, показали рост толщины слоя инея по глубине пучка труб. На некоторых режимах, максимум толщины осевшего инея наблюдался автором [5] на средних рядах труб пучка. Варьируя относительной влажностью, при прочих неизменных параметрах получил и автор работы [5].

Остается неясным можно ли сравнивать полученные результаты для аппаратов с пластинчатыми [1, 3] и круглыми [4, 5] ребрами, так как в них аэродинамическая обстановка, даже в условиях «сухого» теплообмена, принципиально различна [6]. Тем не менее исследование обнаруженного явления вызывает явный научный интерес.

Информационные источники:

1. Ломакин В.Н., Чепурной М.Н. Нарастание инея на оребренных поверхностях / «Холодильная техника» №9, 1990, с. 6-9.
2. Иванова В.С. Нарастание инея в зависимости от условий эксплуатации воздухоохладителей / «Холодильная техника» №9, 1978, с. 55-59.
3. Иванова В.С. Исследование тепло- и массообмена в оребренных воздухоохладителях. / Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, - Одесса, 1975, 137 с.
4. Бакулін О.С. Динаміка формування інею в повітроохолоджувачах камер зберігання молочної продукції / Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук, - Одеса, 2000, 253 с.
5. Бельченко В.М. Совершенствование методики расчета воздухоохладителей с учетом динамики инеобразования. / Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, - Одесса, 1990, 16 с.
6. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин А.А. Гоголин, Г.Н. Данилова, В.М. Азарсков, Н.М. Медникова. –М.: Легкая промышленность, 1982. –224 с.

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



РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ НА ОСНОВЕ СТРУЙНО-ВИХРЕВОЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

Агеев К.В., аспирант ОНПУ, г. Одесса

Струйно-вихревая аэродинамическая схема промышленного теплообменника [1] и предложенный в [2] (рис. 1) на ее основе рекуператор можно рассматривать в качестве одного из современных способов усовершенствования металлических трубчатых рекуператоров типа «труба в трубе» для интенсификации конвективного теплообмена на воздушной стороне, снижения затрат топлива, повышения полноты его сгорания в печах и термического КПД печей как составляющих показателя их энергоэффективности.

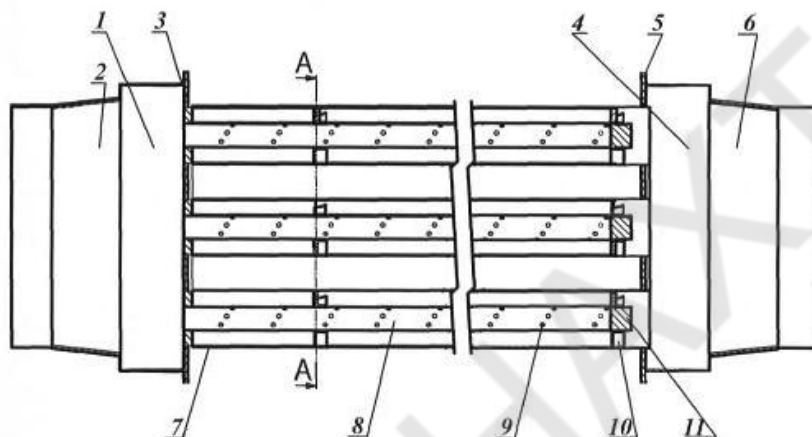


Рис. 1 Конструкция струйно-вихревого рекуператора [2]: 1 – входящий воздушный короб; 2 – диффузор; 3 – входная перфорированная стенка (доска); 4 – выходной воздушный короб; 5 – выходная перфорированная стенка; 6 – выходной воздуховод; 7 – нагреваемая труба; 8 – воздушная перфорированная труба; 9 – сопла; 10 – распорка-завихритель; 11 – крышка.

На кафедре ТЭС и АЭС «Одесского национального технического университета» проведены исследования на установке (физическая модель рекуператора) в виде холодного аэродинамического стенда для имитационного исследования и последующего CFD-моделирования в среде SolidWorks процессов тепло- и массопереноса в рабочем пространстве струйно-вихревого теплообменника при различных параметрах эксплуатации.

Предложенная струйно-вихревая аэродинамическая схема [1] позволяет изготовить рекуператор компактных размеров, уменьшить его металлоемкость, значительно упростить конструкцию и обеспечить интенсификацию конвективного теплообмена на воздушной стороне рекуператора.

Оценка эффективности конструкции рекуператора на основе аэродинамической схемы, применяемой для повышения эффективности теплообмена конвекцией на воздушной стороне, в отличие от других оценочных критериев (таких как рабочие температуры, материал либо особенности конструкции) открывает возможности для интенсификации научно-технического творчества и позволяет на основе физических принципов давать оценку этим новым конструктивным решениям. В особенности это касается перспективных конструкций теплообменников [1].

Особенностью работы предложенного решения [2] является формирование разогретого турбулизированного вихря из импактных (ударных) струй, истекающих из перфорированных по спирали сопел. Двигаясь вдоль нагретой наружной трубы рекуператора, вихрь дополнительно закручивается распорками-завихрителями и натекает на нагретую наружную

трубу рекуператора под углами, близкими к оптимальным, для максимально эффективной теплоотдачи конвекцией.

Литература

1. Агеев К.В. Современные тенденции конструирования металлических рекуператоров со вставками для повышения энергоэффективности печных агрегатов // Науковий вісник НЛТУ України. — 2014. — Вип. 25.4. — С. 155.
2. Пат. 104396 Укр., МПК⁹ F 28 D 1/04, F 23 L 15/04. Рекуператор / К.В. Агеев. — Оpubл. 27.01.14, Бюл. № 2.

Научный руководитель: Денисова А.Е., д.т.н., профессор кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий ОНПУ

ПРОЯВЛЕНИЕ ОБЪЕМНОЙ ВЯЗКОСТИ В РАВНОВЕСНЫХ И НЕРАВНОВЕСНЫХ СРЕДАХ

Лукьянова А. С., асистент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Согласно второму закону термодинамики для равновесных сред, коэффициент объемной вязкости всегда будет положительным. Однако если рассматривать неравновесные газы и жидкости, возможны условия, когда эффект второй (объемной) вязкости обращается, т.е. приводит не к затуханию звука, а к его нарастанию. Среды с отрицательной вязкостью являются акустически активными, причём в ограниченном спектральном диапазоне.

Примерами подобных сред являются молекулярные лазерные среды, неизотермическая плазма, химически активные смеси, верхняя атмосфера, межзвездная среда, включая межзвездные облака, разрядная плазма и т.д. С физической точки зрения неравновесный молекулярный газ представляет собой необычное состояние вещества, своеобразие свойств которого определяется возможностью варьировать в определенных пределах запас внутренней энергии и ее распределение по степеням свободы молекул.

Неравновесное распределение энергии меняет адиабатическую сжимаемость, определяющую скорость звука, что приводит к аномальной дисперсии звуковых волн. Физический механизм, приводящий к усилению, состоит в том, что колебательно-поступательная неравновесность $T_k > T$ при распространении звуковых волн становится источником энергии, которая в процессе тепловой дезактивации перекачивается в волну. Следует заметить, что эффективное усиление звука за счет обращения эффекта объемной вязкости произойдет на частотах $10^4 - 10^5$ Гц.

Известно, что внешнее акустическое поле, интенсивность которого превышает интенсивность собственного поля (порожденного собственной турбулентностью), оказывает влияние на характеристики турбулентного течения, изменяя ее спектр и масштабы.

Можно предположить, что повышение интенсивности акустического поля в неравновесной среде (по сравнению с равновесной) эквивалентно воздействию внешнего источника звука. Таким образом, усиленный звук в неравновесной области среды может оказывать воздействие на собственную турбулентность. Кроме того, ниже по течению, где газ можно считать равновесным, и где объемная вязкость положительна и велика, должно наблюдаться интенсивное поглощение энергии "избыточного" акустического поля, что подтверждается экспериментально. Эти эффекты могут оказать заметное влияние на параметры потока плазмы при условии, что

неравновесная энергия молекулярных колебаний, которая трансформируется в энергию усиленной акустической волны и последующую ее диссипацию, сравнима с полной энергией плазмы.

Первая теория этого явления была предложена Герцфельдом и Райсом и в дальнейшем успешно разрабатывалась Кнезером. Общая термодинамическая теория релаксационных процессов в звуковой волне впервые была создана Манделъштамом и Леонтовичем.

Экспериментальные данные по исследованию усиления звуковых волн очень немногочисленны. Изучение акустических неустойчивостей в разрядах началось в начале 60-х годов. Различные исследователи измеряли коэффициент усиления звуковой волны в разрядной трубке в инертных и молекулярных газах. Однако полученные данные не всегда согласовывались с теоретическими значениями, поэтому вопрос усиления звука в разряде можно считать открытым. Также экспериментально наблюдалось сильное увеличение скорости ударных волн в плазме тлеющего разряда и значительное уменьшение их амплитуды. В теоретических исследованиях особое внимание занимает распространение ударной волны в неравновесных газах.

Современный уровень развития науки и технологий, требует точных значений коэффициента объемной вязкости для различных веществ. В частности, необходимость этих данных требуют расчеты ударной волны при взрыве, моделирование реактивной струи самолетных и ракетных двигателей, моделировании фильтрации газожидкостных систем в пористой среде. Если описание этих процессов для равновесных сред относительно разработано, то в описании их для неравновесных сред делаются только первые шаги. Практическое применение эффектов, возникающих вследствие обращения объемной вязкости в неравновесных средах, может оказаться весьма перспективным, например, использование трансформации колебательной энергии в плазме, может оказать заметное влияние, как на параметры потока, так и на характеристики разряда, что приведет к повышению эффективности плазмотронов.

Научный руководитель: Бошкова И. Л., к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ

ОБЗОР И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМ УЛАВЛИВАНИЯ ЛЕГКИХ ФРАКЦИЙ НЕФТЕПРОДУКТОВ

Бузовский В.П., ассистент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Цель: выполнить обзор возможных систем для улавливания легких фракций (УЛФ) нефти и нефтепродуктов при больших и малых дыханиях; сравнить работу данных систем по эксплуатационным показателям.

Под системой УЛФ понимается совокупность технологического оборудования, обеспечивающего отбор и утилизацию легких фракций нефти и нефтепродуктов при повышении давления в газовом пространстве резервуаров до того, как произойдет их "выдох" в атмосферу [1].

По способу улавливания паров нефтепродуктов системы УЛФ можно выделить в следующие группы: конденсационные, адсорбционные, абсорбционные, компрессионные и комбинированные.

