



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

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

23-24 квітня 2019 року

Збірка тез доповідей



Одеса – 2019

Науковий комітет:

Єгоров Б.В. – ректор ОНАХТ, д.т.н., проф.
Косой Б.В. – директор ІХКЕ, д.т.н., проф. кафедри ТВЕ.
Хмельнюк М.Г. – завідувач кафедри ХУКП, д.т.н., проф.
Мілованов В.І. – завідувач кафедри КПА, д.т.н., проф.
Симоненко Ю.М. – завідувач кафедри КТ, д.т.н., проф.
Тітлов О.С. – завідувач кафедри ТТТЕ, д.т.н., проф.
Радченко М.І. – НУК імені адмірала Макарова, д.т.н., проф.
Морозюк Л.І. – д.т.н., проф. кафедри КТ.
Потапов В.О. – ХДУХтаТ, д.т.н., проф
Ванєєв С.М. – СумДУ, к.т.н., доц.

Організаційний комітет:

Жихарєва Н.В. – декан факультету НТТтаІМ
Буданов В.О. – к.т.н., доц. кафедри КПА
Морозюк Л.І. - д.т.н., проф. кафедри КТ.
Грудка Б.Г. – к.т.н., ас. кафедри КТ.
Стоянов П.Ф. – к.т.н., доц. кафедри ХУКП.

Тематичні напрями:

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

Робочі мови конференції – українська, російська, англійська.

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

Всі тези доповідей надруковані згідно наданих макетів

СЕКЦІЯ №1 – “ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ І УСТАНОВКИ, ТЕПЛОВІ ПОМПИ”

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ТА ОПАЛЕННЯ НА БАЗІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ У КОМБІНАЦІЇ З ВІДНОВЛЮВАНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ЕНЕРГІЇ

Ткач С.В., магістрант, ІХКЕ, ОНАХТ

Зміна клімату, підвищення забрудненості та зростаючі ціни на енергоресурси - все це прикладом того, що люди все частіше стали замислюватися щодо використання альтернативних енергосистем систем та відновлюваних джерел енергії. Розробки систем холодопостачання та опалення на базі теплових насосів з використанням відновлюваних джерел енергії набули широкого попиту ще у 1980-і роки. Їх використання дозволяє знизити залежність від викопних енергоресурсів.

Підвищення цін на енергоресурси та технологічний розвиток енергосистем дозволи зробити системи з відновлюваними джерелами енергії більш доступними для широкого кола споживачів.

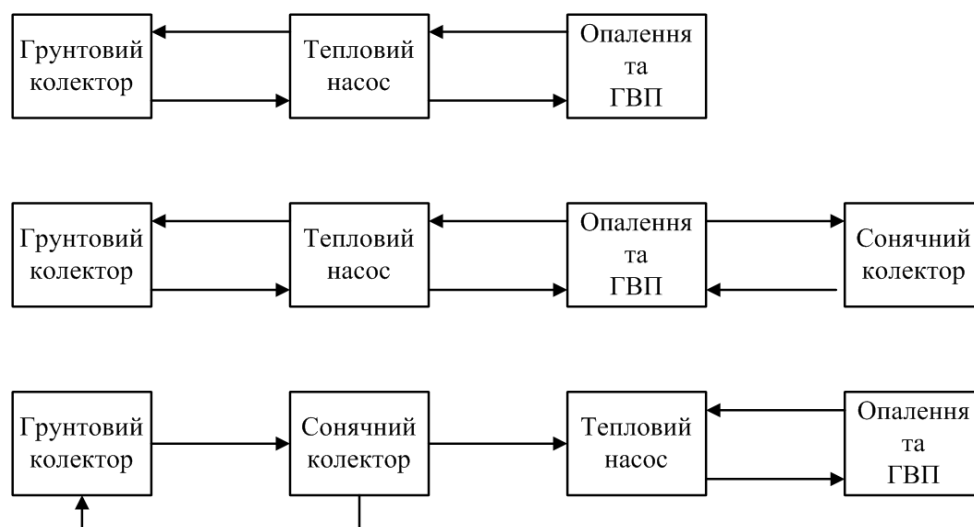


Рисунок 1. Варіанти включення сонячних колекторів до системи опалення та ГВП

Головною задачею дослідження є порівняльний аналіз систем теплопостачання з використанням сонячних колекторів, порівняння режимів роботи:

1. Тепловий насос
2. Тепловий насос з паралельним включенням сонячних колекторів
3. Тепловий насос з послідовним включенням сонячних колекторів.

Перший режим роботи – це тільки тепловий насос без використання додаткового обладнання, другий режим характеризується включенням сонячних колекторів для виробництва додаткової кількості теплоти для потреб опалення та гарячого водопостачання, третій режим – включення сонячних колекторів послідовно між геотермальним контуром та тепловим насосом, для підвищення температури холодоносія та додаткової регенерації ґрунтів.

Продуктивність геліосистеми в більшій ступені залежить від його здатності компенсувати втрати між теплоносієм та навколишнім середовищем. В разі паралельного включення сонячних колекторів температура теплоносія на вході до колекторів визначається температурою у буферній ємності. В той самий час при послідовному включенні температура визначається температурою холодоносія на виході з геотермального теплообмінника. Оскільки ця температура є нижчою ніж у буферній ємності сонячного колектору можна очікувати підвищення продуктивності геотермального контуру.

"Енергетична стратегія України на період до 2035 року" передбачає радикальні зміни у структурі джерел тепла. Головним фактором, який обумовлює ці зміни, є різке зростання світових цін на природний газ, нафту та нафтопродукти. Тому прогнозується поступова заміна газових котлів та ТЕЦ, що в даний час забезпечують велику частку виробництва теплової енергії новими технологіями, включаючи використання природного тепла, відновлювальних джерел енергії (сонячна, вітрова, вода, геотермальне тепло) та, особливо, теплових насосів. Результати дослідження схемних рішень теплового насоса з відновлюваними джерелами енергії показали істотне підвищення ефективності теплового насоса, що працює в парі з сонячними колекторами. Було визначено ефективність сонячного колектора та розраховано оптимальний кут нахилу. За результатами дослідження температура нагнітання R410 ідеально підходить для застосування у виробництві виробництві гарячої води. В послідовному режимі роботи можливе підвищення енергоефективності системи на 8-12% за рахунок підвищення температури холодоносія, підігріваємого сонячною енергією. Більш перспективною є використання системи теплового насоса в паралельному режимі, оскільки можливо частково, або повністю задовільнити потреби в гарячому водопостачанні в літню пору року.

ІЗОТЕРМІЧНІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ В УКРАЇНІ

В. Гайдаржи, бакалавр ОНАХТ, м.Одеса

Збільшення обсягів виробництва харчової продукції, яка потребує, для зберігання якості, дотримання відповідних умов транспортування, викликає конкуренцію між перевізниками. Адже конкурентоспроможним, у сучасні динамічні середі, може бути тільки якісний і вчасно доставлений продукт, процес доставки має повністю відповідати таким логістичним концепціям, як «точно в термін» (just-in-time) і «від дверей до дверей». [1]

Автомобільний холодильний транспорт, що забезпечує високу швидкість доставки, буде все більш широко застосовуватися для постачання населення приморських і більш віддалених від рибальських портів міст свіжої та охолодженої рибою. Роль рефрижераторного транспорту в Україні безперервно зростає в зв'язку зі зростанням обсягу внутрішніх та міжнародних перевезень швидкопсувних продуктів, що характерно для всіх економічно розвинених країн.

У зв'язку з такими умовами використання, холодильні транспортні засоби повинні відповідати вимогам національних і міжнародних стандартів. Наприклад, міжнародна угода про транспортування швидкопсувних харчових продуктів в спеціальних транспортних засобах, прийняте Економічною комісією ООН для Європи, наказує використовувати класифіковані і затверджені кошти для транспортування всіх видів заморожених продуктів в міжнародній торгівлі.

У наступний час ізотермічні напівприцепи використовують холодильні агенти HFC і HCFC типу. Дані холодильні агенти можуть приносити шкоди навколишньому середовищу в тому або іншому випадку.

Наша задача-це створити максимально екологічно чистий транспортний засіб, який виконує всі вимоги європейських екологічних норм.

Методи вирішення проблем:

1. Перехід на більш екологічно чисті холодильні агенти (R404-a → R452-A)
2. Використання ефективних дизельних двигунів зі зниженим рівнем викидів CO₂.
3. Впровадження повністю електричних транспортних рішень для регулювання температури.

Завдяки впровадженню нових методів вирішення екологічних проблем ми можемо створити екологічно безпечну установку, що дає нам можливість зменшити техногенний вплив на навколишнє середовище, адже це одна з найважливіших проблем людства.

Практична цінність даної роботи є аналіз та модернізація холодильної установки ізотермічного транспортного засобу та розробка нового холодильного обладнання, яке стане конкурентоспроможним на світовому ринку.

Література.

1. Ширяєва С.В. Конрад Т.І., Аналіз сучасного стану автомобільних і залізничних перевезень швидкопсувних вантажів в Україні. irbis-nbuv.gov.ua –

2014. – с.212-220 [електронний ресурс] URL: <https://www.google.com/irbis-nbuv.gov.ua>

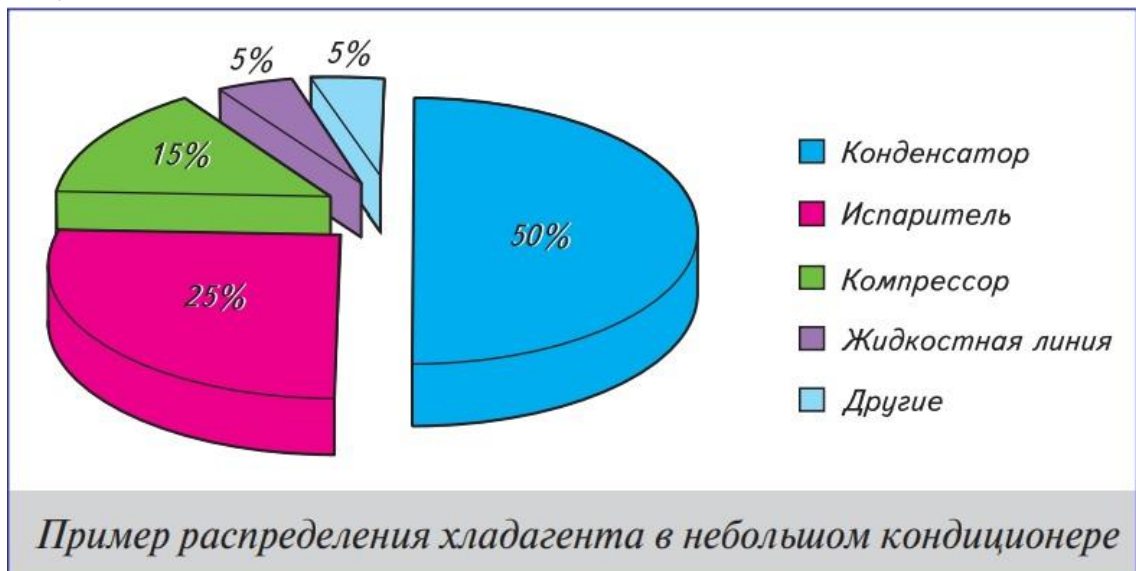
Науковий керівник: О.Ю.Яковлева, к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря, ОНАХТ

МІНІМІЗАЦІЯ ЗАПРАВКИ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ

Кушко Максим, магістрант групи ХМ-151м ОНАХТ, м. Одеса

Мінімальна заправка в системі охолодження - це мінімальна кількість холодоагенту, необхідного для стабільної роботи агрегату у всьому діапазоні можливих умов експлуатації. Вона залежить від конструкції пристрою, а також від робочих умов.

Мінімізація заправки в майбутньому холодильного обладнання є дуже важливою метою в розвитку холодильної техніки. Вона дозволяє скоротити прямі викиди газів-холодоагентів протягом усього терміну служби установки, а також скорочує викиди по всьому ланцюжку виробництва, транспортування та обслуговування холодоагенту. Крім того, зниження заправки холодоагенту має на увазі зниження питомої вартості та зменшення супутніх ризиків в разі холодоагентів з шкідливими властивості, такі як займистість або токсичність. Більшість HFC холодоагенти вважаються парниковими газами через високий коефіцієнта GWP, в той час як природні холодоагенти такі як аміак, повинні відповідати максимально допустимим витратам і строгим вимогам. Тому мінімізація заправки стає однією з найважливіших вимог для майбутнього холодильного обладнання.



Для водяних конденсаторів або випарників тенденція до мінімізації кількості холодоагенту реалізується застосуванням паяних пластинчатих теплообмінників. Якщо застосовується кожухотрубний теплообмінник, то вода повинна циркулювати в кожусі, а холодоагент - в трубах з малим діаметром, при цьому необхідно скоротити обсяг ко-

лекторів з тим, щоб кількість холодоагенту в них було на мінімальному рівні. Для систем високого тиску виробники вже розробили рішення з круглими пластинами, що дозволяють зберегти циліндричну форму кожуха (кожухопластинчасті теплообмінники). Спеціальні конструкції з алюмінієвими багатоканальними трубами і перехресним плином води показали дуже малі значення питомої заправки холодоагентом - від 20 до 30 г / кВт (для пропану і аміаку).

Висновки:

- Першою вимогою до систем зі зниженим об'ємом робочої речовини є висока герметичність, тому витоків необхідно наблизити до нуля.

- Мінімізація заправки холодоагенту знижує ризик значних витоків і, таким чином, вигідна як для зменшення викиди парникових газів і в цілях безпеки.

- Мінімізація заправки не може бути досягнута за рахунок збільшення споживання електроенергії пристроєм, тому що це призведе до більш високих непрямим викидам CO₂. Таким чином, необхідна повна оптимізація конструкції обладнання.