Принцип работы *конденсационных* систем основан на более высокой температуре конденсации паров нефтепродуктов по сравнению с компонентами воздуха. В известных конденсационных системах УЛФ для конденсации паров нефтепродуктов используются

рекуперативные [2, 3] и контактные [4, 5] теплообменники. Существенным недостатком систем с рекуперативным теплообменником является высокая пожаровзрывоопасность при контакте парогазовой смеси с конденсатом, что обусловлено возникновением статического электричества в теплообменнике.

В известных системах с контактным теплообменником конденсация паров осуществляется непосредственно при контакте с холодным теплоносителем, в качестве которого может выступать бензин, дизельное топливо, жидкий или газообразный холодный азот. При использовании в качестве холодного теплоносителя бензина, дизельного топлива или другого нефтепродукта процесс конденсации паров дополнительно сопровождается процессом их *абсорбции*, что позволяет говорить о *комбинированной* системе УЛФ. К недостаткам систем с контактным теплообменником можно отнести: возможное возникновение статического электричества в рабочей зоне аппарата; фиксированная поверхность насадки теплообменника, что не позволяет регулировать поверхность контакта фаз в широком диапазоне; орошаемый насадок и барботажные слои в аппаратах характеризуются гидравлическим сопротивлением в сотни Па; конденсация и абсорбция паров углеводородов и водяных паров жидким нефтепродуктом изменяет его качество, что приводит к необходимости его переработки; насадка насадочных и тарелки барботажных аппаратов материалоемкие; применение жидкого азота возможно только при его наличии и постоянном пополнении.

Нами предложена новая [6] конденсационная система УЛФ на базе контактного теплообменника (рис. 1). В качестве контактного теплообменника используется эжекционный аппарат, в котором конденсация паров бензина осуществляется на каплях рассола – водного раствора соли, распыляемого форсункой. При данной организации теплообмена создаются условия, исключающие накопление статического электричества.

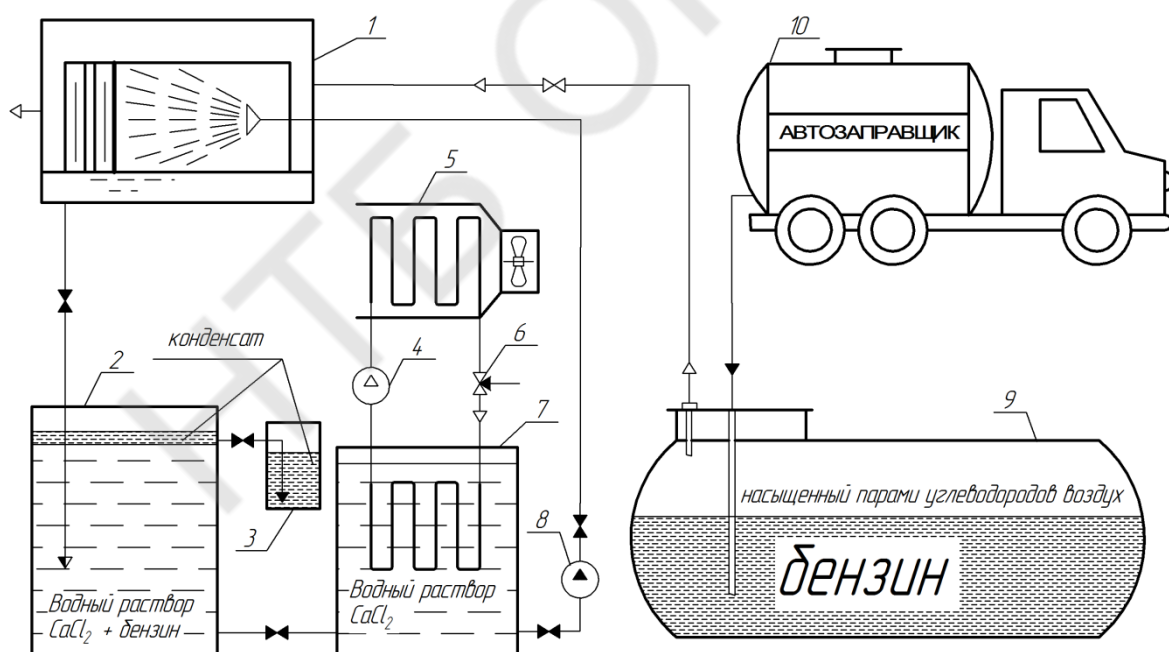


Рис. 1 Принципиальная схема конденсационной системы УЛФ с использованием эжекционного устройства.

1. эжекционный аппарат; 2. ёмкость-отстойник; 3. ёмкость для сбора конденсата; 4. компрессор холодильной машины (ХМ); 5. конденсатор ХМ; 6. дроссельный вентиль ХМ; 7. испаритель ХМ; 8. рассольный насос; 9. резервуар для хранения бензина; 10. автозаправщик.

В адсорбционных системах УЛФ для поглощения паров бензина из паровоздушной смеси используются твердые поглотители (адсорбенты). Для адсорбера характерны простота, надежность, однако из-за низкой пропускной способности и необходимости дополнительных затрат на десорбцию адсорбционные системы УЛФ не получили применения на практике.

Работа компрессорных систем заключается в сжатии отобранной из резервуаров парогазовой смеси с целью её аккумуляции или реализации (в сжиженном или газообразном состоянии). По способу компримирования эти системы делят на эжекторные и компрессорные. Рабочей средой в эжекторах является жидкость (техническая вода, углеводороды и т.д.) или газ. Компрессорные системы классифицируют по типу используемых компрессоров (поршневые, винтовые, роторные, ротационные). В компрессорных системах не допускается сжатие паровоздушной смеси, так как это может привести к взрыву и пожару. Применение компрессорных систем целесообразно при больших расходах паров нефтепродуктов. Применение поршневых компрессоров требует значительных капитальных затрат, а винтовые компрессоры не всегда имеют достаточную эксплуатационную надежность. Кроме того, в компрессорных системах УЛФ компримирование паров приводит к повышению их температуры, что требует обязательного охлаждения паров с целью обеспечения конденсации углеводородов. Предпочтительнее компрессорных систем УЛФ являются эжекторные.

Использованная литература

1. Коршак А.А. 50 вопросов и ответов о том, как сократить выбросы паров бензина из резервуаров в атмосферу / А.А. Коршак. – Уфа: ДизайнПолиграфСервис, 2008. – 88 с.
2. А.с. 1174346 СССР 5 В 65 D 90/38. Резервуар для легкоиспаряющихся жидкостей / М.А. Ельчанинов. – №4485432/23 – 13; заявл. 21.09.88; опубл. 15.12.90, Бюл. №46. – 5 с.
3. Установка сбора и рекуперации паров : [электронный ресурс] // НефтеМашЭКСПОРТ. URL: <http://nmexr.com/prod3.htm> (дата обращения: 28.03.2015).
4. Иванов О.А., Беляева З.Г. Применение искусственного холода для конденсации и сорбции бензиновых паров из паровоздушных смесей, вытесняемых из резервуаров // Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. 1968 г. №8. С. 21-25.
5. Пат. 2370985 РФ. Способ абсорбционной конденсации паров легкокипящей жидкости и устройство для реализации такого способа / Ю.Г. Белостоцкий; опубл. 11.03.2009.
6. Заявка № U201412459 від 23.12.2014 р. Конденсаційний спосіб уловлювання парів нафтопродуктів з парогазових потоків, що відходять і система для його здійснення / М.М. Кологривов, В.П. Бузовський.

Научный руководитель: Кологривов М.М., к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА РАЗРЯДКИ АККУМУЛЯТОРА ТЕПЛА НА ОСНОВЕ ТВЕРДЫХ МАТЕРИАЛОВ

Шраменко А.Н. аспирант ИЭКСУ ОНПУ, г Одесса

Аккумуляция тепла - одно из основных направлений в развитии энергосберегающих технологий. При использовании дифференцированных тарифов на электроэнергию для теплоснабжения зданий целесообразно применение аккумуляторов тепла с твердыми теплоаккумулирующими материалами. В них электрическая энергия с помощью ТЭНов превращается в тепловую и аккумулируется в насадке аккумулятора.

В качестве аккумулятора рассматривалась такая модель: хромомагнетитового блок размерами 140x140x500 мм (ШxВxГ) в котором находятся каналы размером 90x90 мм, толщина аккумулирующего слоя - 25мм. Нагревательные элементы расположены в углах канала. Такое расположение нагревателей обеспечивает оптимальное распределение температуры по сечению аккумулирующей насадки.

Процесс разрядки аккумулятора осуществляется пропусканием воздуха через каналы. Для эффективной работы аккумулятора тепла необходимо, чтобы коэффициент теплоотдачи находился на уровне $\alpha_{\text{конв}} = 60 - 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$, в то время как при скорости воздуха 3 м/с $\alpha_{\text{конв}} = 28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$. Теплообмен между поверхностью насадки и воздухом осуществляется путем конвекции. Лучистой составляющей теплообмена можно пренебречь потому что воздух, состоящий преимущественно из двухатомных газов, является прозрачным для излучения средой.

Оптимальным вариантом интенсификации теплообмена является использование плоских лучевоспринимающих вставок в канале аккумулятора. Они обеспечивают:

- 1) приближении ядра потока с максимальной турбулентностью к поверхности теплообмена с наибольшей температурой;
- 2) достаточное увеличение дополнительных поверхностей нагрева при незначительном сокращении проходного сечения канала;
- 3) равномерное распределение дополнительных поверхностей нагрева по всему сечению канала и их участие в лучистый теплообмен со стенками канала;
- 4) высокий конвективный теплообмен с воздухом при умеренном увеличении аэродинамических сопротивлений.

Для сравнения был проведен расчет процесса разрядки для схем, изображенных на рис.1. по критериальной зависимости:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \varepsilon_L$$

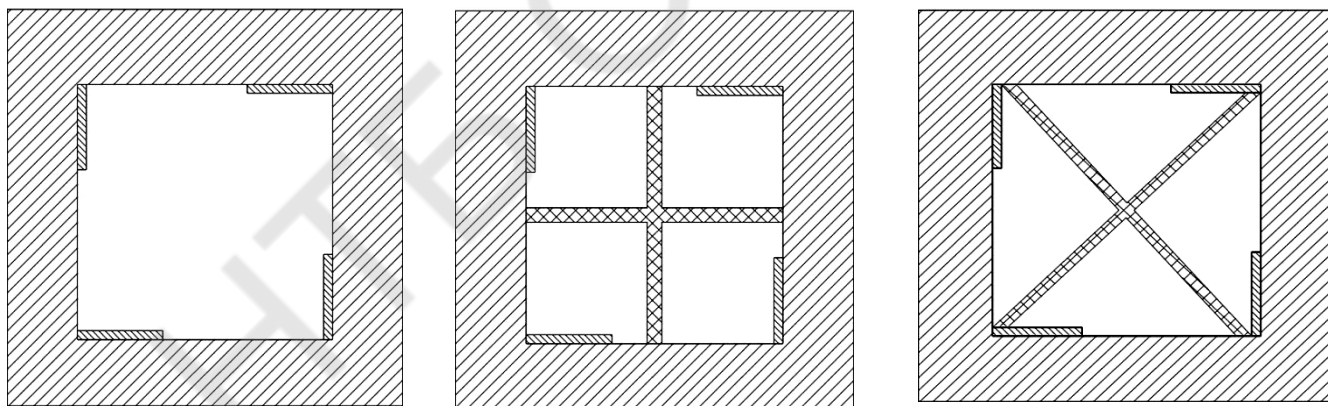


Рис.1. Схеме моделей для расчета и моделирования процесса разрядки

- 1) без вставок;
- 2) с крестообразной вставкой;
- 3) с диагональной крестообразной вставкой.

Также было выполнено компьютерное моделирование процесса разрядки с помощью специальной компьютерной программы, позволяющей решать задачи нестационарной теплопроводности численными методами.

Расчет показал, что при использовании крестообразной вставки коэффициент теплоотдачи увеличилась на 12%, а площадь теплообмена возросла на 88,9%, при этом аэродинамическое сопротивление выросло в 3.2 раза. В целом тепловой поток от стен канала к воздуху увеличился вдвое. При достижении такого же результата изменением скорости, сопротивление движению воздуха выросло в 5 раз.

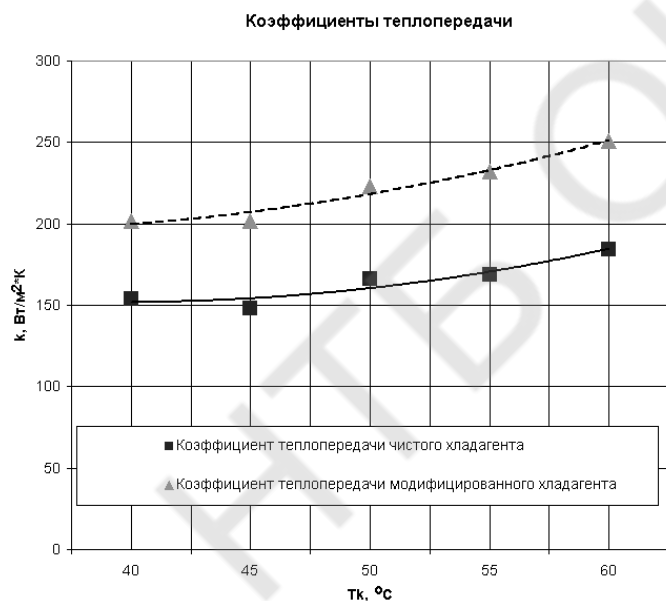
Моделирование процесса разрядки показало, что применение диагонально расположенной крестообразной вставки (вариант 3) более эффективно: разница температур аккумулирующих насадок после 100 секунд разрядки составила 2°C, нагревателей - 15 °C по сравнению с вариантом 2.

Научный руководитель: Климчук А.А., к.т.н., доцент кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий ОНПУ

ВЛИЯНИЕ НАНОДОБАВОК НА РАБОТУ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ 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.



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. Для проведения теоретического расчета был взят конденсатор малой холодильной машины, работающей на изобутане. Расчеты проводились при температурах конденсации 40, 45, 50, 55, 60 °С. Во время всех расчетов принималось, что течение охлаждающей воды – ламинарное. В качестве добавок были взяты наночастицы оксида меди в количестве 2.5% по объему. В результате расчетов были получены значения

коэффициента теплопередачи при чистом хладагенте и с добавками наночастиц (рис.1). Повышение коэффициента теплопередачи теплообменника дает возможность передавать большее количество теплоты через ту же площадь поверхности.

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.

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

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ НА ПРОЦЕССЫ ТЕПЛОМАССООБМЕНА В ИСПАРИТЕЛЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

Озолин Н.Е, магистрант, Иценко И.Н., к.т.н., ассистент ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Анализ результатов моделирования термодинамических циклов и тепловых процессов элементов абсорбционных холодильных агрегатов (АХА) показал перспективность в части энергосбережения снижения уровня рабочего давления при работе в условиях пониженных температуры греющего источника и температуры воздуха окружающей среды. Проведенный далее теоретический анализ снижения уровня давления на интенсивность процессов теплообмена в абсорбере АХА, напротив, указал на его негативное воздействие. Для создания полного модельного представления о влиянии уровня давления на интенсивность процессов теплообмена в настоящей работе продолжен теоретический анализ других элементов АХА, в частности, испарителя и генератора. В современном испарителе АХА жидкий хладагент испаряется в движущуюся парогазовую смесь при прямоточном режиме движения, причем парциальное давление аммиака над испаряющейся жидкостью возрастает от P_1 до P_2 , и испарение соответственно протекает в пределах температур ϑ_1 и ϑ_2 . Значение ϑ_2 определяется максимально допустимой температурой объекта охлаждения. Наиболее низкая температура испарения ϑ определяется в начале процесса испарения парциальным давлением аммиака в поступающей из абсорбера парогазовой смеси, которое, в свою очередь, зависит от степени очистки, т.е. эффективности работы абсорбера.

Тепло- и массообмен в испарителе АХА может быть описан системой дифференциальных уравнений:

$$G_0 \cdot dY = \beta \cdot (y^* - y) \cdot dF \quad (1)$$

$$G_0 \cdot C'_p \cdot dt = \alpha \cdot (t - \vartheta) \cdot dF \quad (2)$$

$$d \cdot Q_0 = k \cdot \psi \cdot (\theta - \vartheta) \cdot dF = \pm W_0 \cdot C_{p_0} \cdot d\theta \quad (3)$$

где β - коэффициент массоотдачи при испарении аммиака в парогазовую среду, кг/м²·с; α - коэффициент теплоотдачи между аммиаком и парогазовой смесью, Вт/м²·К; k - коэффициент теплопередачи от аммиака к охлаждаемому объекту, Вт/м²·К; ψ - поверхность охлаждения, приходящаяся на единицу поверхности соприкосновения фаз, м²; θ - температура охлаждаемой среды, °С; t - температура парогазовой среды, °С; ϑ - температура испарения аммиака, °С; G_0 - массовый расход инертного газа-водорода, кг/с; W_0 - массовый расход охлаждаемой среды, кг/с; C_{p_0} - теплоемкость охлаждаемой среды, Дж/кг·К; C'_p - теплоемкость

парогазовой смеси, Дж/кг·К; y - массовая концентрация аммиака в парогазовой смеси, кг/кг; y^* - массовая концентрация аммиака в парогазовой смеси, равновесная с насыщенной его жидкостью, кг/кг; Y - массовая относительная концентрация аммиака в парогазовой смеси, представляющая собой отношения массы аммиака к массе газа-носителя (инертного газа), кг/кг; Q_0 - холодопроизводительность, Вт.

Входящее в систему дифференциальных уравнений соотношение (1) определяет тепло- и массоотдачу при испарении хладагента в парогазовую среду, уравнение (2) - теплообмен между хладагентом и парогазовой средой, уравнение (3) – теплопередачу от испаряющегося хладагента к объекту охлаждения. Уравнение (3) описывает теплопередачу и в случае, когда охлаждаемой средой объектом является циркулирующий газ либо жидкость, причем, знак минус соответствует противотоку, а плюс – прямотоку. Для нахождения шести неизвестных параметров \mathcal{G} , t , θ , Y , y , y^* образуют систему из шести уравнений. Недостающие два уравнения выражают связь между y^* и \mathcal{G} , а также между y и Y :

$$y = \frac{Y}{1+Y} \quad (4)$$

$$y^* = A_0 + A_1 \cdot \mathcal{G} + A_2 \cdot \mathcal{G}^2 + \dots + A_n \cdot \mathcal{G}^n \quad (5)$$

где A_0, A_1, \dots, A_n - постоянные, зависящие от свойств вещества.

Шестое уравнение – уравнение теплового баланса:

$$r \cdot \beta \cdot (y^* - y) \cdot dF = k \cdot \psi \cdot (\theta - \mathcal{G}) \cdot dF + \alpha \cdot (t - \mathcal{G}) \cdot dF \quad (6)$$

Для решения системы (1) – (6) уравнения (1) – (3) представляются в виде:

$$\frac{dY}{dF} = a \cdot (y^* - y) \quad (7) \quad \frac{dt}{dF} = b \cdot (t - \mathcal{G}) \quad (8) \quad \frac{d\theta}{dF} = p \cdot (\theta - \mathcal{G}) \quad (9)$$

$$\frac{dQ_0}{dF} = r \cdot (\theta - \mathcal{G}) \quad (10)$$

где коэффициенты a , b , p , r имеют следующие значения:

$$a = \frac{\beta}{G_0}, \quad b = \frac{\alpha}{G_0 \cdot C_p}, \quad p = \frac{k \cdot \psi}{W_0 \cdot C_{p_0}}, \quad r = k \cdot \psi. \quad (11)$$

При прямотоке заданы начальные условия G_0 , L_1 , \mathcal{G}_1 , θ_1 , t_1 , y_1 , соответствующие $F = 0$ и холодильная мощность Q_0 при $F = F_0$.

Расход жидкого холодильного агента L_1 может быть получен из соотношения:

$$L_1 = \frac{Q_0}{r_{\mathcal{G}}} \quad (12)$$

где $r_{\mathcal{G}}$ - скрытая теплота парообразования при температуре \mathcal{G} .