- Основним керівним принципом проектування для зниження заправки є мінімізація внутрішнього обсягу компонентів, що містять рідкий холодоагент (конденсатор, ресивер).

- Мінімізація заправки у випарник і особливо в конденсаторах призводить до використання невеликих труб з малими гідравлічними опорами і діаметром, нова технологія AL minichannel або системи паралельних пластин, такі як ті, які використовуються в VRHE.

- Виробники холодильного обладнання повинні працювати з виробниками компресорів, щоб мінімізувати витрату масла. Це потрібно для хорошої і безпечної мастила з метою економії масла і зменшення кількості холодоагенту, що міститься в ньому.

- Слід уникати використання ресивера з рідиною, якщо його єдиною метою є збереження частини холодоагенту в резерві для компенсації витоків або зберігання всього холодоагенту в системі під час обслуговування або ремонту, оскільки це значно збільшує загальний обсяг робочої рідини. При необхідності розміри лінійного ресивера слід підбирати дуже акуратно, щоб вони відповідали мінімально можливій заправці системи.

•Слід більш широко публікувати і поширювати результати досліджень і технологічних розробок по мінімізації витрат холодоагенту в холодильних системах.

Науковий керівник: Хмельнюк М. Г. д.т.н. проф. зав. каф. Холодильних установок і кондиціонування повітря

ВИКОРИСТАННЯ АБСОРБЦІЙНИХ ВОДО-АМІАЧНИХ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ В УМОВАХ НЕНАДІЙНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ ТА З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПОТЕНЦІАЛУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Клімкін В.О., студент ОТК ОНАХТ, м. Одеса

Семко А.С., студент ОТК ОНАХТ, м. Одеса

Проблематика та мета досліджень. Загальні світові тенденції останніх років змушують задуматись над використанням, так званих, ненадійних або низькопотенційних джерел енергії. Окрім того, регіони із нерозвиненою інфраструктурою, регіони, що потерпіли від військової агресії або стихійного лиха, часто не мають стабільного енергопостачання. При цьому використання холодильної техніки є вкрай необхідним для забезпечення найрізноманітніших потреб людини у кожній галузі її діяльності. У тому числі і у побуті. При розробці даної роботи були використані матеріали досліджень сучасних та зарубіжних науковців та фахівців, а також опитні матеріали дослідження роботи побутового холодильного ларя, що використовує низькотемпературний потенціал навколишнього середовища.

Результати досліджень. У якості побутових холодильних пристроїв абсорбційні холодильники використовуються вже давно і загально відомими є основні їх переваги, а саме:

- Робочим тілом побутових абсорбційно-дифузійних холодильних машин (АДХМ) є суміш води та аміаку із незначним додаванням вирівнюючого газу – водню, гелію, або їх суміші. Ці речовини є природніми і мають майже нульовий потенціал шкоди навколишньому середовищу (потенціал парникового ефекту).
- Побутові АДХМ безшумні, компактні, надійні, мають великий ресурс. Відсутні вібрація, магнітні та електричні поля при експлуатації.
- Можливість реалізації в одному агрегаті АДХМ декількох джерел теплової енергії для приведення його у дію. Наприклад: електрика, теплота згоряння органічного палива, сонячна енергія, теплота вихлопних газів двигунів внутрішнього згоряння, тощо.

- Можливість роботи агрегату в умовах неякісного електропостачання при падінні напруги значно нижче номінальної.
- Нижча вартість за паро-компресійні аналоги.
- Можливість використання низькотемпературного потенціалу навколишнього середовища для зменшення коефіцієнту робочого часу та енергозбереження в період простою.

В роботі проаналізовані конструкції стандартних та модернізованих побутових АДХМ у звичайному, транспортному та туристичному виконаннях різних виробників, що представлені на світовому ринку. За матеріалами наукових публікацій, дисертаційних досліджень та за порівняльними характеристиками, складеними для паро-компресійних та абсорбційно-дифузійних холодильних побутових машин, було виявлено один суттєвий недолік АДХМ, а саме високу інерційність системи навіть при вирішених проблемах із регулюванням холодопродуктивності в сучасних моделях.

Висновки:

1. АДХМ побутового, транспортного та туристичного призначення є актуальними та затребуваними на ринку.
2. Оскільки обладнання спроектоване на подолання «жорсткого» режиму роботи, воно має завищені показники, що дає можливість використовувати його з більшою економією з точки зору стану робочого тіла в теплообмінних апаратах.
3. Ефективна система автоматизації дозволяє як позиційно, так і плавно регулювати продуктивність обладнання у сталому та пусковому режимах, приводячи малі АДХМ до класу енергозбереження А+, А++.
4. При реалізації ефективного зв'язку між теплопоглинаючими а теплорозсіюючими елементами машини можливе сезонне використання низькотемпературного потенціалу навколишнього середовища.

Література

1. Титлов О. С. Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов : дис. докт. техн. наук / Титлов Александр Сергійович – Одеса, 2008. – 359 с.
2. Селіванов А. П. Абсорбционные холодильные аппараты сезонного типа. Современное состояние и тенденции развития. / Артем Павлович Селіванов. // Збірник наукових праць національного університету кораблебудування, Миколаїв. – 2013. – №5. – С. 82–88.
3. Василів О. Б. Оптимизация режимов работы аппаратов различного функционального назначения с абсорбционно-диффузионными холо-

- дильними машинами : дис. канд. техн. наук / Василів Олег Богданович – Одеса, 1998. – 396 с.
4. Мазур Л. С. Техническая термодинамика и теплотехника / Людмила Семёновна Мазур. – Москва: ГЭОТАР-МЕД, 2003. – 354 с.
 5. Скороход В. В. Матеріалознавство і технологія матеріалів / Володимир Володимирович Скороход. – Київ: Академперіодика, 2005. – 552 с. – (До 100-річчя академіка І.М. Францевича).
 6. Засядько Я. І. Енергозаощадження при виробленні штучного холоду методом акумулювання холоду / Я. І. Засядько, О. Ю. Пилипенко // Підвищення енергоефективності та стимулювання використання відновлюваної енергії в агро-харчових та інших малих та середніх підприємствах (МСП) України / Я. І. Засядько, О. Ю. Пилипенко. – Київ: ЮНІДО, 2015.
 7. Селіванов А. П. Перспективы применения сезонных холодильников / Артем Павлович Селіванов. // Збірник наукових праць молодих учених ОНАХТ. – 2008. – С. 98–100.
 8. Очеретяний Ю. О. Сравнительный анализ энергопотребления бытовых абсорбционных холодильников / Ю. О. Очеретяний. // Збірник наукових праць молодих учених ОНАХТ. – 2008. – С. 100–102.
 9. Іщенко І. М. Проблемы создания непрерывной холодильной цепи для фермерских и крестьянских хозяйств Украины на базе теплоиспользующих абсорбционных холодильных машин / І. М. Іщенко. // Збірник наукових праць молодих учених ОНАХТ. – 2008. – С. 102–104

Науковий керівник, викладач вищої категорії ОТК ОНАХТ, Селіванов А.П.



ТРАНСПОРТУВАННЯ ЗРІДЖЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ МОРСЬКИМ ТРАНСПОРТОМ

Г.В. Міньков, бакалавр ОНАХТ, м.Одеса

Навіщо потрібні поставки СПГ. Перевезення СПГ обходиться значно дорожче, ніж поставки газу по трубопроводах, і на перший погляд може здатися, що бізнес-ніша, пов'язана з транспортуванням скрапленого газу, істотно програє трубопровідним постачання або навіть взагалі виглядає неконкурентоспроможною.

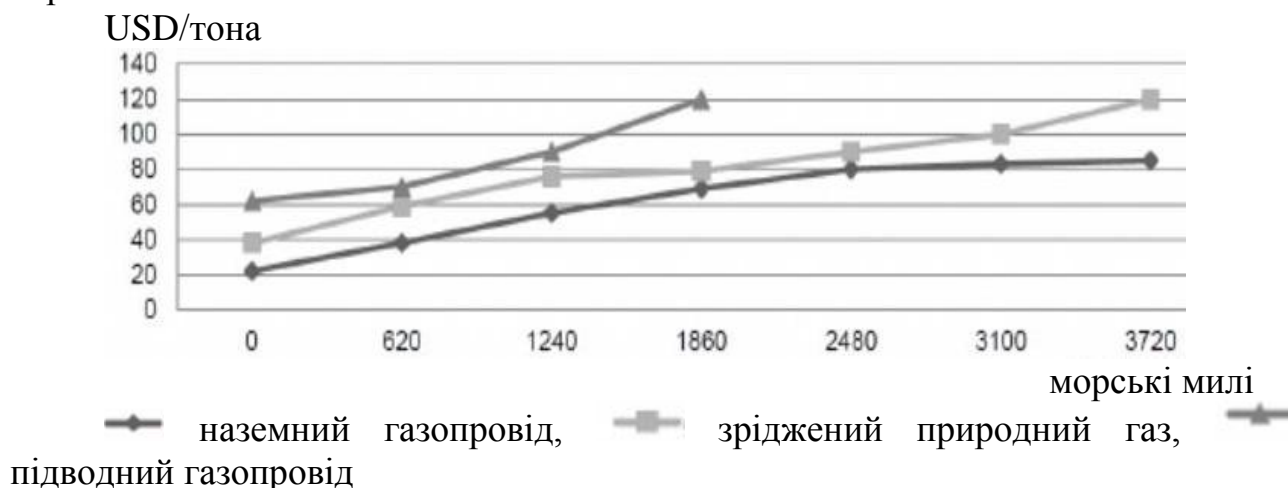


Рис.1 Транспортні витрати при транспортуванні газу в залежності від відстані

Незважаючи на очевидну витратність транспортування СПГ в порівнянні з традиційною доставкою газу по трубах, перевезення зрідженого палива необхідні. Наприклад, споживачами катарського газу є країни Азіатсько-Тихоокеанського регіону, а прокладка газопровідної магістралі через океан є технічно важко здійснюваною завданням з колосальними витратами. (Див. Рис.1) Мало того, при певних умовах танкерні перевезення можуть бути навіть дешевше, ніж трубопровідні поставки. Залежність зростання вартості перевезення СПГ від збільшення відстані значно менша, ніж у випадках, пов'язаних з необхідністю будівництва нових магістральних газопроводів. Також перевезення зрідженого газу не так жорстко прив'язані до конкретних пунктів призначення - кораблі можуть заходити в будь-який пристосований для прийому палива порт. Це підтверджується словами керівника компанії «Новатек» Леоніда Міхельсона. Він зазначає, що, хоча початкові вкладення в СПГ-інфраструктуру вище, ніж в сферу трубопровідного транспорту, доставка палива великими танкерами в результаті виявляється вигідніше.

Раніше все інновації були спрямовані на вирішення проблеми місткості танкерів і були досягнуті значні цифри 210-260 тис. Кубометрів. Зараз же більшу роль почав грати географічний фактор: портові, каналні потужності і гли-

бини, клімат. Розробка родовищ в арктичних і субарктичних районах зумовила необхідність створення танкерів, здатних ходити в льодових умовах. Крім того, відбувається постійне поліпшення системи зберігання СПГ на борту.

На сьогоднішній день в світі існує більше 400 судів, здатних перевозити СПГ, на ринку суднобудування яких, переважають такі країни як: Південна Корея, Японія, Китай і країни ЄС. З огляду на особливу небезпеку вантажу і специфічні конструктивні особливості СПГ - танкерів, необхідно виконати цілий ряд науково-технічних заходів і досліджень з розробкою практичних правил системи управління гарантованою безпекою СУБ.

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

ПРОБЛЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДАТА-ЦЕНТРІВ.

Р.В. Климашенко, магістрант, ОНАХТ, м. Одеса

Ще кілька років тому сама необхідність організації в дата-центрах холодних і гарячих коридорів викликала суперечки. Сьогодні, з огляду на постійно зростаюче теплове навантаження в ЦОД, яке виникає через зростаючий потенціал обчислювального обладнання, створення термічних коридорів не викликає сумнівів.

Для стабільної, нормальної роботи самого важливого - ІТ обладнання - необхідно забезпечити комфортні умови: перш за все, відвести тепло, що виділяється ІТ обладнанням, забезпечити відносну вологість повітря в межах $50 \pm 10\%$, створити умови для роботи систем безпеки, і умови для роботи обслуговуючого персоналу. [1,2]

За даними американської некомерційної організації Uptime Institute, тільки 40% повітря, виробленого кондиціонером в ЦОД, потрапляє безпосередньо на обчислювальне обладнання. Мається на увазі традиційна схема з використанням зальних кондиціонерів і фальшпідлоги. Якщо ж використовується модель, при якій холодне повітря подається хвилиною в коридор, максимальне навантаження на стійку 3кВт. Це означає, що кліматична система витрачає 32% від загальної кількості електроенергії, головним чином, на охолодження навколишнього середовища.

При цьому, за даними Gartner, на частку кондиціонування доводиться до половини всіх енерговитрат дата-центру.

Галузевий консорціум Green Grid розглядає впорядкування повітряних потоків як «відправну точку для реалізації програми економії електроенергії в дата-центрах». Однак в існуючих ЦОД вибір тієї чи іншої методики пов'язаний з певними обмеженнями.