Используя метод Эйлера задаются приращением ΔF и определяют по уравнениям (7) – (10) приращения:

$$\Delta Y = a \cdot (y^* - y) \cdot \Delta F \quad (13)$$

$$\Delta t = b \cdot (t - \mathcal{G}) \cdot \Delta F \quad (14)$$

$$\Delta \theta = p \cdot (\theta - \mathcal{G}) \cdot \Delta F \quad (15)$$

$$\Delta\theta_0 = r \cdot (\theta - \vartheta) \cdot \Delta F \quad (16)$$

Найдя приращения, вычисляют значения параметров, соответствующих приращению ΔF :

$$Y = Y_1 + \Delta Y \quad (17)$$

$$t = t_1 + \Delta t \quad (18)$$

$$\theta = \theta_1 + \Delta\theta \quad (19)$$

$$\theta_0 = \theta_0^{(1)} + \Delta\theta_0 \quad (20)$$

Текущему значению параметров Y , t , θ соответствуют температура испарения холодильного агента, определяемая из уравнения теплового баланса (6):

$$r \cdot \beta \cdot (A_0 + A_1 \cdot \vartheta + A_2 \cdot \vartheta^2 + \dots + A_n \cdot \vartheta^n) \cdot y = k \cdot \psi \cdot (\theta - \vartheta) + \alpha \cdot (t - \vartheta) \quad (21)$$

По значению ϑ находят равновесную концентрацию y^* . Далее задаются новым приращением ΔF и аналогично рассчитывают следующий участок, принимая параметры, найденные в результате расчета первого участка, за начальные. Расчет ведется до тех пор, пока не будет достигнуто заданное значение Q_0 . При окончании расчета приводится сравнение θ_2 и θ_{\max} . В случае, если $\theta_2 > \theta_{\max}$ следует вернуться к исходным параметрам. Решение задачи может быть получено варьированием исходных параметров G_0 , t_1 , y_1 . В конструкции изменение исходных параметров может быть достигнуто за счет увеличения расстояния по вертикали между испарителем и абсорбером (G_0), регенеративным теплообменом холодной насыщенной и теплой очищенной ПГС (t_1) и степенью очистки ПГС в абсорбере (y_1).

Выводы.

Анализ результатов расчета процессов тепломассообмена при испарении аммиака в парогазовую среду в АХА показывает, что с ростом давления от 10 до 20 бар их интенсивность снижается во всем диапазоне режимных параметров. Так, значения коэффициентов массообмена снижаются в 1,75...1,78 раза, а коэффициентов теплообмена – в 2,71...2,88 раза. Соответственно, можно сделать вывод о благоприятном влиянии снижения уровня давления в системе АХА.

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

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СКЛІННЯ ФОТОЕЛЕКТРИЧНИХ КОЛЕКТОРІВ

М.В. Осіпа, студент ПолтНТУ ім. Юрія Кондратюка, м. Полтава

Дослід було проведено над полікристалічними фотоелектричними елементами, закритими тепловою ізоляцією з п'яти сторін і розміщувалася до Сонця під кутом 80-100°, без спеціально організованого охолодження. Середня освітленість 67500 Лк, температура зовнішнього середовища 28,8° С.

Експерименти були проведені для визначення виду захисного скління, за співвідношенням втраченого ККД фотоелементів та збільшення теплового опору

конструкції. Експерименти проводилися на основі органічного та силікатного скла, з комбінуванням подвійного скління.

Таблиця 1. Показники світлового потоку в залежності від типу скління

Світловий потік Лк·1000				
№	Без скла	Скло звичайне	Без скла	Органічне скло
1	70,00	67,00	70,50	66,50
	70,50		70,50	
2	70,00	65,50	70,00	66,00
	70,00		70,00	
3	70,00	66,50	69,50	66,00
	69,50		69,50	
Середнє	70,00	66,33	70,00	66,17
Втрачено в склі, %	3,67		3,83	

З таблиці видно, що сумарний світловий потік більше втрачається в силікатному склі на 0,06%, що є досить невеликим показником, але наступні таблиці показують, що фотоелементи при однаковому світловому потоці мають значні відхилення в показниках потужності.

Таблиця 2. I-U залежність при використанні силікатного скла

Силікатне скло				
	U без скла,В	U,В	I без скла,А	I,А
1	6,50	6,38	0,70	0,69
	6,50		0,70	
2	6,49	6,37	0,69	0,68
	6,48		0,69	
3	6,48	6,38	0,69	0,68
	6,48		0,69	
Середнє	6,49	6,38	0,69	0,68
Втрачено в склі	0,112		0,010	
Рвтрачена %	3,24			

Таблиця 3. I-U залежність при використанні органічного скла

Органічне скло				
	U без скла, Вт	U, Вт	I без скла, А	I, А
	6,42	6,34	0,70	0,69
	6,41		0,70	
	6,40	6,33	0,69	0,69
	6,40		0,69	
	6,40	6,33	0,69	0,69
	6,40		0,69	
Середнє	6,41	6,33	0,69	0,69
Втрачено в склі	0,072		0,003	
Рвтрачена %	1,62			

Видно, що силікатне скло в два рази більше знижує потужність фотоелементів ніж органічне, при майже однакових показниках пропускну́ї спроможності сумарного теплового потоку. А це значить, що органічне скло більше підходить для остеклення фотоелектричних установок, так як менше затримує спектр сонячного випромінювання в межах якого працюють фотоелементи.

Ділянка яка втрачає найбільше тепла є захисне скло і тому є доцільним використати два захисних скла з повітряним прошарком між ними. Це дозволить значно збільшити кількість тепла для відбору теплоносієм, який циркулює в установці. Тому на основі цього було виконано ще один дослід з комбінацією двох силікатних стекол, силікатного та органічного скла, двох органічних стекол.

Таблиця 4. Втрати тепла через два силікатні скла.

	U без скла, Вт	U, Вт	I без скла, А	I, А
	6,48	6,23	0,70	0,68
	6,44		0,70	
	6,44	6,19	0,69	0,68
	6,44		0,69	
	6,44	6,19	0,69	0,68
	6,44		0,69	
Середнє	6,45	6,20	0,69	0,68
Втрачено в склі	0,243		0,013	
Рвтрачена %	5,96			

Втрачається 5,96% потужності фотоелементів.

Таблиця 5. Втрати тепла через органічне і силікатне скло.

	Убез скла,Вт	U,Вт	I без скла,А	I,А
	6,43	6,22	0,70	0,69
	6,43		0,69	
	6,43	6,26	0,69	0,69
	6,46		0,70	
	6,46	6,26	0,70	0,69
	6,40		0,70	
Середнє	6,45	6,25	0,70	0,69
Втрачено в склі	0,203		0,007	
Рвтрачена %	4,25			

Якщо скомбінувати органічне та силікатне скло, то вийде, що фотоелементи будуть втрачати 4,25 % потужності.

Таблиця 6. Втрати тепла через два органічних скла.

	Убез скла,Вт	U,Вт	I без скла,А	I,А
	6,43	6,32	0,70	0,69
	6,43		0,69	
	6,43	6,31	0,69	0,69
	6,46		0,70	
	6,46	6,32	0,70	0,69
	6,40		0,70	
Середнє	6,45	6,32	0,70	0,69
Втрачено в склі	0,133		0,007	
Рвтрачена %	3,10			

Якщо скомбінувати два органічних скла, то фотоелементи втратять 3,1% потужності.

Отже доцільніше використовувати одне органічне скло. Але якщо зробити розрахунок і визначити який коефіцієнт теплового опору буде, то вийде наступне.

$$R = \frac{1}{R_{вн}} + \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_{зв}} \frac{m^2 C}{Вт}$$

Таблиця 7. Тепловий опір різних комбінацій остеклення.

R м ² ·°C/Вт				
2 силікатні скла	2 органічних скла	силікатне+ органічне	силікатне	органічне
0,458	0,494	0,476	0,161	0,179

Найбільші втрати теплової енергії в колекторах припадає на світлопрозорі конструкції, тому постає проблема в збільшенні їхнього теплового опору, в той же час, мінімально втратити сонячного випромінювання на світлопрозорих конструкціях. Між [1] остекленням знаходиться повітряний прошарок з показником теплової провідності 0,034 Вт/м²·К, що збільшує тепловий опір прозорої конструкції колектора в три рази, тому комбінація двох органічних остеклень, з повітряним прошарком між ними, являється оптимальним варіантом з точки зору світлопропускної спроможності та теплоізоляції конструкції колектора.

Науковий керівник: Кутний Б.А., к.т.н., доцент кафедри теплогазопостачання та енергетики ПолтНТУ ім. Юрія Кондратюка

К ВОПРОСУ О КОНЕЧНОЙ СКОРОСТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ТЕПЛА В ТВЕРДОМ ТЕЛЕ

Колесниченко Н.А., аспирантка ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

В большинстве практических случаев перенос тепла с достаточной степенью точности описывается параболическим уравнением теплопроводности с соответствующими начальными и граничными условиями. В основе этого уравнения лежит гипотеза Фурье о бесконечности скорости распространения тепла. Для современных технологий, которые связаны с одной стороны со сверхнизкими температурами, а с другой с высокими температурами и скоростями нагрева, имеет место нарушение гипотезы Фурье. Существуют различные модели теплового потока, которые учитывают конечность скорости распространения тепла. В данной работе используется релаксационная модель распространения тепла, которая предложена Вернотт (P. Vernotte) и Каттанио (C. Cattaneo), и в одномерном случае для однородного тела имеет следующий вид:

$$q(y, \tau) = -k_r(T) \frac{\partial T}{\partial y} - \tau_r \frac{\partial q}{\partial \tau}, \quad (1)$$

где τ_r – время релаксации.

С учетом соотношения (2.1) уравнение теплопроводности принимает следующий вид:

$$C_v(T) \frac{\partial T}{\partial \tau} + \tau_r \frac{\partial}{\partial \tau} \left[C_v(T) \frac{\partial T}{\partial \tau} \right] = \frac{\partial}{\partial y} \left[k_r(T) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \mp q_v \quad (2)$$

Одномерное гиперболическое уравнение теплопроводности (2) с соответствующими краевыми условиями описывает распространение тепла в однородном твердом теле с конечной скоростью. Обобщить его на перенос тепла в трехмерном случае не

представляет особых трудностей.

Современные высокоинтенсивные технологические процессы (сварка методом взрыва, электроискровая и лазерная обработка материалов и др.) связаны с большими тепловыми потоками и скоростями нагрева. При реализации большинства из них имеет место унос массы с поверхности материала с огромными скоростями. Для таких процессов возникает необходимость в учете конечной скорости распространения тепла в материале. Используя (1) для одномерного случая стационарного разрушения материала (квазистационарный режим нагрева) под воздействием мощного постоянного теплового потока с учетом того, что в этом режиме:

$$x = y - V_w \tau \text{ и } \partial T / \partial \tau = -V_w (\partial T / \partial x), \partial T / \partial y = \partial T / \partial x \quad (3)$$

из (2) получим следующее уравнение теплопроводности:

$$-V_w C_v(T) \frac{dT}{dx} + \tau_r \frac{d}{dx} \left[C_v(T) \frac{dT}{dx} \right] = \frac{d}{dx} \left[k_r(T) \frac{dT}{dx} \right] \mp q_v \quad (4)$$

На основе этих зависимостей получено решение гиперболического уравнения теплопроводности с учетом стоков (источников) тепла в квазистационарном режиме нагрева в неявном виде в интегральной форме:

$$x = \frac{\int_{T_0}^{T_w} \left(k_r(T) - \tau_r V_w^2 C_v(T) \right) dT}{\int_{T_0}^T \left[V_w C_v(T) \pm \sum_i f_i(T) \right] dT} \quad (5)$$

Если величина слагаемого $\tau_r V_w^2 C_v(T)$ незначительна по сравнению с $k_r(T)$, то соотношение (5) переходит в решение параболического уравнения теплопроводности при тех же граничных условиях:

$$x = \frac{\int_{T_0}^{T_w} k_{\infty}(T) dT}{\int_{T_0}^T \left[V_w C_v(T) \mp \sum_i f_i(T) \right] dT} \quad (6)$$

Сравнивая (5) с решением (6), получаем:

$$k_r'(T, V_w) = k_r(T) - \tau_r V_w^2 C_v(T) \quad (7)$$

Равенство $k_r'(T) = k_{\infty}(T)$ будет иметь место тогда, когда второй член уравнения (7) будет намного меньше первого. Это возможно при относительно небольших скоростях линейного уноса материала. Время релаксации – это физический параметр материала и $\tau_r \neq 0$. Его влияние сказывается при определенных условиях нагрева. Это время оценивалось разными авторами для различных типов материалов, и было найдено, что его значение лежит в пределах от 10^{-10} с для газов, до 10^{-14} с для металлов [1].

Таким образом, при расчете температурных полей в материалах при высокоинтенсивных нагревах можно использовать параболическое уравнение теплопроводности, коэффициент теплопроводности в котором должен быть функцией как температуры, так и скорости нагрева.

Информационные источники:

1. Ісаєв, К.Б. Теплофізичні характеристики композиційних матеріалів у широких діапазонах температур і швидкостей нагріву [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / К.Б. Ісаєв. – Київ, 2006. – 44 с.

Научный руководитель: Бошкова И. Л., к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ



СЕКЦИЯ №5 – “КРИОГЕННА ТЕХНІКА”

МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КРИОХИРУРГИЧЕСКОГО АППАРАТА

Хасан Весам Анвар Али, аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Тепловая нагрузка криохирургического аппарата включает нагрузку охлаждения, замораживания и переохлаждения медикобиологического объекта, расчет внешних теплопритоков к аппарату, а также расчет теплопритоков по тепловым мостам.

Обработка объекта включает три стадии: охлаждение объекта от температуры среды до температуры замерзания, замораживание объекта и переохлаждение затвердевшего объекта до необходимой температуры.

Расчет внешних теплопритоков включает выбор теплоизоляционного материала, его форму и конструктивные размеры.

Расчет теплопритоков по тепловым мостам включает те же составляющие, что и расчет внешних теплопритоков через внешнюю изоляцию.

Суммируя все виды тепловых потерь и учитывая теплофизические свойства хладагента, находящегося в аппарате, определяем количество хладагента. Задаваясь временем обработки объекта, находим требуемую холодопроизводительность аппарата.

Подача хладагента из внутреннего сосуда в рабочий наконечник происходит за счет разности давлений между криоагентом в сосуде и криоагентом, находящемся в рабочем наконечнике. Для создания этой разности давлений криоагент в сосуде нужно слегка нагреть. Поэтому вакуумная изоляция аппарата едва ли подходит, так как в этом случае разогрев агента и поднятие его давления в сосуде будет происходить очень медленно.

На основе этой методики рассчитан криохирургический аппарат, использующий в качестве хладагента жидкий азот, находящийся в аппарате под давлением, близком к атмосферному.

Научный руководитель: Наер В. А., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ

ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АЗОТНОГО КРИОХИРУРГИЧЕСКОГО АППАРАТА

Хасан Весам Анвар Али, аспирант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Жидкий азот заливается при атмосферном давлении во внутренний сосуд криохирургического аппарата. Из сосуда азот выдавливается под избыточным давлением через капиллярную трубку в рабочий наконечник аппарата, где он кипит и образующиеся пары выбрасываются в окружающую среду. При движении прямого жидкого потока имеются следующие гидравлические потери: потери давления по длине капиллярной трубки; потери на местное сопротивление при внезапном сужении на входе жидкого азота в трубку; при плавном повороте трубки на 60...80°; при внезапном расширении потока в рабочем наконечнике, а также преодоление высоты жидкого азота в аппарате.

При движении обратного парового потока имеются следующие потери: внезапное сужение на входе парового потока в обратную трубку; потери по длине обратной трубки; потери при повороте обратной трубки примерно на 80° и при внезапном расширении потока при его выходе из трубки в окружающую среду.

Потери по длине прямой и обратной трубок определяются по известной формуле:

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot V_{cp}^2}{2g},$$

где λ - коэффициент трения, ρ - плотность жидкости или пара, l и d - длина и диаметр трубки, V_{cp} - скорость движения потока.

Находим критерий Рейнольдса при течении прямого и обратного потоков:

$$Re = \frac{V \cdot l}{\nu},$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости.

Течение прямого потока ламинарное, а обратного потока - турбулентное.

Коэффициент трения для прямого потока определяем по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Для турбулентного обратного потока находим коэффициент трения по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}}$$

Скорость движения паров рассчитываем, исходя из полученной при тепловом расчете требуемой массы азота.

Расчет потерь в местах резкого изменения направления движения или скорости потоков находим по формуле Вейсбаха:

$$\Delta P_m = \xi_{\Sigma} \frac{\rho \cdot V_{cp}^2}{2g},$$

где ξ_{Σ} - сумма коэффициентов местного сопротивления.

Проведенный расчет криохирургического аппарата по вышеприведенным соотношениям дал суммарную величину по прямому и обратному потокам равную $\Delta P = 260$ Па. С учетом того, что поток жидкости должен преодолеть высоту жидкости в сосуде равную 0.35 м, подъем давления в аппарате должен составить $\Delta P = 3000$ Па. Чтобы получить такое избыточное давление жидкий азот должен быть разогрет до 78-80 К.

Научный руководитель: Наер В. А., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ

РЕЦИКЛИНГ КСЕНОНА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МЕДИЦИНСКИХ ИНГАЛЯЦИОННЫХ СМЕСЕЙ

Тишко Д.П., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Ксенон - один из самых редких и дорогих инертных газов, используемых человеком. Он нашел широкое применение в лазерной, светотехнической, ядерной промышленности. В настоящее время наблюдается тенденция к расширению применения ксенона в медицине (наркоз, противогриппозная терапия, ингаляции).

Так как содержание ксенона в атмосфере Земли составляет всего 0.0000086 %, то извлекать его непосредственно из воздуха крайне сложно и дорого.

В связи с этим возникают вопросы не только модернизации установок получения чистых ксенона и криптона, но и применение систем рециклинга уже использованного газа.

Существуют различные методы очистки криптон-ксеноновых смесей, но наиболее простым и дешевым является метод вымораживания. Он состоит в охлаждении смеси до

температуры, при которой ксенон сконденсируется до жидкого или перейдет в твердое состояние.

На рисунке 1 представлена схема очистки ксеноновой смеси после использования ее в качестве общего наркоза. Данная схема была разработана в компании ООО «Айсблик» и удачно нашла применение на практике.

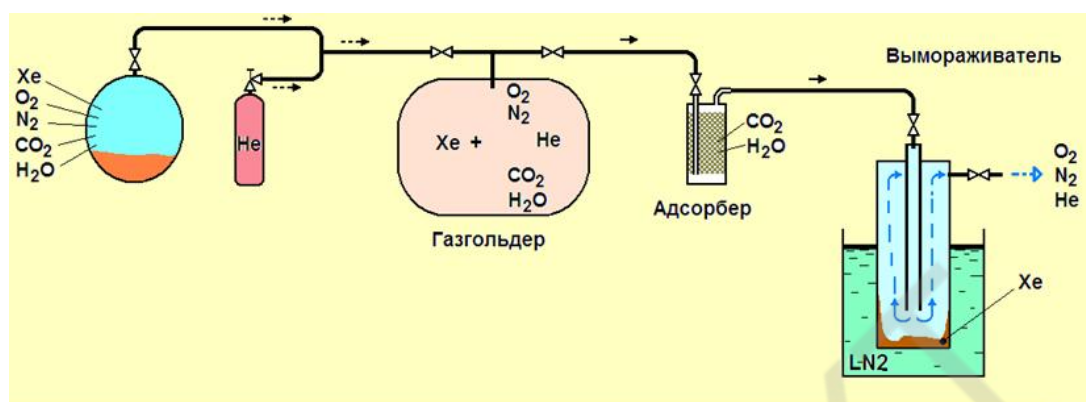


Рис.1 Схема очистки ксеноновой смеси

В результате эксперимента смесь с содержанием ксенона = 50% была очищена до 99,99%. Данный метод очистки позволяет существенно снизить стоимость ксеноновых процедур в медицине за счет рецилинга выдыхаемого газа, что позволяет прогнозировать дальнейшее распространение применения ксенона в области здравоохранения.

Научные руководители: Наер В. А., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ
Графов А.П., к.т.н., ст.н.с., ООО «Айсблик»

РЕКОНСТРУКЦИЯ КОМПЛЕКСА ОЖИЖЕНИЯ ГЕЛИЯ ООО «АЙСБЛИК»

Пилипенко Б.А., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Реконструкция — переделка, коренная перестройка чего-либо, организация по совершенно новым принципам.

Комплекс по производству жидкого гелия в ООО «Айсблик» создан в 2008 году на основе ожижителя гелия M1400. Два гелиевых поршневых компрессора обеспечивали производительность этого ожижителя 20 литров в час. В то время это значение производительности позволяло покрывать с большим запасом потребности клиентов ООО «Айсблик» в жидком гелии. Однако на протяжении 2009-2013 годов интерес к жидкому гелию неуклонно увеличивался. Соответственно увеличивались и объёмы его поставок. За время эксплуатации комплекса с 2009 года по 2013 год среднегодовой объём поставок жидкого гелия увеличился более чем в 3 раза.