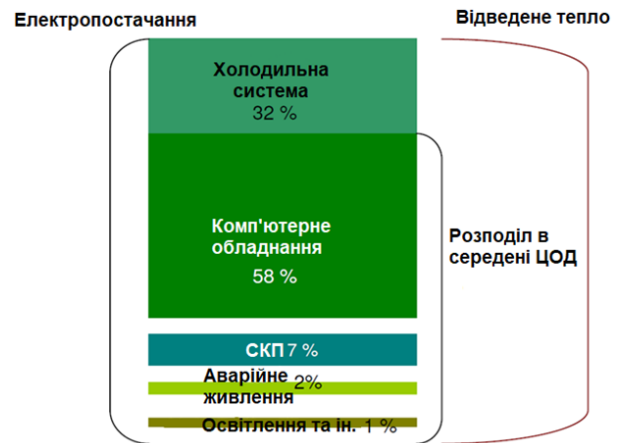
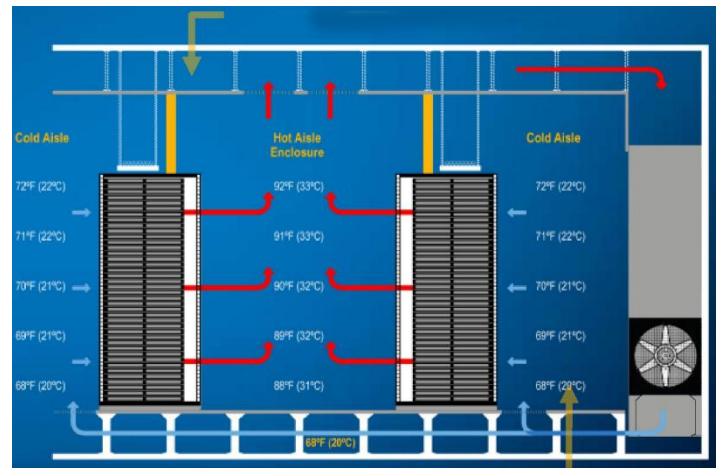
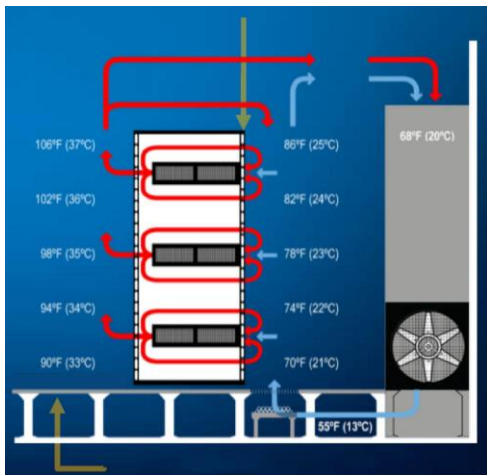


Рис. 1. Розподіл енергії в середині центру обробки даних



а)

б)

Рис. 2. Розподілення повітря на гарячі та холодні коридори: а) не використано розділення на гарячі та холодні коридори; б) Контейнери для «гарячого» повітря та подача холодно повітря через фальш підлогу.

Що дає ізоляція повітряних потоків? За рахунок ліквідації зон локального перегріву підвищується надійність роботи ІТ-обладнання; зменшення рециркуляції гарячого повітря дозволяє досягти потужність більше 25 кВт на серверну стійку, завдяки більшій різниці температур холодного повітря, що подається і нагрітого поворотного повітря можна збільшити холодопродуктивність, топ то система охолодження видає свій максимум.

Оцінка і обстеження об'єкта на предмет ізоляції гарячих і холодних коридорів і взагалі повітряних потоків, безумовно, необхідні. За даними Vertiv, ефективність охолодження підвищується до 30%, споживана потужність системи кондиціонування знижується до 60% [1]. Холодне повітря повністю заповнює простір коридору, що забезпечує однакову температуру по всій висоті. Тим самим уникають перегріву в верхній частині стійки. Дві третини виходів з ладу серверів відбувається саме у верхній третині стійки.

Література

- 1) Р. В. Климашенко. Дослідження та розробка енергоефективної системи комбінованого виробництва холоду, електроенергії та тепла для центру обробки даних на R717. Всеукраїнський конкурс студентських наукових робіт. URL: <https://pstu.edu/uk/blog/2019/03/28/вітаємо-переможців-всеукраїнського/>
- 2) Klimashenko. R., Yakovleva O.Y, Ostapenko A.V., ENERGY-EFFICIENT SYSTEM DESIGN FOR THE DATA CENTER COOLING AND HEATING WITH REDUCING ENVIRONMENTAL IMPACT. VIII International Scientific and Technical Conference "Kazakhstan-Refrigeration 2018" pp.234-240

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

ІНТЕЛЕКТУАЛЬНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ХОЛОДИЛЬНИМ ПІДПРИЄМСТВОМ

Селіванов І.О., бакалавр, Абрамова О.В., бакалавр

ДонНУЕТ імені Михайла Туган-Барановського, м. Кривий Ріг

За останні п'ять років в системі виробництва холоду та холодопостачання на холодильних підприємствах України досягнуто значний прогрес в сфері корпоративного переозброєння. Впроваджуються автоматизовані системи керування холодильними машинами та технологічними процесами холодопостачання на основі сучасної холодильної техніки. Інноваційні технології виробництва холоду вимагають від проєктантів розробки систем управління холодильними установками та контролю робочих характеристик холодильних камер для різних продуктів харчування. Отже необхідно розробляти сучасні системи інтелектуального керування технологічними процесами виробництва холоду. Таким чином, створення наукових основ і розробка сучасних типових систем інтелектуального управління підприємствами-холодильниками на основі досягнень нейрофізіології, теорії управління, інформаційних технологій, мехатроніки і мікропроцесорних систем є актуальними і своєчасними завданнями, що стоять перед науковцями України.

Під інтелектуальною системою управління підприємством-холодильником та його холодильних камер будемо розуміти об'єднану інформаційним процесом сукупність технічних засобів і програмного забезпечення, які працюють у взаємозв'язку з людиною (колективом людей) або автономно, і яка на основі знань про технології виробництва холоду і процеси управління холодопостачанням на рівні підприємства. При наявності мотивації система синтезує основну ціль підприємства-холодильника мінімізацію енергозатрат і знаходить раціональні способи її досягнення шляхом оптимізації ресурсів. Розглянемо структуру інтелектуальної системи, яка представлена на рисунку 1. На основі інформації з датчиків Д1, Д2, Дп про стан холодильного середовища в камерах підприємства-холодильника, яка надходить через інформаційну шину, створено базу даних, базу знань, базу продукцій синтезується ціль, яку в сукупності з іншими даними розуміє динамічна експертна система.

Остання з використанням бази знань проводить експертну оцінку, на основі якої приймаються рішення про забезпечення температурних режимів холодопостачання і прогнозуються необхідні температури в холодильних камерах підприємства-холодильника (акцептор дій). У відповідності з прийнятим рішенням розробляється керування, тобто синтезується той чи інший алгоритм або закон керування, який реалізується за допомогою різних виконавчих органів і впливає прямо на об'єкт управління.

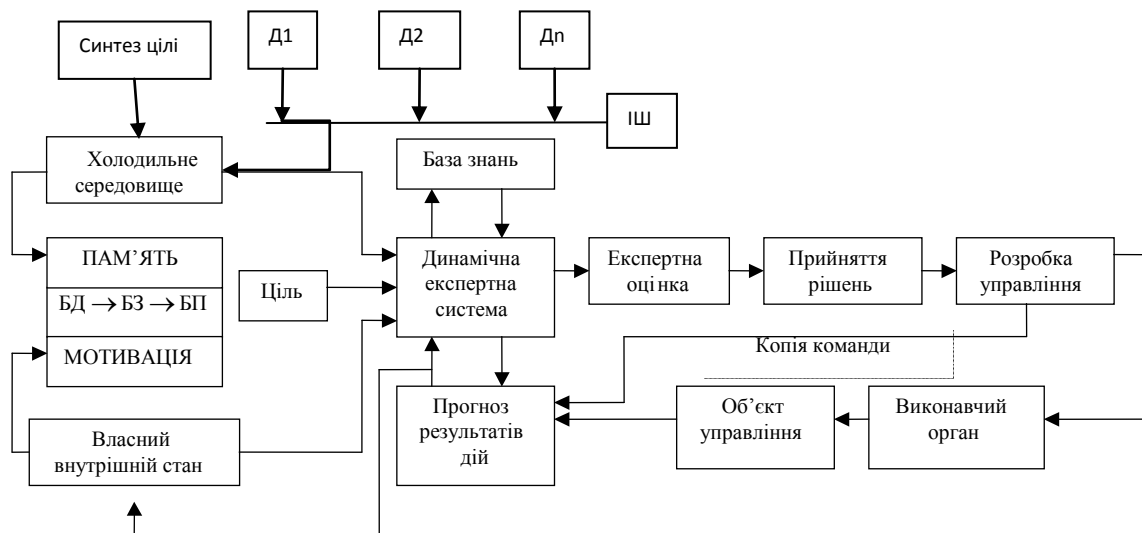


Рисунок 1. Структура інтелектуальної системи управління підприємством-холодильником

Результати цього впливу порівнюється з прогнозованими (механізм зворотного зв'язку, акцептор дій). При невідповідності поточних результатів робочих характеристик передачі холоду в камери холодильника виконується нова експертна оцінка і приймається рішення, розробляється і реалізується управління, яке знімає цю невідповідність. При відповідності результатів підтверджується первинне управління і якщо відповідальність не досягнута, то тоді уточнюється ціль. Дана структура інваріанта до об'єкту управління і має універсальний характер. Динамічна експертна система виконує розрахунок, оптимізацію, прогноз і моделювання процесів холодопостачання, а тому повинна мати високу швидкість обробки інформації.

Джерелом збурень для інтелектуальної системи управління підприємством-холодильником є зовнішнє середовище, а функціонування системи холодопостачання повинно забезпечити в кінцевому результаті мінімізацію витрат електроенергії.

Однією із фундаментальних проблем сучасних інтелектуальних систем є розробка адекватних природі виробництва холоду і технологій холодопостачання математичних моделей і програмних продуктів, які забезпечують оптимальні режими збереження м'ясопродуктів, морепродуктів та овочів.

*Наукові керівники: Хорольський В.П., д.т.н., проф. кафедри загальноінженерних дисциплін та обладнання ДонНУЕТ
Омельченко О.В. к.т.н., в.о. зав. кафедри загальноінженерних дисциплін та обладнання ДонНУЕТ*

АНАЛІЗ СЕЗОННОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ТА ОПАЛЕННЯ НА БАЗІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ У КОМБІНАЦІЇ З ВДЕ

Сазанський А.Р., магістрант, ІХКЕ, ОНАХТ

Проблеми економії енергоресурсів є особливо важливими в сучасний період розвитку нашої країни. Вартість палива та теплової енергії росте і ця тенденція прогнозується на майбутнє. Разом з тим постійно та швидко росте об'єм споживання енергії. Енергоємність національного доходу в нашій країні в декілька разів вища, ніж в розвинених державах.

В зв'язку з цим очевидна важливість виявлення резервів зниження енерговитрат. Одним з напрямків економії енергоресурсів є реалізація енергозберігаючих заходів при роботі систем ТГВ (теплопостачання, опалення, вентиляція та кондиціонування повітря) необхідно, щоб максимально можливе зниження витрат енергії на роботу систем теплопостачання, вентиляції будівель стало однією з основних задач, розв'язувальних при проектуванні і експлуатації цих систем.

Було проведено дослідження трьох систем за період роботи 1 рік виходячі з розрахунковим місячних температур навколишнього середовища.

Системи боло проаналізовано трьома способами: за COP, використання якого може дати уявлення про продуктивність теплонасосної установки, SPF – сезонна продуктивність системи в цілому, та ексергетичний ККД – дає уявлення про ефективність як системи в цілому так і окремих її елементів.

COP в режимі охолодження:

COP в режимі теплового насосу:

COP для всієї системи опалення

$$\dot{Q}$$

$$COP_c = \frac{K}{N_e + N_H + N_B}$$

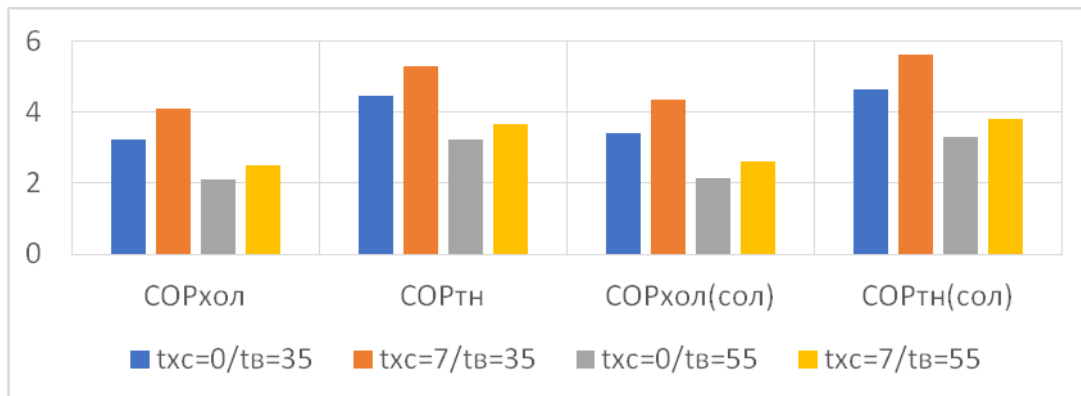


Рис. 1 Коефіцієнт перетворення для різних режимів роботи

Можна бачити, що для всіх систем COP значно знижується в літній період через те, що все теплове навантаження складається за системи ГВП. COP системи в паралельному режимі має найнижчий показник у порівнянні до інших режимів. Це обумовлено одночасною роботою геліосистеми та теплового насосу що призводить до більш високих температур води на вході до теплового насосу Одним з недоліків систем є також недосконалість системи керування, оскільки тепловий насос контролюється окремо від геліосистеми він буде працювати незалежно від того достатньою є продуктивність геліосистеми чи ні.

Сезонний коефіцієнт продуктивності (SPF) застосовується тільки до теплових насосів.

Це показник того, наскільки ефективно працює ваш тепловий насос. Простіше кажучи, чим вище значення вашого SPF, тим більше енергоефективність вашої системи.

SPF - це показник ефективності роботи системи опалення електричного теплового насоса протягом року. Це співвідношення поданої теплоти до загальної електричної енергії, що постачається протягом року.

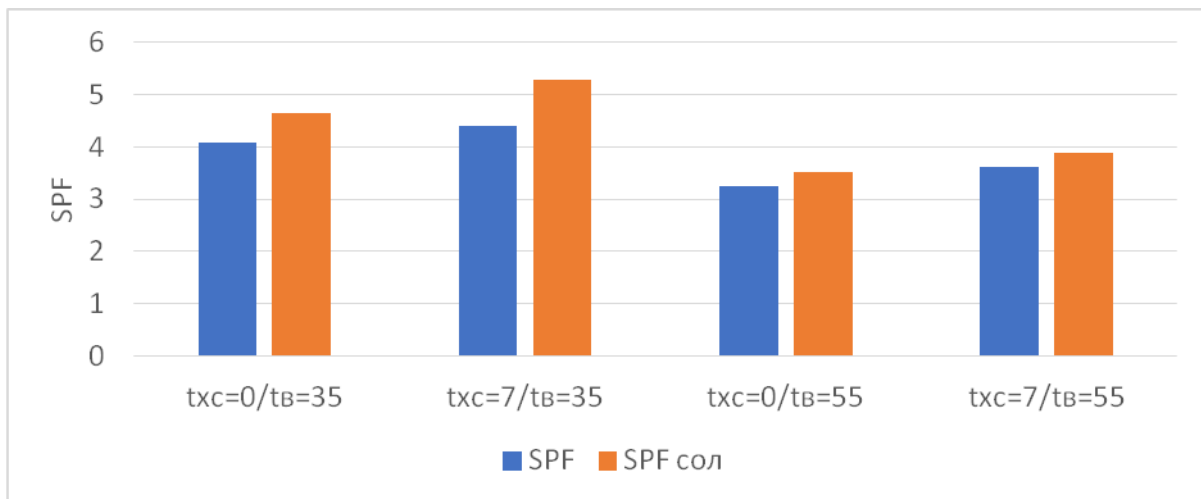


Рис. 2 Коефіцієнт сезонної ефективності для різних режимів роботи

Зростання цін на енергоресурси та наявність нових технологій дають можливість реалізації альтернативних рішень для опалення та охолодження. Сонячна тепла система дозволяє збільшити температуру виході з наземного теплообмінника і, отже, збільшити COP системи теплового насоса на 4-6% (залежно від робочого режиму). Зростання COP обумовлене зменшенням електричної потужності теплового насоса через підвищення температури сонячного колектора. Сонячний тепловий колектор має можливість зменшити виснаження свердловини і може бути використаний для регенерації наземного теплообмінника під час старту теплового насоса. Південний регіон України має великий потенціал для використання сонячної енергії із сонячним випромінюванням 1100-1300 кВт*г / м².

СПОСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ ТА ЗМІНИ ТИСКУ КОНДЕНСАЦІЇ В ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМАХ

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

Регулювання тиску конденсації за допомогою зміни показників контуру холодильного агента проводиться шляхом установки ряду автоматичних клапанів, що викликають затоплення батареї конденсатора зі зниженням площі активної поверхні теплообміну і відповідним зниженням вироблюваної холодної потужності.

Для регулювання і перекриття потоку холодильного агента через конденсатор можуть використовуватися різні поєднання клапанів, з одночасним обводом газу на випуску безпосередньо в накопичувач рідини для підтримання встановленого тиску конденсації (рис. 2). При нормальних значеннях температури зовнішнього середовища клапан обвіда (bypass) закритий, і холодильний агент вільно проходить через конденсатор. При низьких температурах зовнішнього середовища забезпечується затоплення конденсатора, що дозволяє забезпечити плавну зміну робочих показників зі збереженням постійного тиску конденсації

Проте, подібні системи вимагають наявності більшої кількості холодильного агента в контурі, ніж при роботі в нормальних умовах, що в ряді випадків обумовлює необхідність встановлення відповідного накопичувача рідини. Якщо кількості холодильного агента недостатньо для затоплення конденсатора, клапан обвіда (bypass) нагрітого газу може залишатися тривалий час відкритим, що призводить до неполадок в терморегулювальному клапані.

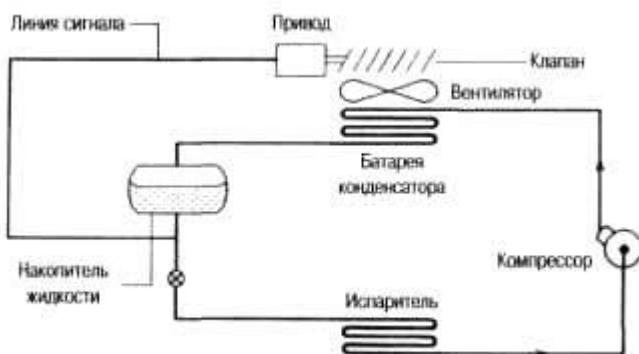


Рис. 1. Схема установки повітряного клапана на конденсаторі з повітряним охолодженням з осьовим вентилятором.

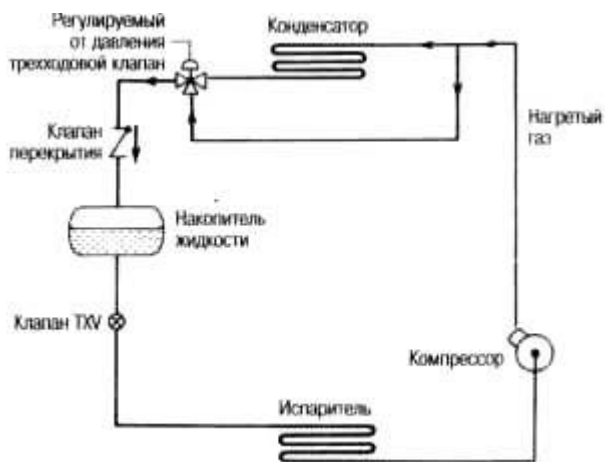


Рис. 2. Схема типового контура холодильного агента, що дозволяє виробляти затоплення холодильним агентом батареї конденсатора для регулювання тиску конденсації.

Обвід (bypass) проводиться з використанням триходового клапана, що змінює обсяг подачі газу в конденсатор в залежності від умов зовнішнього середовища і функціонування. Якщо ж навпаки, кількість холодильного агента в контурі занадто велике, може виявитися неможливим твір продувки (pump-down) з утриманням холодильного агента в накопичувачі і конденсаторі (якщо така дія передбачено).

Нарешті, необхідно враховувати, що під час зупинки при низьких температурах зовнішнього середовища холодильний агент прагне мігрувати в конденсатор, якщо він більше охолоджений, ніж інші компоненти контура. В результаті можуть виникати серйозні неполадки при подальшому запуску. Для їх відвертання використовуються різні методи:

- шунтування реле низького тиску з використанням реле часу для того, щоб тиск в контурі міг досягти величини, установки, що дозволяє забезпечити нормальне функціонування;
- обвід (bypass) газу на випуску з компресора безпосередньо в накопичувач рідини при запуску, що дозволяє зробити обвід конденсатора до досягнення необхідного тиску;
- установка на поверхні накопичувача рідини ізолюваного електронагрівача для підтримки усередині нього температури, що відповідає тиску насичення із забезпеченням вступу рідкого холодильного агента у випарник при запуску. Нагрівач може управлятися від термостата, а повернення рідини в конденсатор може бути відвернене за допомогою перекидаючого клапана.

Слід уточнити, що, якщо конденсатор з повітряним охолодженням оснащений контуром переохолодження рідкого холодильного агента, краще не використовувати накопичувач. Дійсно, коли холодильний агент поступає безпосередньо з конденсатора в накопичувач, пароутворення, що відбувається в ньому, частенько зводить "нанівець" ефект переохолодження. Установка накопичувача виправдана у разі його використання як резервуару накопичення при проведенні робіт по технічному обслуговуванню, і при відключенні його під час функціонування установки.

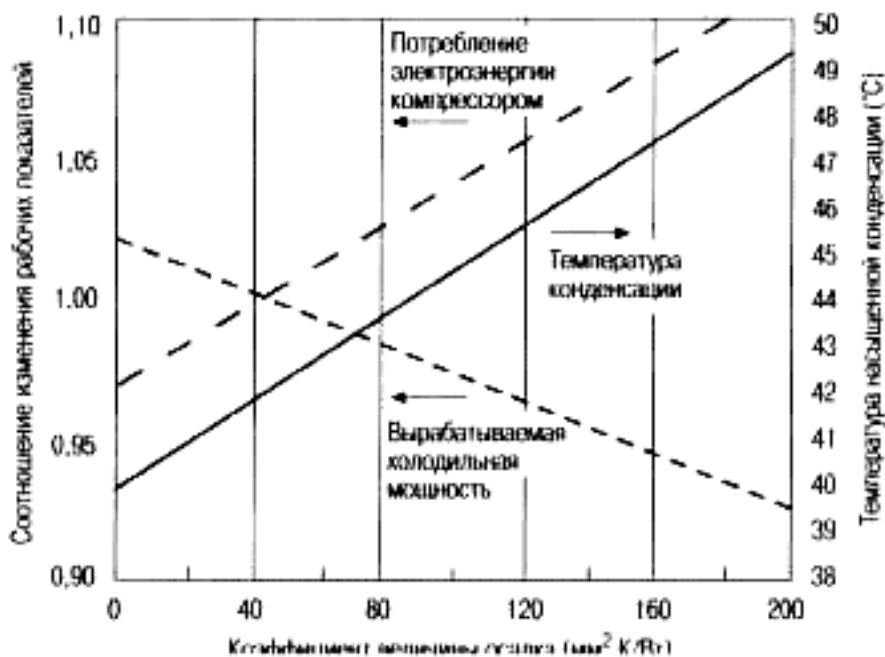


Рис. 3. Вплив коефіцієнта забруднення трубок конденсатора на робочі показники холодної групи : при зростанні коефіцієнта величини осаду температура конденсації і споживана електроенергія підвищуються при одночасному зменшенні потужності, що виробляється.

На тиск конденсації впливають різні чинники. В результаті експериментальних досліджень для повітряного конденсатора були отримані наступні результати (рис. 4 - 6) :



Рис. 4 Зміна витрат повітря в залежності від його зовнішнього забруднення (імітування заслоном частини прохідного переріза конденсатора).

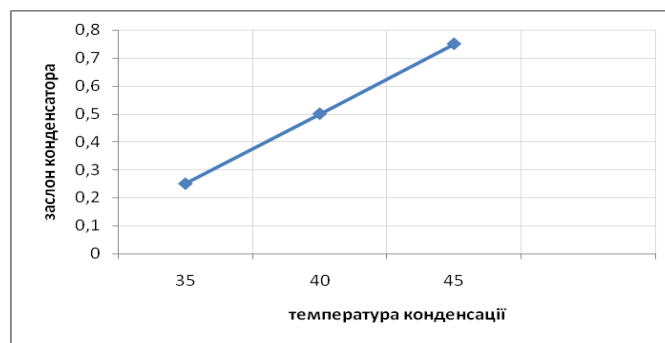


Рис. 5 Зміна температури конденсації в залежності від його зовнішнього забруднення (імітування заслоном частини прохідного переріза конденсатора).

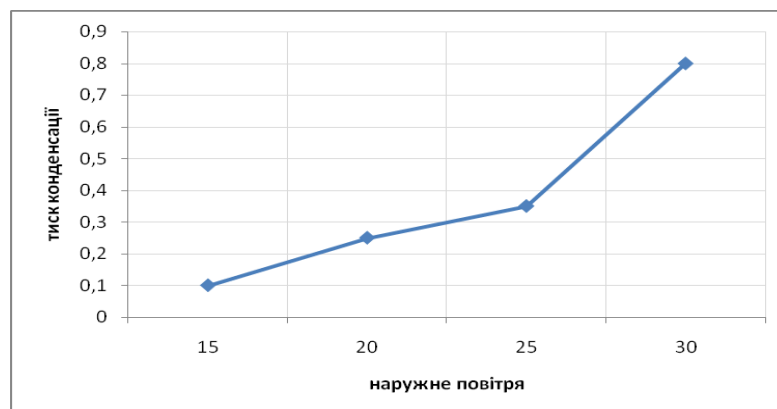


Рис. 6 Зміна тиску конденсації в залежності від температури зовнішнього повітря.

Науковий керівник: Подмазко О.С., доцент., к.т.н., кафедра Холодильні установки і кондиціювання повітря, ОНАХТ

ОХОЛОДЖЕННЯ ГІДРОАБРАЗИВНОГО СТРУМЕНЯ ДЛЯ РОЗРІЗАННЯ ЗАМОРОЖЕНИХ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

Островчук О.О., магістрант

ДонНУЕТ імені Михайла Туган-Барановського, м. Кривий Ріг

Різання харчових продуктів гідроструменем є дуже складним технологічним процесом, що визначається цілим рядом специфічних особливостей. На даний момент як теоретичний, так і практичний аспекти цього питання до кінця не систематизовані, що пояснюється безпосередньо складністю моделювання процесу взаємодії різального струменя із зразком, що розрізається. Фізичний механізм розрізання харчових продуктів (включаючи і продукти високого заморожування) струменем рідини повинен давати узагальнене уявлення про фізичні закономірності процесу різання.