В связи с увеличением потребности в жидком гелии, комплексу необходима была реконструкция для увеличения производительности, чтобы справляться с большим количеством заказов в меньшие сроки.

Для этого необходимо выбрать новое оборудование, учитывая при этом на характерные особенности работы данного комплекса: периодичность работы, связанная со спецификой поступления заказов на жидкий гелий, необходимость поддержания запаса жидкости, вероятность поступления экстренных заказов значительного объёма.

В связи с этим реконструированный комплекс должен был покрывать в широком

пределе потребности заказчиков в жидком гелии, а также возможность быстрого запуска и короткого пускового периода, регулирования производительности в широком пределе.

Для выполнения поставленной задачи были предприняты следующие шаги: закупка второго ожижителя аналогичного используемому, но с модификацией, позволяющей плавно регулировать производительность, а также была расширена компрессорная база, путем приобретения винтового компрессора Hartford.

Использование двухидентичных ожижителей привело к унификации базы запчастей, позволило добиться компактного размещения оборудования в цеху, а также обойтись без дополнительного обучения обслуживающего персонала. Реконструированный комплекс отличается возможностью регулирования производительности в широких пределах, существенно возросшей надежностью при аварийных ситуациях.

Научный руководитель: Наер В. А., д.т.н., проф. кафедры криогенной техники ОНАПТ

КОНТУРЫ КРИОГЕННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ В УСТАНОВКАХ ПОЛУЧЕНИЯ ИЗОТОПОВ НЕОНА

Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., Матвеев Э.В., асп. ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Для поддержания процесса ректификации в условиях минимального избыточного давления ($P_p - P_0 = 0,03$ МПа) требуется обеспечить температуру фазового равновесия $T_p = 28$ К. В принципе, при встроенном холодильном цикле, когда неон холодильного цикла непосредственно дросселируется в верхнюю часть колонны, эта температура и давление могут быть снижены. Вариант совмещения технологической и холодильной систем предусмотрен в ректификационной установке получения неона. Схема низкотемпературного комплекса такого типа дана на рис. 1.

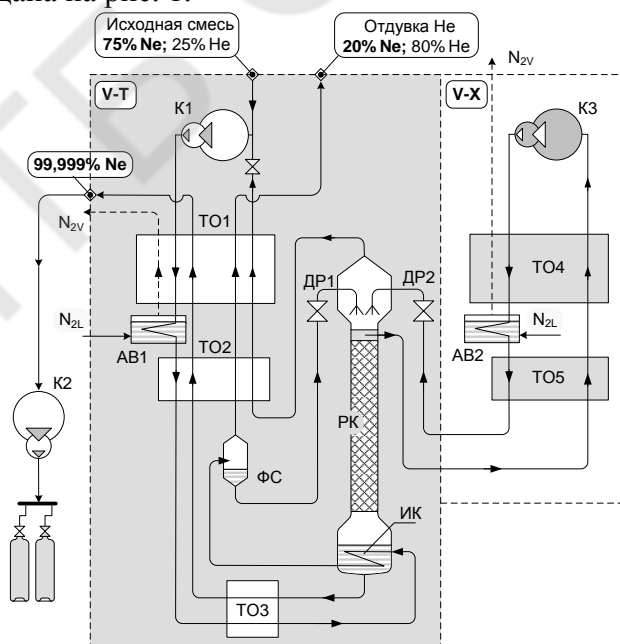


Рис. 1. Встроенный холодильный цикл в установке ректификационного разделения неона и гелия. «V-T» – технологический контур; «V-X» – холодильный контур. TO1 ... TO5 – теплообменники; AB1, AB2 – азотные ванны; ИК – змеевик в кубе колонны; выполняющий функции испарителя-конденсатора; ФС – фазовый сепаратор; РК – ректификационная колонна; K1 ... K3 – компрессоры; ДР1, ДР2 – дроссельные вентили

В случае охлаждения изотопной колонны встроенный холодильный цикл такого типа недопустим, так как извлекаемый низкокипящего компонент будет одновременно являться холодильным агентом в цикле. Очевидно, что замещение исходного неона изотопом потребует времени из-за значительного объема холодильного контура. Этот объем включает группу теплообменников, компрессор, газгольдер и примыкающие коммуникации, схемное решение показано на рисунке 2.

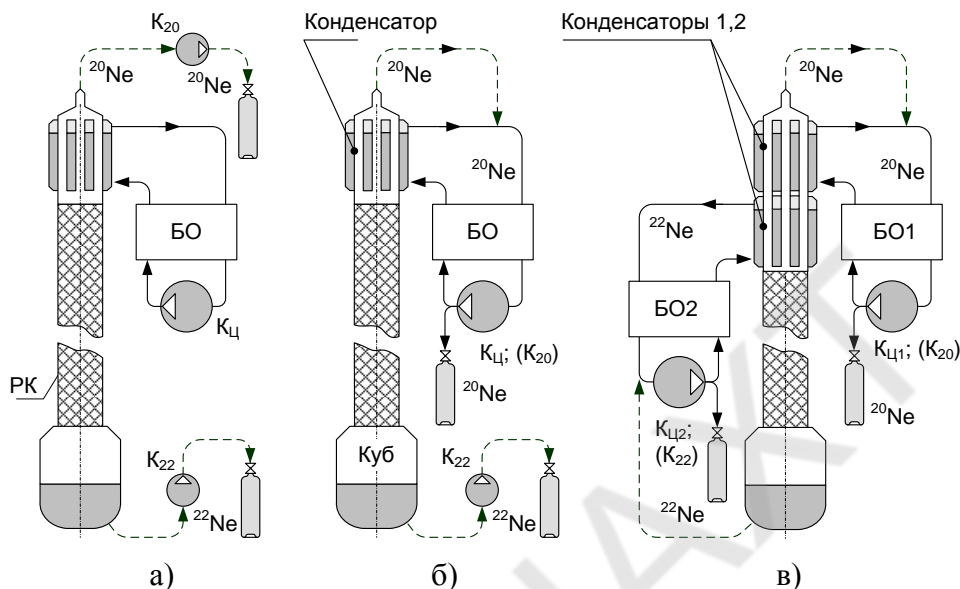


Рис. 2. Изолированные циклы криогенного обеспечения с отводом тепла посредством конденсаторов. РК – контактное пространство ректификационной колонны; БО – блоки охлаждения; K_{20} и K_{22} – компрессоры для наполнения баллонов изотопами ^{20}Ne и ^{22}Ne , соответственно; $K_{ц}$ – циркуляционные компрессоры холодильных циклов

Из анализа схем на рисунках 1 и 2 следует:

- использование одного или двух целевых продуктов в качестве рабочего тела в цикле позволяет соответственно сократить число производственных компрессоров (с 4-х до 3-х в схеме 2,б и до 2-х в схеме 2,в);
- применение встроенного холодильного цикла в изотопной колонне предопределяет использование в качестве рабочего тела концентрата низкокипящего компонента - ^{20}Ne ;
- изолированные циклы криогенного обеспечения универсальны и допускают использование в качестве рабочих тел изотопные компоненты неона, неон природной концентрации, а также водород и гелий.

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

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ ИЗОТОПНОГО КОМПОНЕНТА В ЗАМКНУТОМ КОНТУРЕ

Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., Матвеев Э.В., асп., Чигрин А.А., асп. ИХКЭ ОНАПТ, г.Одесса

Рассмотрим задачу прогнозирования состава рабочего тела при использовании компрессора цикла для наполнения баллонов изотопными продуктами. В этом случае, как показано на рисунке 1, в контур холодильного цикла объемом W и начальным составом y_0 постоянно вводится поток изотопного компонента с постоянной концентрацией X и

расходом v . Одновременно из контура с таким же расходом v выводится в баллоны поток с переменной концентрацией $y = f(\tau)$.

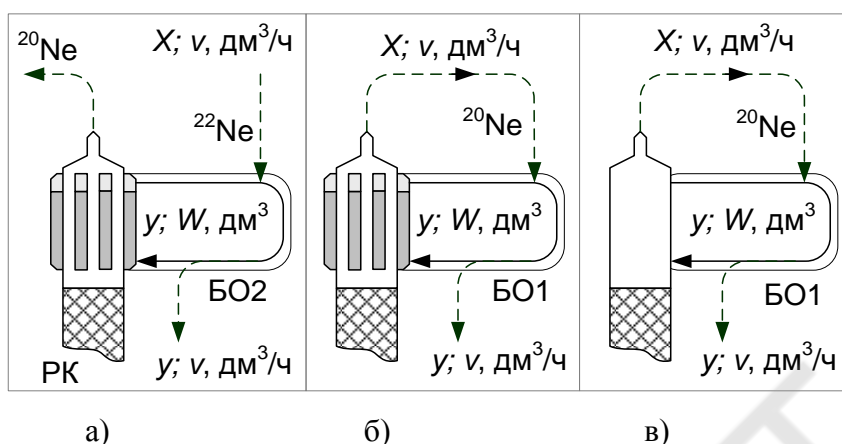


Рис. 1. К расчету концентрации в контуре холодильного цикла при использовании изотопного компонента в качестве рабочего тела

Результаты вычислений представлены в виде графиков на рисунках (2) и (3), имеющих одинаковый масштаб шкалы времени. При выборе условий для расчетных исследований динамики изменения приняты параметры, характерные для работы изотопных неоновых колонн $v_{20} = 40 \dots 160 \text{ дм}^3/\text{ч}$, $v_{20} = 4 \dots 16 \text{ дм}^3/\text{ч}$, $y_0 = 0,9051$, а также неоновых дроссельных циклов $W = 500 \dots 4\,000 \text{ норм.м}^3$. При этом меньшие значения W характерны для циклов без накопления жидкости в конденсаторе (рис. 1, в), которые характерны только для введения потока ^{20}Ne непосредственно в контур встроенного цикла.