Різальне обладнання яке використовують в харчовій промисловості, повинне відповідати загальним вимогам, це високий показник зносостійкості, максимальна продуктивність і забезпечення необхідної якості продукції, різальний інструмент повинен мати мінімальні енергетичні витрати, габарити, масу і універсальність. Рішенням цієї задачі є використання в харчовій промисловості гідро- і гідроабразивних технологій, в яких різальним елементом є струмінь рідини, який може містити абразивні матеріали. Останні літературні дані свідчать про те, що наші сучасні уявлення про процес гідрорізання замороженого м'яса, особливо в умовах низьких температур, далекі від досконалості. Це обумовлює нерозуміння спостережуваних явищ як при витіканні робочої рідини із струмоформуєчої голівки, так при взаємодії тонкого високошвидкісного гідроструменя із замороженим м'ясом, що розрізається, і часто породжує масу непорозумінь і помилок при інтерпретації експериментальних результатів. У гідродинаміці розрізання твердих харчових продуктів здійснюється перехід від накопичення експериментальної інформації до розуміння суті процесу гідрорізання і встановлення основних його закономірностей. Для вирішення поставленого технічного завдання по розрахунку устаткування для гідроріжучої установки, потрібне встановлення закономірностей процесу гідрорізання замороженого в широкому інтервалі низьких температур м'яса при зміні властивостей різального гідроструменя. Аналіз результатів досліджень різання високошвидкісним гідроструменем різних харчових продуктів дозволяє говорити про перспектив-

ність технології гідрорізання, особливо, для розрізання продуктів харчування, заморожених до мінус 25 °С і нижче, аж до температури кипіння рідкого азоту – мінус 195,8 °С, оскільки при таких температурах традиційними методами це зробити практично неможливо.

Для вирішення задачі запропоновано у якості робочого різального інструменту використовувати трьохкомпонентні абразивно – рідинні струмені. Ідея застосування таких струменів полягає в комплексній модифікації, що включає одночасне додавання в струмінь чистої води як абразивних матеріалів, так і пари азоту, яка вносить в процес різання харчових продуктів цілий ряд можливостей, що сприятливо впливають на ефективність і якість технологічного процесу. Розрізання замороженого м'яса досягається за рахунок використання енергії трикомпонентної робочої рідини з двома видами абразивного матеріалу, обумовлене тим, що при охолодженні струменя до $t=0^{\circ}\text{C}$ в робочій рідині відбувається генерація кристалів льоду. Останні виконують функцію абразивного матеріалу, і разом з подачею харчової соди в камеру змішення обумовлюють значне збільшення глибини різку в м'ясі. Також пониження температури призводить до значного зниження швидкості розчинення харчової соди у воді, а, отже, збільшує ефективність методу розрізання трьохкомпонентним струменем рідини при зниженій витраті соди. При цьому забезпечуються якісніші параметри процесу різання; різання, що позитивно відбивається на глибині і швидкості, продуктивності в цілому.

Було виявлено, що водокрижаний струмінь має проміжну структуру між гідроабразивним струменем і струменем чистої води. Було встановлено, що водяний струмінь має активну ділянку по осі струменя; гідроабразивний струмінь є потоком розігнаних абразивних часток, рівномірно розподілених по перерізу струменя, тоді як водокрижаний струмінь має і активну ділянку по осі, і розігнані крижані частки по периферії. На підставі цих фактів можна зробити припущення, що комплексне використання декількох абразивних матеріалів в трикомпонентному середовищі підвищує щільність і енергетичні можливості струменя по усьому її перерізу.

Узагальнення отриманих експериментальних результатів дозволило встановити фізичний механізм взаємодії трьохкомпонентного струменя із замороженим м'ясом, який полягає в тому, що розрізання м'яса струменем робочої рідини обумовлене: дією динамічного тиску гідроабразивного (трьохкомпонентного струменя з двома видами абразивного матеріалу – частками соди і льоду) і водяного струменів; «гідравлічним клином»; ударами окремих часток абразиву (частинок з кристалів льоду і харчової соди), розігнаних водяним струменем до

звукових і надзвукових швидкостей; гідродинамічною кавітацією, що знижує міцність замороженого м'яса із-за пульсуючого навантаження, що виникає при цьому (процес утворення в струмені бульбашок, згортання їх при взаємодії з поверхнею замороженого м'яса, що призводить до його ерозії кавітацією).

*Науковий керівник: А.В. Погребняк, д. т. н., професор кафедри
загальноінженерних дисциплін та обладнання
ДонНУЕТ імені Михайла Туган - Барановського, м. Кривий Ріг, Україна*

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ЗА РАХУНОК УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ

Ненов М.Г., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

На корисну ефективну роботу двигуна витрачається тільки частина теплоти, що виділяється при згоранні палива. Решту частини теплоти складають втрати з середовищем, що охолоджує, і відпрацьованими газами. Розподіл теплоти, підведеної з паливом, по основних складових характеризується зовнішнім тепловим балансом. Окремі складові теплового балансу визначають експериментально на сталих теплових режимах дизеля. Залежно від того, в яких одиницях вимірюються складові, розрізняють абсолютний і відносний теплові баланси. У абсолютному тепловому балансі складові виражають в кіловатах, а у відносному – у відсотках від підведеної кількості теплоти. На рисунку 1 показаний розподіл теплоти Q_m , підведеної з паливом, по окремих складових абсолютного зовнішнього теплового балансу.

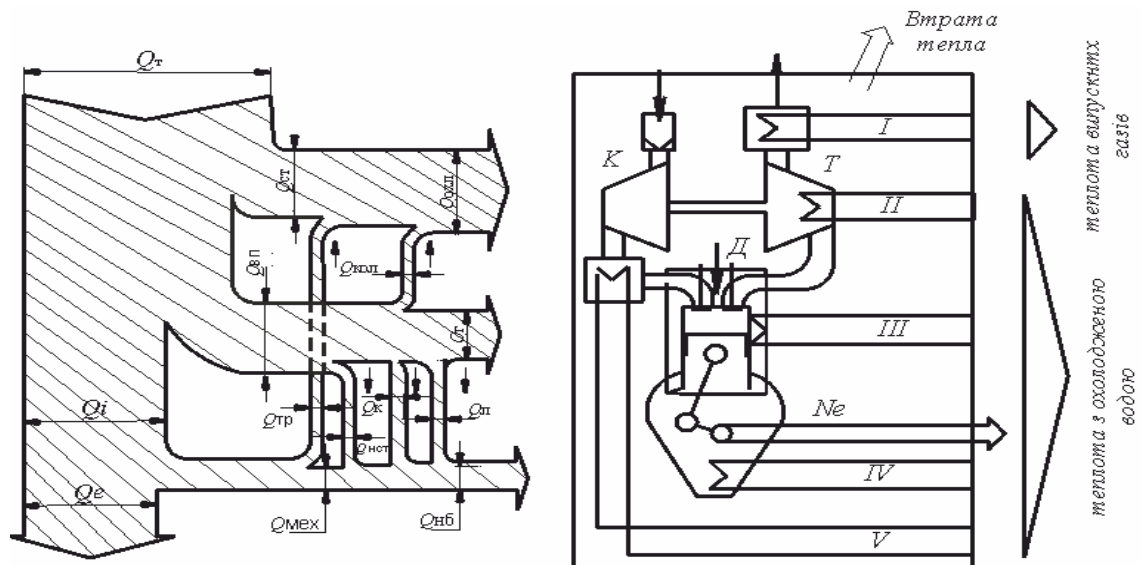


Рис. 1. Q_t – розподіл теплоти підведеної з паливом; Q_e – на ефективну роботу; $Q_{охл}$ – втрати з середовищем, що охолоджує; Q_g – втрати з відпрацьованими газами; $Q_{нб}$ – залишковий член теплового балансу складає невраховані втрати; $Q_{вп}$ – теплота, еквівалентна повній енергії газів у випускному патрубку; $Q_{мех}$ – теплота, еквівалентна механічним втратам; Q_k – теплота, еквівалентна кінетичній енергії газів; Q_i – теплота, еквівалентна індикаторній роботі; $Q_{ст}$ – втрата теплоти на теплообмін із стінками циліндра; $Q_{кол}$ – втрати теп-

лоти в середовище, що охолоджує, з випускного колектора; $Q_{нсг}$ – втрати теплоти від неповного згорання палива; Q_l – втрати теплоти від випромінювання; $Q_{тр}$ – теплота тертя; Q_t – розподіл теплоти підведеної з паливом; Q_e – на ефективну роботу; $Q_{охл}$ – втрати з середовищем, що холоджує; Q_g – втрати з відпрацьованими газами; $Q_{нб}$ – залишковий член теплового балансу складає невраховані втрати; $Q_{вп}$ – теплота, еквівалентна повній енергії газів у випускному патрубку; $Q_{мех}$ – теплота, еквівалентна механічним втратам; Q_k – теплота, еквівалентна кінетичній енергії газів; Q_i – теплота, еквівалентна індикаторній роботі; $Q_{ст}$ – втрата теплоти на теплообмін із стінками циліндра; $Q_{кол}$ – втрати теплоти в середовище, що охолоджує, з випускного колектора; $Q_{нсг}$ – втрати теплоти від неповного згорання палива; Q_l – втрати теплоти від випромінювання; $Q_{тр}$ – теплота тертя.

I - утилізація тепла випускних газів;

II - охолодження турбіни ГТН;

III - охолодження циліндрів;

IV- охолодження змазувального масла;

V - охолодження повітря наддува

Характер розподілу теплоти згорання палива, поданого в циліндр двигуна, по статтях зовнішнього теплового балансу визначається особливостями робочого процесу, геометричними розмірами циліндра, конструкцією деталей і системи охолодження. У таблиці 1 приведені складові теплового балансу, характерні для різних груп сучасних поршневих двигунів внутрішнього згорання при роботі їх на номінальному режимі.

Таблиця 1 – Відносний тепловий баланс дизелів

Тип дизеля	Складові теплового балансу (у % від згорання палива)				
	q_e	$q_{охл}$	q_m	q_g	q_v
Двотактні малооборотні	44÷52	8,5÷12	1÷4	32÷37	2÷8
Середньообортні чотиритактні з середнім ступенем форсування	38÷46	10÷17	1÷3	37÷42	2÷5

Середньооборотні чотиритактні високо форсовані ($p_e \geq 1,5$ МПа)	42÷48	10÷13	3÷4	33÷38	6÷9
Підвищеної оборотності, форсовані	38÷45	13÷23	2÷6	35÷41	3,5÷8
Високооборотні, форсовані	37÷44	14÷30	3÷6	30÷41	3÷7

(у таблиці 1 q_m – теплота, еквівалентна втратам з маслом, q_b – теплота, еквівалентна втратам при охолодженні надувного повітря)

Дані про тепловий баланс судових дизелів показують, що значна частка теплоти, підведеної з паливом, витрачається на втрати в основному з водою, що охолоджує, і з відпрацьованими газами. Раціональне використання теплоти, що витрачається, на деякі судові потреби дозволяє зменшити витрату палива на ці потреби і підвищити таким чином економічність судової енергетичної установки (СЕУ).

У сучасних судових дизельних установках широко застосовують схеми утилізації теплоти відпрацьованих газів і теплоти прісної води, що охолоджує.

Вельми актуальним є завдання оптимізації процесів теплообміну в поверхнях нагріву. Як указувалося вище, основними складовими теплового балансу, які не використовуються для отримання ефективної роботи, є втрати з газами, що йдуть, і водою, що охолоджує. Тепло газів, може лише частково утилізуватися в котлі утилізації, підвищуючи загальний енергетичний ККД судна, і на ефективний ККД самого дизеля впливу не надають. Мінімізація ж втрат з водою циліндрової втулки і масла, що охолоджує деталі ЦПГ, що охолоджує, враховуючи загальний закон збереження теплоти і енергії, здатна підвищити ефективну складову теплового балансу.

Науковий керівник: Подмазко О.С., доцент., к.т.н., кафедра Холодильні установок і кондиціонування повітря, ОНАХТ

РЕФРИЖЕРАТОРНИЙ ТРАНСПОРТ: ДОСЯГНУТИЙ ПРОГРЕС І СТОЯТЬ ПЕРЕД НИМ ЗАВДАННЯ

Студента групи ХМ-152 Крушельницького Дмитра

Рефрижераторні перевезення є важливою ланкою в ланцюзі холодопостачання і спрямовані на забезпечення споживача безпечними, що швидко псуються товарами високої якості. До таких товарів відносяться швидкопсувні харчові продукти або непродовольчі товари, такі як фармацевтичні препарати, квіти, рослини, твори мистецтва, хімічні продукти і т. Д. Заморожені вантажі перевозяться при температурі -18°C або нижче, охолоджені вантажі при температурі вище точки замерзання.

. Охолодження при транспортуванні харчових продуктів є критично важливою ланкою в харчовому ланцюзі, причому не тільки з точки зору безпеки шляхом належного підтримання температури перевезених товарів, але також за допомогою її впливу на споживання енергії або викиди CO_2 . За останні 60 років обладнання для рефрижераторних перевезень поступово удосконалювалося відповідно до розвитку торгівлі харчовими продуктами в усьому світі.

Оптимізація дизайну автомобіля. Для вирішення проблем екологічної ефективності і стійкості впроваджуються інновації в автомобільному рефрижераторі в декількох напрямках.

Ізоляція: пошук кращої ізоляції фокусується на теплопровідності матеріалів, пен, вакуумні панелі і аерогелі.

Теплові втрати: дверні прорізи є основним джерелом теплових втрат у вантажних автомобілях, особливо під час доставки, а втрати повітря з кузова, як відомо, є основною причиною неефективного використання енергії. В інших холодильних системах, таких як вітрини або холодильні камери, системи повітряного потоку або автоматичні двері зазвичай використовуються для зменшення втрат холодного повітря. Цей досвід повинен бути адаптований до рефрижератор

Мультітемпературне обладнання: мультітемпературне обладнання дозволяє економити енергію завдяки використанню одного транспортного засобу для доставки товарів з різними температурами при одній і тій же операції в один і той же місце.

Аеродинаміка: більше 15% енергоспоживання вантажівки може бути викликано поганою аеродинамікою. Аеродинаміка вантажівок-рефрижераторів за останні кілька десятиліть залишилася незмінною або регресувати. Аеродинаміка рефрижераторних вантажівок може бути поліпшена разом з внутрішнім розподілом повітря

Розробки холодильного обладнання. Найбільш поширеною системою охолодження, що використовується для транспортування охолоджених харчових

продуктів, є система стиснення пари з дизельним двигуном. автономний (або автономний дизельний агрегат з автономним живленням): оснащений незалежним тепловим двигуном, який запускає компресор як на дорозі, так і під час зупинок; залежний (або автономний, з живленням від транспортного засобу): таке обладнання зазвичай залежить від двигуна дорожнього транспортного засобу

Матеріали з фазовим переходом (PCM): системи охолодження забезпечують хорошу однорідність температури і стабільність навіть під час доставки. Ці матеріали, які виступають в якості теплових резервуарів, можуть підвищити ефективність холодильного контуру через їх здатності накопичувати велику кількість енергії і виділяти або поглинати її у вигляді тепла.

Проблеми з холодоагентом F-гази: переважна більшість рефрижераторних транспортних засобів в даний час використовують ГФУ в якості холодоагенту, в основному R404A, R134a і R410A, які мають дуже високі потенціали глобального потепління (GWP). Типова щорічна швидкість витоку холодоагенту в рефрижераторному транспорті може досягати 25%.

Природні холодоагенти: дослідження та розробки повинні бути зосереджені на використанні природних холодоагентів, наприклад, на заміну заборонених газів на CO₂ або, в меншій кількості випадків, на NH₃ або вуглеводні, такі як R290 і R600a, в традиційних системах стиснення. Устаткування, що використовує CO₂ в якості холодоагенту, вже проходить польові випробування для морських контейнерів, але випробування все ще знаходяться на ранніх стадіях в галузі автомобільного транспорту.

Висновок. У майбутні роки холодовий ланцюг буде все більш необхідна для збереження продуктів харчування і фармацевтичних препаратів. Поряд зі зростанням рефрижераторного транспорту він буде відігравати важливу роль в найближчі роки в забезпеченні продовольством і захисту 9 мільярдів жителів, очікуваних на планеті в 2050 році. З ростом урбанізації і, отже, збільшенням відстаней між виробничими районами і густонаселеними районами, рефрижераторний транспорт буде відігравати важливу роль у вирішенні цих вимог. Економія енергії до 50%, безумовно, може бути досягнута в області рефрижераторних перевезень охолоджених і заморожених продуктів.

Керівник : Яковлева О.Ю.

ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕФЕКТИВНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ

Дзевенко М.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Зростання цін на енергоносії, що постійно триває впродовж останніх десятиліть, а також вимоги по скороченню шкідливої дії на довкілля, створили передумови для повсюдного впровадження енергозбережних технологій. В багатьох країнах на даний момент діють програми, спрямовані на розвиток нових видів енергетичних ресурсів.

Використання систем охолодження, які функціонують за рахунок ефективного випромінювання, здатне значно скоротити витрати електроенергії, необхідної для промислових холодильних систем і систем кондиціонування в житлових будівлях. При цьому скорочуються викиди озоноруйнівних речовин і парникових газів, використання яких обмежується згідно з Монреальським протоколом до Віденської конвенції про охорону озонового шару що набуло чинності 1 січня 1989 року.

Особливістю холодильних систем що використовують ефективно випромінювання, являється те, що їх працездатність значною мірою залежить від кліматичних умов регіону, в якому вони експлуатуються. Переважаючий на території України, помірно континентальний сухий клімат є сприятливим для застосування подібних систем. Такий висновок можна зробити, ґрунтуючись на результатах випробувань холодильних систем, проведених останніми роками.

Очікується, що застосування холодильних систем, що використовують ефективно випромінювання, понизить енергетичні витрати і поліпшить екологічну обстановку на підприємствах.

При цьому на даний момент повна відмова від звичайних холодильних машин не представляється можливою. Проте, використання акумулятора холоду у складі системи дозволить скоротити необхідну потужність холодильної машини, а, отже, і її собівартість.

Додатковою перевагою подібних систем може стати можливість їх об'єднання з системою сонячного теплопостачання, яка здатна забезпечувати об'єкт теплою водою для побутових потреб в денний час. Взимку така система здатна робити теплу воду для опалювання приміщень.

Принцип дії простої холодильної системи, працюючої за рахунок ефективного випромінювання

Проста холодильна система, що використовує ефективно випромінювання (ХСВЕВ), складається з радіатора, акумулятора холоду і теплообмінника (рис. 1). Насос для примусової циркуляції холодоносія може бути відсутнім в деяких видах ХСВЕВ.

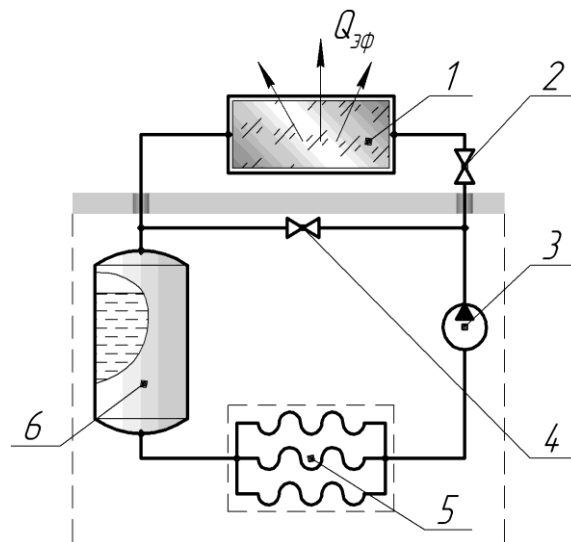


Рис. 1 – Проста система охолодження тепловим випромінюванням в космічній простір:

1 – радіатор; 2, 4 – вентилі; 3 – насос; 5 – теплообмінник; 6 – акумулятор холоду

Радіатор є основним елементом системи. У ньому відбувається охолодження холодоносія за рахунок ефективного випромінювання. Як правило, радіатор є пластиною, усередині якої розташовуються декілька трубопроводів, по яких циркулює холодоносій. Верхня сторона пластини звернена до нічного неба і є джерелом теплового випромінювання. Рідина, що протікає через радіатор, віддає своє тепло пластині за рахунок конвективного теплообміну, а пластина віддає тепло в нічний час в атмосферу за рахунок інфрачервоного випромінювання.

Акумулятор призначений для накопичення охолодженого вночі холодоносія. У денний час холод, накопичений в акумуляторі, використовується для охолодження.

Теплообмінник призначений для передачі охолодження від холодоносія до охолоджуваного тіла. У системах кондиціонування охолоджуваним тілом є повітря. Охолодження залежно від конструкції теплообмінника може передаватися як за рахунок конвективного теплообміну, так і за рахунок випромінювання.

Принцип роботи простої ХСВЕВ наступний. Вночі, коли відсутня сонячна радіація, насос 3 прокачує воду через радіатор 1. Тут вода остигає за рахунок теплового випромінювання. Після цього вода проходить в акумулятор холоду 6, температура якого за ніч знижується до певної величини. Вдень перекривається вентиль 2 і відкривається вентиль 4. Вода, накопичена в акумуляторі холоду, починає циркулювати через теплообмінник, насос, вентиль 4 і акумулятор холоду. При цьому вона забирає тепло в теплообміннику 5, а сама нагрівається.

У помірному кліматі з холодною зимою використання системи, яка функціонує тільки в режимі охолодження, може бути не виправдано, оскільки в хо-

лодний час року (восени, взимку і на початку весни) немає необхідності в охолодженні, і установка простоює.

При комбінованому режимі роботи система використовуватиметься увесь рік. При цьому може бути значно понижений термін окупності системи.

Така схема може використовуватися і в промисловій системі охолодження для підтримання температурного режиму в технологічних процесах. Наприклад, така ХСВЕВ може бути використана на заводі по переробці молока для охолодження молока, що приймається, охолодження молока в процесі пастеризації, охолодження вершків, кефіру, сметани і сиру.

В ході аналізу даних про різні типи ХСВЕВ було прийнято рішення розробляти систему, в якій роль холодо- і теплоносія виконує рідина. У літній час в такій системі в якості теплоносія використовуватиметься звичайна вода. Взимку передбачається заправляти контур радіаторів 50%-ним розчином пропіленгліколю, який не застигає при низьких температурах.

У пропонуваній ХСВЕВ (рис. 2) використовується два баки-акумулятори: один – для накопичення холоду (Б1), інший – для тепла (Б2).

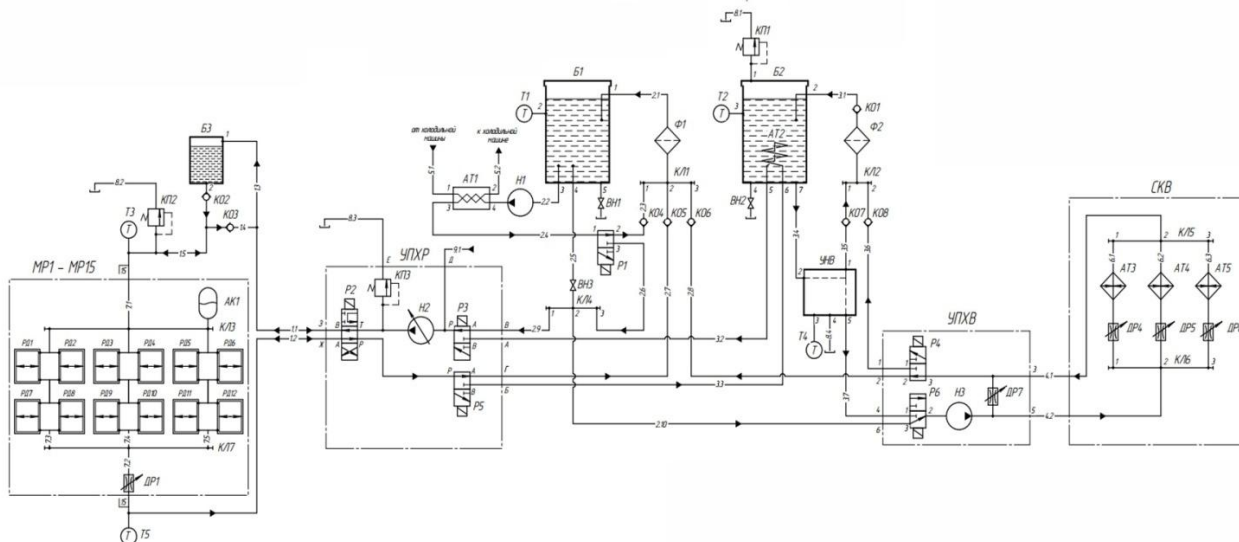


Рис. 2 – Принципова ХСВЕВ

У нічний час система працює таким чином. Гідророзподільник Р3 встановлюється в положенні як показано на схемі. Холодоносієм надходить до насоса Н2 по трубопроводу 2.5 через відкритий вентиль ВН3, через колектор КЛ4 і трубопровід 2.9. Далі насос Н2 виконує нагнітання холодоносія в ресивер Б3 через гідророзподільник Р2, який знаходиться в положенні як показано на схемі. Ресивер Б3 забезпечує рівномірність подання холодоносія в систему радіаторів. Він встановлений вище за радіатори і акумулятор холоду Б1. З нього холодоносієм стікає самопливно через зворотний клапан КО2, по трубопроводах 1.5 і 7.1 в колектор КЛ3. Зворотні клапани КО2 і КО3 потрібні для запобігання попаданню теплоносія у бак Б3. Трубопровід 7.1 розділяється на 15 гілок, до кожної з яких приєднаний свій блок радіаторів БЛ1 – БЛ15. Розширювальні баки АК1 служать для стабілізації тиску в системі при змінненні температури цир-

кулюючої рідини. Дросель ДР1 служить для регулювання витрати через кожний з п'ятнадцяти блоків радіаторів.

Після того, як холодоносієм пройшов через радіатори і охолодився, він повертається в акумулятор холоду Б1 по трубопроводах 7.2, 1.2, 2.7 і 2.1. Фільтр Ф1 потрібний для уловлювання забруднень, які могли потрапити в систему.

У разі, якщо через несприятливих погодних умов радіатори не можуть створити необхідне охолодження, включається холодильна машина (на схемі не показана) і подає холодоагент по трубопроводу 5.1 до теплообмінника АТ1. Холодоносієм в цей час надходить до АТ1 по трубопроводу 2.2 з бака Б1 під дією насоса Н1. Після проходження через теплообмінник АТ1, холодоносієм повертається у бак Б1 по трубопроводах 2.4, 2.3 і 2.1. Якщо перемкнути гідророзподільник Р2 так, щоб його вхід 1 з'єднався з виходом 3, можна організувати подання холодоносія відразу в систему кондиціювання повітря.

Температура холодоносія у баку Б1 визначається по термометру Т1. Перекривши вентиль, можна припинити подання холодоносія в систему. Це необхідно для забезпечення обслуговування її елементів.

У разі використання системи в технологічних процесах охолодження і, якщо систему передбачається використати в зимовий час, необхідно пропускати через радіатори системи 50%-ний розчин пропіленгліколю. Для забезпечення охолодження акумулятора холоду Б1 в нього необхідно буде встановити теплообмінник.