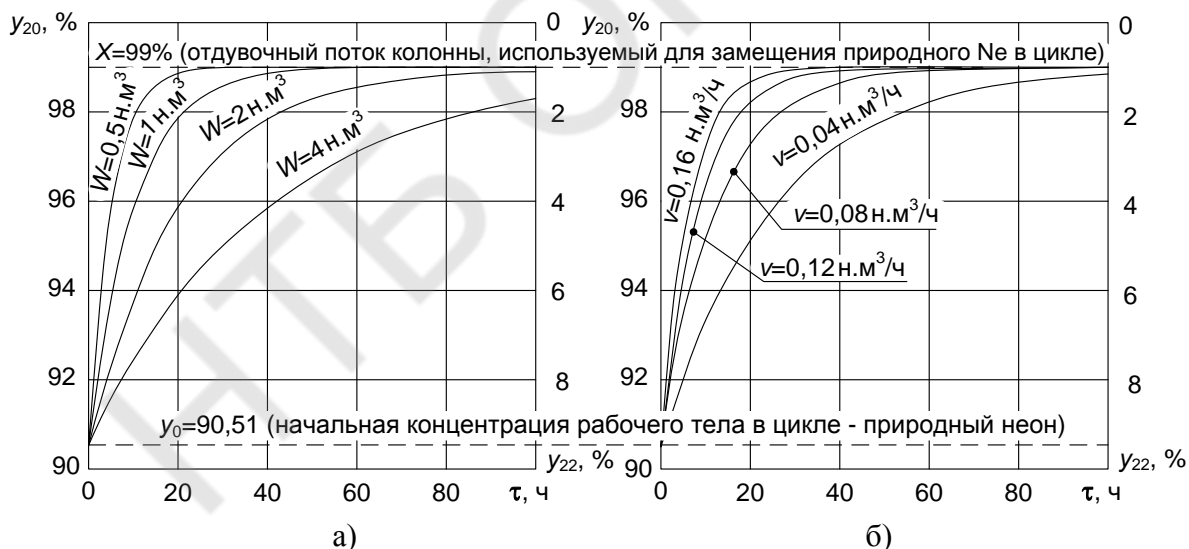


Рис. 2. Изменение изотопной концентрации в контуре холодильного цикла при его подпитке отдувочным потоком колонны с составом $X = 99\% \text{ } ^{20}\text{Ne}$;

а) – при расходе отдувочного потока $v = 0,1 \text{ норм.м}^3/\text{ч}$ для контуров с объемом $W = 0,5 \dots 4 \text{ норм.м}^3$; б) – при расходе отдувочного потока $v = 0,04 \dots 0,16 \text{ норм.м}^3/\text{ч}$ для контура с объемом $W = 1 \text{ норм.м}^3$

Из анализа графиков (рис. 2.) следует, что для большинства режимов стабилизация состава рабочего тела в холодильном контуре при введении в него потока ^{20}Ne наступает через $\tau = 1 \dots 3$ суток. Начиная с этого момента можно практиковать наполнение баллонов концентратом ^{20}Ne непосредственно из линии высокого давления холодильного цикла. Такое техническое решение позволяет исключить компрессор для сбора низкокипящего изотопного

компонента. Варианты схем, в которых реализовано постепенное замещение природного неона концентратом изотопа ^{20}Ne показаны на рис. 1,б и 2,б и 2,в.

В то же время, для замены природного неона в холодильном цикле изотопом ^{22}Ne требуется гораздо больше времени, так как в исходном состоянии рабочее тело (природный неон) на 90 % состоит из ^{20}Ne . Такое же вещество, обедненное ^{22}Ne , подается на разделение в колонну. Поэтому данный неблагоприятный фактор проявляется вторично в виде уменьшенной (на порядок) производительности колонны по ^{22}Ne (рис. 3,б).

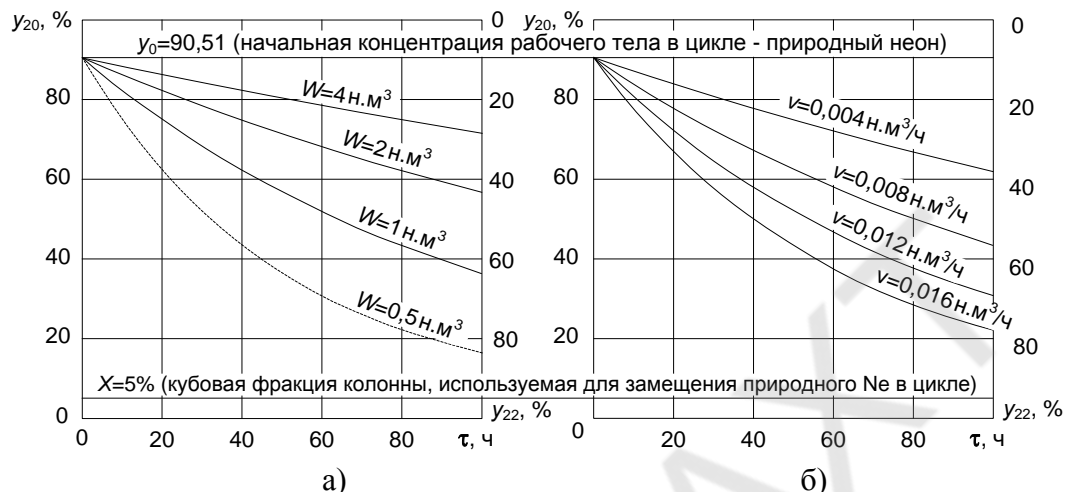


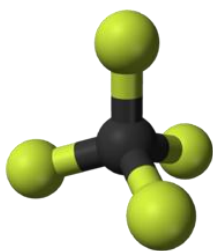
Рис. 3. Изменение изотопной концентрации в контуре холодильного цикла при его подпитке кубовой фракцией колонны с составом $X = 5\%$ ^{20}Ne (95% ^{22}Ne); а) – при расходе кубового потока $v = 0,01$ норм. $\text{м}^3/\text{ч}$ для контуров с объемом $W = 0,5 \dots 4$ норм. м^3 ; б) – при расходе отдувочного потока $v = 0,004 \dots 0,016$ норм. $\text{м}^3/\text{ч}$ для контура с объемом $W = 1$ норм. м^3

Даже для минимального объема рабочего тела $W = 0,5 \text{ м}^3$, который достаточно сложно реализовать из-за наличия конденсаторов (рис.1,в и 2,а), процесс стабилизации состава будет продолжаться неделями. Таким образом, приходится констатировать, что варианты совмещения технологического и холодильного циклов при подпитке контура рабочего тела ^{22}Ne могут иметь практическое значение только на начальной стадии начального обогащения. Для получения концентрированного и высокочистого высококипящего компонента такая технология исключается.

Научный руководитель: Симоненко Ю.М., д.т.н., проф., заведующий кафедры криогенной техники и технологии ОНАИТ

АНАЛИЗ СПОСОБОВ ПОЛУЧЕНИЯ ТЕТРАФТОРМЕТАНА ВЫСОКОЙ ЧИСТОТЫ

Чигрин А.А., аспирант ИХКЭ ОНАИТ, г. Одесса



Тетрафторметан (химическая формула – CF_4) относится к технически важным газам и жидкостям. Он имеет низкую температуру кипения при нормальном атмосферном давлении (-128°C). В тетраэдральной молекуле этого хладагента нет атомов хлора, поэтому он не разрушает озоновый слой атмосферы Земли. Основные параметры тетрафторметана приведены в таблице 1. Общеизвестно, что данный фреон применяется в холодильных циклах как рабочее вещество и обозначается R14 (Ф-14). Также CF_4 применяют в качестве стабилизатора разложения озона

и ингибитора пламени, реагента для сухого травления при изготовлении интегральных схем, диэлектрика, при экстракции БАВ. Но если химически чистый тетрафторид углерода нетоксичен и является весьма инертным соединением, которое до температуры 300 °С практически не реагирует ни с какими веществами, то примеси могут изменить упомянутые свойства CF_4 и даже сделать его непригодным для использования. В перечисленные области применения требования к чистоте довольно высоки. Также существуют отрасли, в которых требования к качеству тетрафторметана еще выше. Это медицина, лазерная техника и импульсная техника. Поэтому необходима тщательная очистка данного газа.

Таблица 1. Основные свойства тетрафторметана

Вещество	Химич. формула	Молек. масса, кг/кмоль	Температура норм. кипения		Плотн. газа при н.у. г/л	Примечание
			°С	К		
Тetraфторметан	CF_4	88	-127,8	145,2	3,72	Не горюч

Тetraфторметан согласно ТУ 301-14-78-92 имеет следующий состав:

- объемная доля основного вещества, не менее – 99,2%
- суммарная объемная доля низкокипящих примесей (N_2 , O_2 , CO), %, не более – 0,7%
- суммарная объемная доля высококипящих примесей (C_2F_6 , CO_2) не более – 0,1%
- массовая доля воды не более – 0,001%.

Для получения высокочистого целевого продукта (тетрафторида углерода) необходим комплексный подход. Сочетание эффективных методов разделения и очистки газа в гибридно-комплексные технологические схемы, включающие дистилляцию, сорбцию и мембранное разделение – обеспечат значительное увеличение разделительного эффекта, что в свою очередь позволит получить чистый газ с чистотой более 99,999%.

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ТАНКЕРОВ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

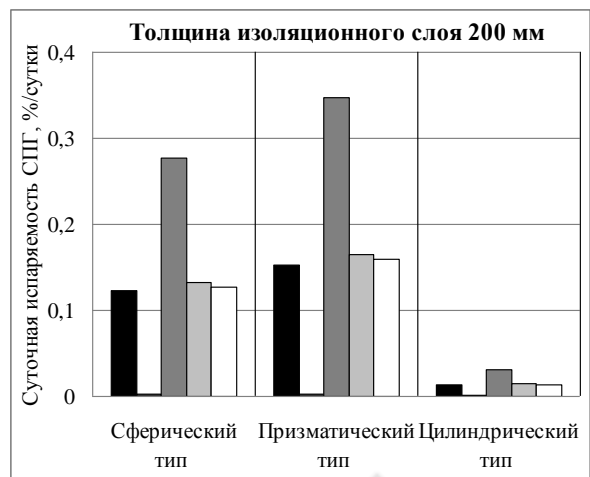
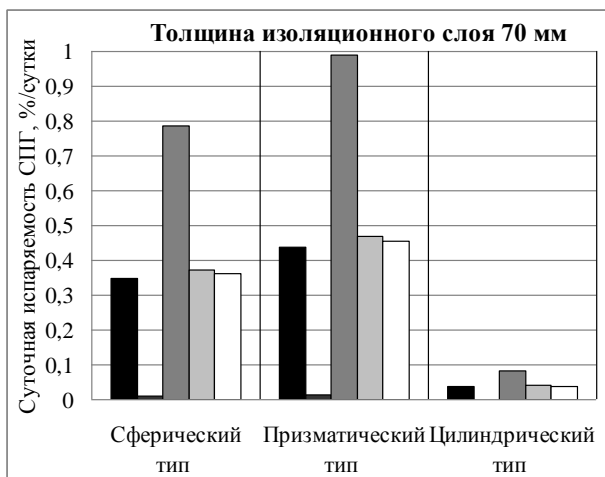
Колесник А.О., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Одним из основополагающих вопросов экономики Украины является вопрос об обеспечении ее энергоресурсами, в частности, природным газом.