У денний час холодоносієм з бака Б1 надходить до теплообмінників АТ3 – АТ5, які грають роль повітроохолоджувачів.

Гідророзподільники Р2 – Р6 перемикаються в положення протилежне до нічного. При цьому теплоносієм з теплообмінника АТ2 у баку–акумуляторі гарячої води Б2 надходить до радіаторів послідовно по трубопроводу 3.2 через насос Н2, трубопроводи 1.2, 7.2 і колектор КЛ7. У гідророзподільник Р2 при цьому вхід 2 сполучений з виходом 3, а вхід 1 сполучений з виходом 4. Зміна напрямку потоку через радіатори покращує умови теплообміну в радіаторах. При цьому теплоносієм піднімається від низу до верху, рівномірно заповнюючи радіатори системи. Після того, як теплоносієм нагрівся, він повертається в теплообмінник АТ2 по трубопроводах 7.1, 1.5, 1.4, 1.1 і 3.3.

Якщо нагріву в радіаторах недостатньо, можна включити водонагрівальну установку УНВ, яка забезпечить доведення температури теплоносія до потрібної перед поданням до споживача тепла. Установка УНВ може акумулювати гарячу воду у баку Б2, повертаючи нагрітий теплоносієм по трубопроводах 3.5 і 3.1.

Система охолодження вдень працює таким чином. Охолоджена за ніч вода з акумулятора Б1 по трубопроводу 2.5 і 2.10, через розподільник Р6 подається до насоса Н3. Він забезпечує подання холодоносія до теплообмінників АТ3 – АТ5. Дроселі ДР4 – ДР6 потрібні для регулювання величини охолодження, що створюється теплообмінниками, у випадку якщо навантаження на теплообмінники неоднакове.

Якщо в системі радіаторів використовується пропіленгліколь, для запобігання його втратам у разі спрацьовування запобіжних клапанів КП2 і КП3 лінію 8.2 і 8.3 слід з'єднати з дренажним ресивером. Заправку холодоносія можна виконувати через лінію 9.1 дренажного ресивера.

Через вентилі ВН1, ВН2 і ВН5 можливий злив холодоносія в каналізацію. Контроль режиму роботи системи забезпечується за показниками термометрів Т1 – Т5.

*Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н.,
доц. кафедри Холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ*

ШЛЯХИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ОБЛАДНАННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ХОЛОДОАГЕНТІ R22

Р.В. Грищенко аспірант, Р.В. Троць магістрант, НУХТ, м.Київ

Багато хто пам'ятає період припинення використання R12 та R502 в 90х роках. Тепер відбувається подібний процес відносно R22. З 1 січня 2010 використання R22 у «чистому» вигляді заборонено в країнах Європейського союзу, а в Україні для сервісу R22 дозволений до 01.01.2030 р. Слід зауважити, що імпорт «сервісного» R22 буде значно обмежений. Виробники та сервіс холодильного обладнання переходять в основному на використання R407A, R410A, R422A, R427A у зв'язку з більш високими показниками холодопродуктивності при високих температурах навколишнього середовища. Для холодильного обладнання були обрані холодоагенти R404A та R507, які найкраще підходять для низько- і середньотемпературних режимів роботи та мають низькі показники температурного глайду. Проте на даний час значна кількість установок досі працюють на R22 – як в чистому вигляді, так і з використання R22 в якості компонента сумішей.

При плануванні модернізації холодильних установок з використанням R22 і мінеральним мастилом або заміни холодоагенту в самій машині обов'язково потрібно враховувати наступні фактори:

- Перш за все, необхідно провести повну інспекцію холодильної установки і аналіз витрат на її модернізацію. Оцінити, скільки років може функціонувати установка, які компоненти необхідно буде замінити найближчим часом.
- Прийняти до уваги, що заміна холодоагенту призведе до зниження холодопродуктивності самої холодильної установки. Це пов'язано з термодинамічними властивостями холодоагенту. Високе значення температурного глайду деяких сумішей може призвести до зменшення продуктивності теплообмінника на 7%. Часткове розчинення з мінеральними мастилами – ще на 5%.
- Новий холодоагент та мастило може вплинути на роботу системи.
- Варто звернути увагу, що стандартні правила використання R22 неможливо використовувати в деяких варіантах застосування холодильних установок.
- В багатьох публікаціях описано процес поетапної модернізації. Варто підкреслити та виділити декілька моментів:
 - очищення системи – один з основних параметрів в процесі модернізації.
 - заміна компонентів холодильної установки (фільтри-осушники, оглядові віконця, запобіжні клапани і т.д.)
 - налаштування системи (налаштування ТРВ, запобіжні пристрої, регулюючі пристрої).
 - нові компоненти у великих контурах (мастиловіддільники, фільтри на лінії всмоктування).

Зазначимо, що всі варіанти модернізації системи, включно з варіантом простої заміни холодоагенту, вимагають заміни мінерального мастила на поліефірне мастило. Можливі забруднення системи, що не становлять загрозу з використанням мінерального мастила, можуть становити серйозну проблему при використанні поліефірного мастила. Даний тип забруднення може вплинути на продуктивність і надійність ТРВ, фільтра-осушника та компресора. Не варто економити на модернізації системи, слід використовувати комплексну модернізацію (промивка системи, заміна мастила) та застосовувати рекомендовані аналоги компонентів для заміни і налаштування.

Таблиця 1. Рекомендовані аналоги холодоагентів для заміни R22.

Застосування	Тип дроселя	Новий холодоагент	Тип модернізації	Втрати продуктивності
Всі	Капілярна трубка	R417A	Звичайна заміна холодоагента	25%
		R417A	Проста модернізація	20%
		R427A	Стандартна модернізація	15%
		R427A	Комплексна модернізація	5%
Компресорно-конденсаторний агрегат блочно-го типу	ТРВ	R417A	Звичайна заміна холодоагента	25%
		R422Д	Звичайна заміна холодоагента	20%
		R422D	Проста модернізація	15%
		R427A	Проста модернізація	10%
		R422A	Комплексна модернізація	5%
		R404A	Комплексна модернізація	5%

Науковий керівник: В.Ф. Возний, к.т.н., доцент кафедри теплоенергетики та холодильної техніки НУХТ, м. Київ.

OPERATIONAL EFFICIENCY IMPROVEMENTS FOR REFRIGERATION SYSTEMS DURING SUMMER PERIOD.

Nesterov P.S., Kosoy B.V.

Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa.

Nowadays Refrigeration Systems (RS) consume large amounts of electricity. That's why RS pay significantly to the running costs of businesses with substantial cooling requirements. Improving simple operational practices with minimum cost can contribute to reduction energy costs by 20% or even more. It becomes more important as a price is placed on greenhouse gas emission in future years and as energy prices rise. Its importance also relates to an increased focus on reducing fugitive emissions from industrial systems such as refrigerant gas.

It leads to a peak load on energy capacity in the summer, and has a disastrous effect on climate change, which in own turn leads to an increase in the maximum summer temperatures and their duration for the season. The latter factor causes an increased demand for cold, but at the same time an inevitable increase in the condensation temperature. Often it is accompanied by a destabilization of the refrigeration machine performance, up to an extreme fall in cooling capacity. As a result, the economy and the environment suffer.

There are many ways to solve problem. One of them is the air condensers use with additional sections for refrigerant subcooling after the receiver, depending on the climatic conditions at the place of installation and on influence variables which are derived with the dimensioning (yearly temperature variations, RS load characteristics). In this case, a slight subcooling of the refrigerant can be achieved, which leads to a cooling capacity increase (usually by 3-5%).

The deluging water circuit guided through the upper side of both coils ends in an open channels which provides water on the outside of the fines where it is partially evaporated. Due to this, the temperature of the circulating air is reduced to the temperature by a wet bulb thermometer, which in own turn reduces the condensation temperature by several degrees ($\Delta t = 10-5^{\circ}\text{C}$). It is noticeable at low relative humidity, and in regions with a damp climate discussed measures do not help.

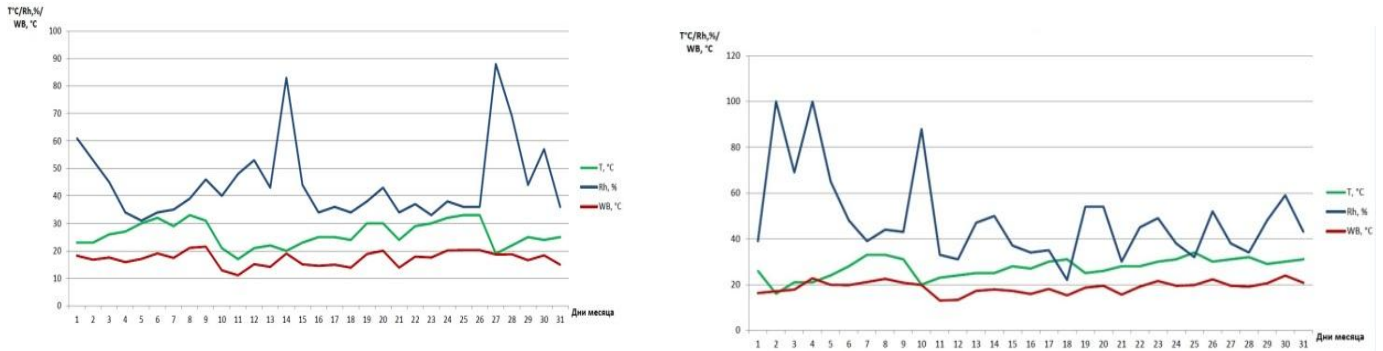


Fig.1 Relative humidity, dry bulb and wet bulb temperatures for July 2018: (a) Odessa, (b) Kiev.

Use of the second stage of the compressor is inefficient, because the summer period of operation in the two-stage mode is still not so long.

In this paper we consider the RS flowsheet which is proposed by Professor I.S. Badylkes, in the compressor a part of the vapor compressed is expanded in the ejector nozzle and is pressed the vapor from the evaporator to a higher pressure, which restores the design mode of the compressor operation.

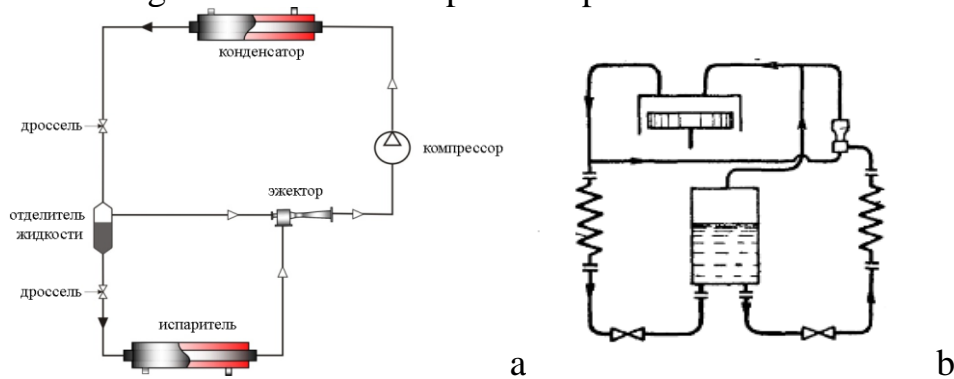


Fig.2 Booster Vapor-Compression Refrigerating Systems (a), booster *scheme of Badylkes* (b)

However, a positive effect is observed only in the case of very large differences in evaporative and condensation temperatures, and the effect of this work is not sufficient, because of the cold production process, a fairly large amount of the working steam is removed.

Therefore, the most appropriate way to solve the problem is to include the ejector booster stage according to the technological flowsheet which is proposed by the staff from our institute. Booster Vapor-Compression Refrigerating Systems is thermodynamically the most reasonable. In this case, the condensate first expands in expansion valve to some intermediate pressure. As a working medium, ballast steam is used from the liquid separator installed after the first throttling.

Depending on the operational mode of the refrigeration machine, an increase in the Q_0 / Ne index by 20-60% is observed, with the positive effect of the ejector switching can be defined in any mode of its operation. The use of an ejector is economically feasible, does not require large capital investments and frequent maintenance. Ejector has a high degree of reliability, since the jet device does not have

moving parts. It can be used to the same extent both for the design of modern RS and for the retrofitting of operating RS. It is ensure a whole-system approach is used. RS is designed for year-round efficiency. Heat gain in the system is avoided by using ambient cooling, insulation, shading, minimizing air infiltration. RS is designed for part-load performance using.

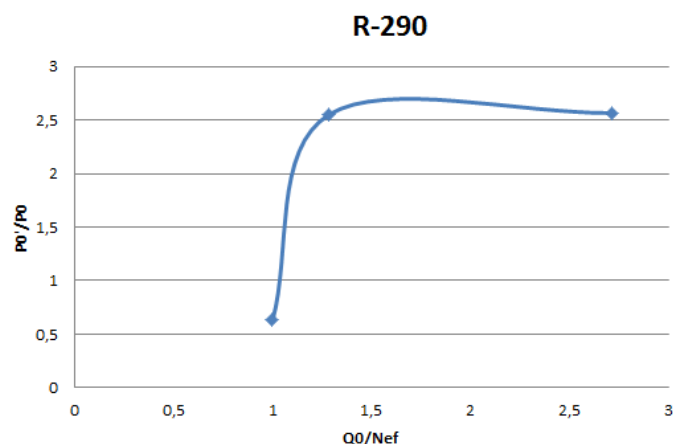


Fig.3 The calculation results of Booster Vapor-Compression Refrigerating Systems based on refrigerant R-290(propane).

References

1. D.Buyadgie. Booster vapor-compression refrigerating systems. [Text] D.Buyadgie, V. Sechenyh, S. Nichenko // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. – 2010. - Purdue, USA. - paper 1062.
2. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты [Текст] / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер.- 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.: ил.