В работе рассмотрен вариант поставок сжиженного природного газа специализированными емкостями (метановозами). Основные типы рефрижераторных метановозов: сферический; призматический; цилиндрический.

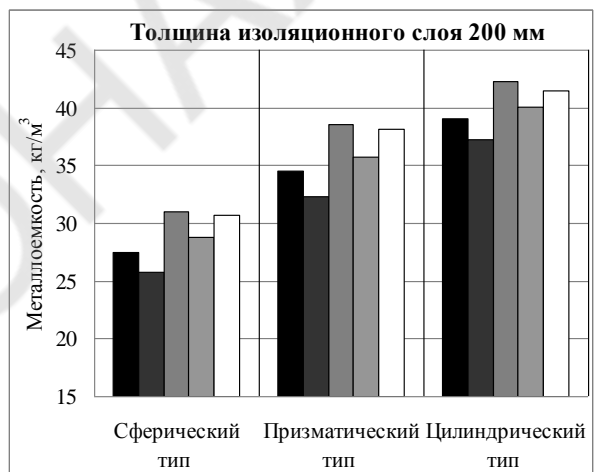
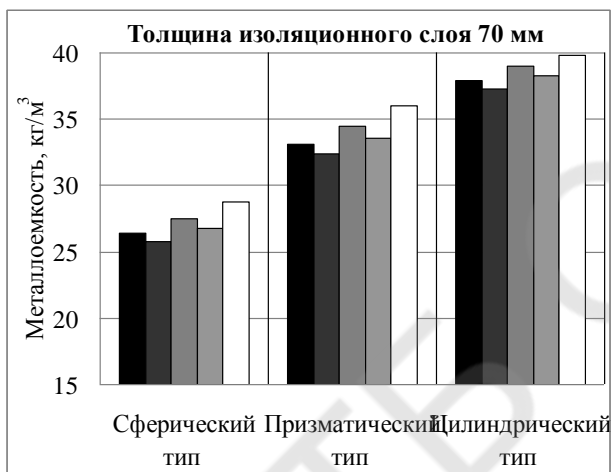
Были рассчитаны теплопритоки, суточная испаряемость (рис. 1) и металлоемкость (рис. 2) для двух толщин изоляции (70 и 200 мм) для следующих типов изоляции: порошково-вакуумная; экранно-вакуумная; пеностекло; пенополиуретановая; аэрогель-пенополиуретановая.

Из рис. 1 видно, что наименьший коэффициент суточной испаряемости у экранно-вакуумной изоляции. Однако такой тип изоляции отличается дороговизной. Поэтому, как правило, применяют порошково-вакуумную изоляцию. Основным недостатком этого типа изоляции является значительное повышение коэффициента теплопроводности вследствие нарушения целостности наружной оболочки.



а б
Рис. 1. Суточная испаряемость для различных типов изоляции толщиной 70 мм (а) и 200 мм (б):

■ – порошково-вакуумная; ■ – экранно-вакуумная; ■ – пеностекло;
■ – пенополиуретановая; □ – аэрогель-пенополиуретановая



а б
Рис. 2. Металлоемкость для различных типов изоляции толщиной 70 мм (а) и 200 мм (б):

■ – порошково-вакуумная; ■ – экранно-вакуумная;
■ – пеностекло; ■ – пенополиуретановая;
□ – аэрогель-пенополиуретановая

Нами предложена альтернатива такой изоляции – аэрогель-пенополиуретановая, которая имеет существенное преимущество – отсутствие вакуума в изоляционном пространстве. При этом показатели суточной испаряемости и металлоемкости практически такие же, как у порошково-вакуумной.

Информационные источники:

1. Вассерман А.А., Слынько А.Г. Способ морской перевозки сжиженных газов без реконднсации // Технические газы. – 2014. – № 1. – С. 48-51.
2. Герасимов В.Е., Кузьменко И.Ф., Предельский В.А., Дарбинян Р.В. Внедрение технологий и оборудования для производства, хранения, транспортирования и использования СПГ // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2004. – № 1. – С. 20-22.

3. Рогачевский Б.С. Сжиженные углеводородные газы. – М.: Изд-во «НЕФТЬ и ГАЗ», 2009. – 640 с.
4. Усюкин И.П. Техника низких температур. Атлас. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 244 с.

Научный руководитель: Дьяченко Т.В., к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЗЕРВУАРОВ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Федичина А., бакалаврант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса

Охлаждаемые резервуары для хранения сжиженного природного газа (СПГ) используются уже более 60 лет. За это время были усовершенствованы материалы, конструкция и методы производства. В настоящее время существует два основных типа резервуаров [1]:

- подземные (самый крупный — объемом 200 000 м³);
- надземные (самый крупный — 180 000 м³).

Оба вида резервуаров имеют высокий уровень фактической безопасности. Подземные резервуары хранения СПГ имеют преимущество с точки зрения охраны окружающей среды: при землетрясениях они меньше страдают от смещения почвы, чем надземные сооружения, из-за чего в сейсмоопасных зонах подземные резервуары более безопасны.

На этапе создания резервуара одним из основополагающих технологических вопросов является конструкция двойной стены, при этом внешняя — бетонная или железобетонная. В процессе изготовления в зависимости от размера резервуара выполняется от 250 до 350 сварных швов. Сварка производится в позиции 3G с увеличением толщины листа с последующей дефектоскопией.

Рассмотрим результаты аварии на газовом заводе в Кливленде (штат Огайо, США), случившейся 20 октября 1944 г. [2]. Произошла утечка СПГ массой 1900 т, а через 20 мин произошел повторный выброс примерно 1000 т. СПГ быстро воспламенился, и часть газа попала в сточную канализацию. Возникший пожар полностью уничтожил не только газовый завод, но и 10 административных зданий и 80 частных домов, которые находились на расстоянии до 400 м от места утечки. По данным властей Кливленда в результате пожара погибло 128 человек, а количество травмированных людей оценивается в 200-400 человек.

Из проведенных исследований можно сделать вывод о необходимости не только соблюдения технологии при изготовлении хранилищ СПГ, но и тщательной проверки их качества в процессе введения в эксплуатацию.

Информационные источники:

1. Рогачевский Б.С. Сжиженные углеводородные газы. – М.: Изд-во «НЕФТЬ и ГАЗ», 2009. – 640 с.
2. <http://www.agps-mipb.ru/index.php/2010-12-23-08-05-07/140-9-2-avariya-20-oktyabrya-1944-g-v-klivlende-sht-ogajo-ssha-9-2-1-obshhee-opisanie.html>

Научный руководитель: Дьяченко Т.В., к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей ОНАПТ

Автори наукових робіт:

А

Автушков Р. С., **21**
Агеев К. В., **101**

Б

Балашов Д. А., **107**
Бобер А. В., **16**
Бобер А. В., **16**
Боднар І. А., **58**
Бондарь О.Н., **36**
Браславец А. А., **98**
Бузовский В. П., **103**
Бутовский Е. Д., **5**
Бушманов В. М., **5**

В

Волневич С. В., **41**
Волошин О. Д., **60**

Г

Гарасим Д. І., **78**
Гарх Саед, **87**
Гожелов Д. П., **38**
Гончаренко В. А., **91**
Горобець О., **72**
Грудка Б. Г., **17**
Гудзь І. Ю., **3**

Д

Джуган В. Ю., **27**

Ж

Желиба Т. А., **9**
Жихарева Н. А., **81**

З

Зайцев Д. В., **80**

И

Ильина Е. А., **71**
Иорданова А. А., **81**
Ищенко И. Н., **108**

К

Казакина О. Н., **41**
Карапетров В. С., **83**
Козаченко И. С., **99**
Козачинский В. С., **13**
Козонова Ю. О., **41**
Колесник А. О., **123**
Колесниченко Н. А., **114**
Константинов И. О., **85**
Копытин А. В., **22**
Костецкий Д. В., **63**
Кузьменко М. М., **54**
Кулик А. З., **54**
Кушнір І., **73**

Л

Лабай В. Й., **78**
Левченко П. І., **65**
Лимарчук В. В., **15**
Лукьянова А. С., **102**
Людницький К., **93**

М

Мазуренко С. Ю., **38**
Марьенко А. В., **18**
Матвеев Э. В., **119**
Мелехин В. В., **87**
Мельник П. М., **60**
Мірза О. О., **68**
Младенов И. Ю., **32**
Молошаг Д. С., **14**

Н

Наголович М. С., **31**

О

Озолин Н. Е., **107**
Орлов А. М., **66**
Осадчук А. В., **82**
Осадчук Е. А., **55**
Осіпа М. В., **110**
Охотский П. М., **9**

П

Паскаль А. А., **90**
Пащенко О. А., **55**
Петушенко С. Н., **48**
Пилипенко Б. А., **118**

Р

Романюк В. В., **8**

С

Себов Д., **7**
Сенчук В. О., **30**
Сідляр М. Р., **69**
Симаньков Д. Н., **97**
Симоненко Ю. М., **119**

Т

Терещенко Р. В., **47**
Терещенко Р. В., **51**
Тимофеев И. В., **83**
Тимошевская Л. В., **22**
Тишко Д. П., **117**
Тодосенко А., **75**
Трандафилов В. В., **28**

Ф

Федичина А., **125**
Филипчук С. С., **4**

Х

Хасан Весам, **116**
Хмельницький А. Д., **52**
Холодков А. О., **45**

Ц

Цапушел А. Н., **89**

Ч

Чигрин А. А., **122**
Чічелов В. О., **11**

Ш

Шашок С. М., **11**
Шерстюк К. А., **19**
Шмалинюк Є., **74**
Шпаркий Н. Ф., **97**
Шраменко А. Н., **105**

Я

Ябс А. А., **61**
Якименко А. В., **24**

**МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ
«СТАН, ДОСЯГНЕННЯ І ПЕРСПЕКТИВИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І
ТЕХНОЛОГІЙ»**

21 квітня 2015 року

Збірка тез доповідей

Підписано до друку **16.04.2015**. Формат 60x84 1/16.
Умовн. друк. арк. **6.500**. Наклад **15** прим.
Надруковано видавничим центром ОНАХТ ННІХКЕ.
65082, Одеса, вул. Дворянська, 1/3