РОЛЬ ХОЛОДУ В СВІТОВІЙ ЕКОНОМІЦІ

Талибли Р. Е., аспірант каф. ХУіКП ОНАХТ, м. Одеса

Майже 12 мільйонів людей працюють по всьому світу в секторі холодильного обладнання, яке споживає близько 17% всієї електроенергії, яка використовується в світі. Загальна кількість працюючих в світі систем охолодження, кондиціонування повітря і теплових насосів становить приблизно 3 мільярди. Надані цифри говорять про важливість такої галузі охолодження харчових продуктів яка, як очікується буде тільки рости через постійно зростаючої популяції населення і підвищення рівня якості життя. Як показує практика, більшість людей не усвідомлює в чому полягає поняття "холод". Люди звикли вважати, що з холодом пов'язані виключно їхні домашні холодильники, кондиціонери і магазинні вітрини. Проте це всього лише мала частина того що є присутнім в різних секторах холодильної промисловості від харчової галузі до систем кондиціонування повітря. З економічної точки зору важливість холодильної промисловості має першорядне значення. Кількість робочих місць пов'язаних з холодильною галуззю зростає як в країнах, що розвиваються так і в розвинених країнах. Охолодження відіграє важливу роль при зборі продуктів з полів і їх миттєвому збереженні в належних умовах для подальшої доставки до споживача, що у свою чергу є основоположним фактором в секторі роздрібної торгівлі. Більш того, холодильна промисловість зачіпає безліч інших галузей промисловості таких як: фармацевтичні компанії, кондиціонування, криогенні технології, медицину та інші галузі які безпосередньо впливають на якість життя.

Індустрія холоду грає важливу роль в поліпшенні розвитку світової економіки.

Важливість охолодження

Економіка холоду

Що б наочно показати значимість холодильної галузі, була проведена оцінка даних по кількості працюючих в світі холодильних систем, таблиця 1.

Таблиця 1. - Кількість холодильних систем працюючих в розлучних галузях

Застосування	Галузь	Устаткування	Кількість одиниць в роботі
Охолодження і їжа	Домашні системи	Холодильники і морозилки	1500000000
	Торговельне холодильне облад-	Промислове холодильне облад-	9000000000

	нання	нання	
	Транспорт з рефрижератором	Рефрижераторна техніка	4000000000
		Рефрижераторні контейнери	1200000
Повітряне кондиціонування	Повітряні кондиціонери	Системи повітряного охолодження	6000000000
		Чиллери	2800000
	Автомобільні кондиціонери	Повітряне кондиціонування в транспорті	7000000000
Холод в медицині	Медицина	Магнітно-резонансна томографія	25000
Холод у промисловості	Зріджування природного газу	Приймальні термінали ЗПГ	110
		Потяги з обладнання для зрідження	92

Продовження таблиці 1. - Кількість холодильних систем працюючих у світі по галузям.

		Танкери з резервуарами для природного газу	421
теплові насоси		Промислові, домашні, включаючи теплообмін типу повітря-повітря	160000000
Дозвілля та спорт		Устаткування для охолодження ковзанок	13500

Виходячи з вищевикладеного матеріалу орієнтовна сума вкладень в холодильну галузь становить 300 мільярдів доларів.

Холодильна галузь і працевлаштування

Майже 12 мільйонів людей зайняті в усьому світі в області холодильного обладнання, що означає, що майже 4 робочих з 1000 мають роботу, пов'язану з виробництвом, установкою, обслуговуванням і налагодженням холодильного обладнання.

В області охолодження постійно збільшується попит на інженерно-технічний персонал з зростаючого попиту на холодильні потужності на ряду з вимогами до наявності унікальних навичок пов'язаних з особливостями роботи різного холодильного обладнання в галузі енергетики та навколишнього середовища. Очікуваний приріст робочих місць пов'язаних з холодильною галуззю на період 2022 року становить 21% від загальної кількості вже наявних місць.

Холодильна галузь та енергетика

Галузь охолодження (включаючи кондиціонування повітря) споживає близько 17% від загального обсягу енергій, яка використовується у всьому світі. Ця оцінка заснована на аналізі фрагментарних даних про фактичне споживання електроенергії по областях в різних регіонах світу. Далі надані діаграми розподілу споживання енергій у різних галузях промисловості в відсотковому співвідношенні, а також споживання енергій в кількісному показнику.

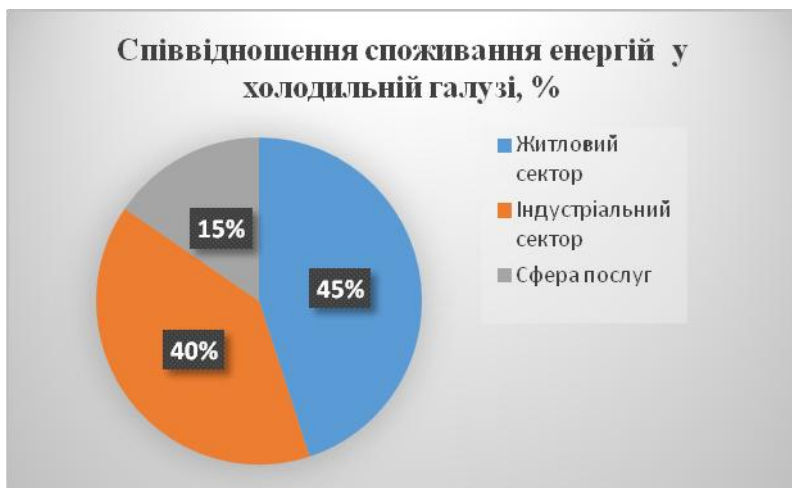


Рис. 1 Співвідношення споживання енергій у холодильній галузі, %

Рис.1 показує розподіл споживання електроенергії в глобальному секторі охолодження між житловим, третинним і промисловим використанням.

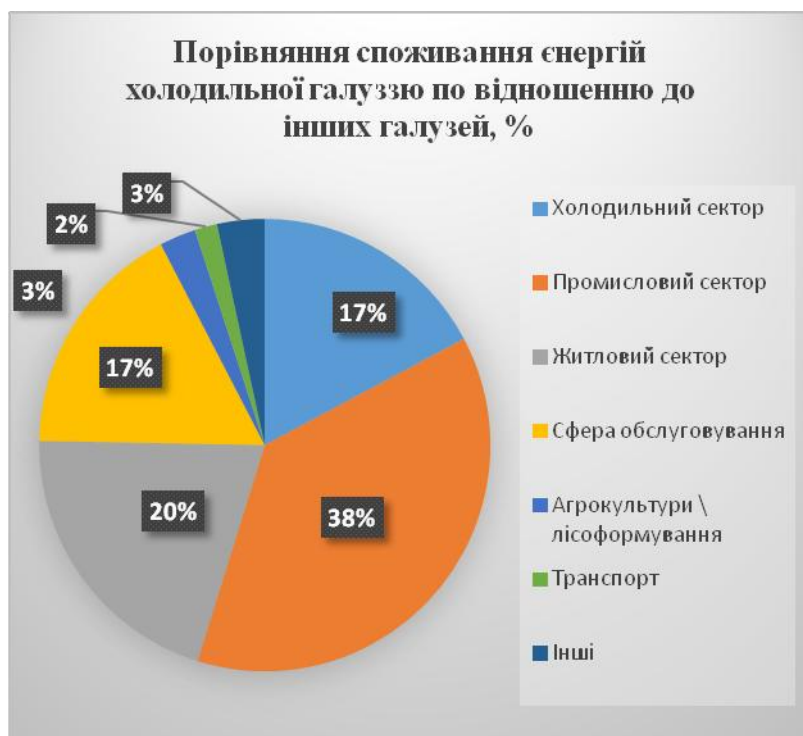


Рис. 2 Порівняння споживання енергій у холодильній галузі по відношенню до інших галузей, %

Рис. 2 Показує порівняння споживання електроенергії, пов'язаного з холодильним сектором, від споживання електроенергії в інших секторах, на основі отриманих даних.

Холодильна галузь і навколишнє середовище.

Особливу увагу в холодильній галузі варто приділити технологіям які дозволяють вловлювати CO₂ на великих підприємствах і зберігати його в підземних сховищах для зменшення впливу на екологічний аспект. Так само особливу граю технологій кріо консервацій, для збереження видового різноманіття в навколишньому середовищі. Проте, так само необхідно враховувати негативні ефекти пов'язані з використанням холодильного обладнання. Із загальної кількості, близько 20% всіх емісійних викидів припадає на холодильну галузь, а саме на викиди і витік фтор-вуглецю, в той час як 80% приходить на викиди, пов'язані з обслуговуванням електростанцій, які поставляють енергію для роботи обладнання. Отже для зменшення впливу на навколишнє середовище необхідно зосередитися на двох аспектах: зменшення викидів фтор-вуглецевих речовин і зниження споживання енергій за рахунок підвищення енергоефективності холодильного обладнання.

Роль і застосування охолодження

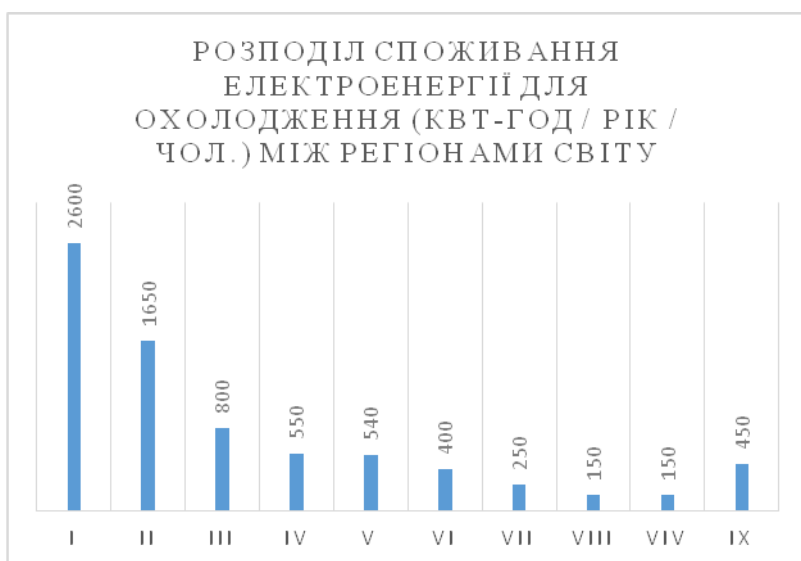


Рис. 3 Розподіл споживання електроенергії для охолодження (кВт-год/рік/чол) між регіонами світу

I - Північна Америка

II - Тихоокеанський ОЕСР

III - Західна, Центральна та Східна Європа

IV - Незалежні держави колишнього Радянського Союзу

V - Близький Схід і Північна Африка

VI - Латинська Америка і Карибський басейн

VII - Центр Азії і Китаю

VIII - Південна Азія - Тихоокеанська Азія

IX - Африка на південь від Сахари

Інші

Холодильна промисловість і продукти харчування.

Охолоджуюча промисловість має критичний вплив для харчової промисловості, оскільки вона забезпечує оптимальне збереження швидкопсувних харчових продуктів та забезпечує споживачів здоровими і корисними продуктами.

Однак, ланцюжки поставок харчових продуктів в країни, що розвиваються все ще потребує вдосконалення. Недоліки в розвитку харчових ланцюгів призводить до збитків, пов'язаними з втратами продуктів через непридатних умов зберігання. Це призводить до 9% втрат від загальної кількості видобутої продукції в країнах, що розвиваються, що в сукупності з країнами, що розвиваються становить

21% від загальної кількості продукції в цілому. Удосконалення холодильних ланцюжків для швидкопсувних продуктів дозволить збільшити поставки продукції на 15% що складе приблизно 250 млн. тон.

В супермаркетах близько 45% споживаної електроенергії використовується холодильним обладнанням, близько 1,5 млрд. побутових холодильників і морозильних камер працюють по всьому світу. Виходячи з кількості встановленого працюючого обладнання і його споживання, це становить близько 4% від світового споживання енергій.

Проте, енергоефективність домашніх холодильників постійно збільшується, про що свідчить якісна еволюція енергетичного маркування. Споживання типового побутового холодильника за 15 років скоротилося приблизно на 65%

Повітряне кондиціонування

Найбільший розвиток кондиціонування отримало в країнах з підвищеною вологістю і підвищеними температурами навколишнього середовища, завдяки впровадженню і розвитку технологій за останні 70 років. Виходячи з отриманих даних все обладнання для кондиціонування повітря споживає 4% від світового споживання енергій. Крім того, очікується, що кондиціонування повітря буде грати все більш важливу роль в контексті зміни клімату і пов'язаного з цим підвищення температури навколишнього середовища. За оцінками міжурядової групи експертів зі зміни клімату (МГЕЗК), попит на енергію для опалення та кондиціонування повітря в житлових приміщеннях влітку, згідно з прогнозами, збільшиться в 13 разів в період з 2000 по 2050 рік і більш ніж в 30 разів до 2100 року відповідно до сценарію зміни клімату.

Теплові насоси

У режимі опалення теплові насоси дуже енергоефективні, оскільки на кожен кВт споживаної електроенергії оброблюється близько 4 кВт теплової енергії. Це відповідає 300% термічного ККД в порівнянні з приблизно 70-80% для звичайних газових / масляних котлів. Вже встановлені теплові насоси сьогодні економлять близько 1% від загального обсягу викидів CO₂, понад 32 млрд. Тон. Проте, згідно з МЕА, теплові насоси можуть заощадити 50% викидів CO₂ в будівельному секторі та 5% викидів промислового сектора. Це означає, що за допомогою теплових насосів можна зменшити викиди на 8% від загальної кількості викидів.

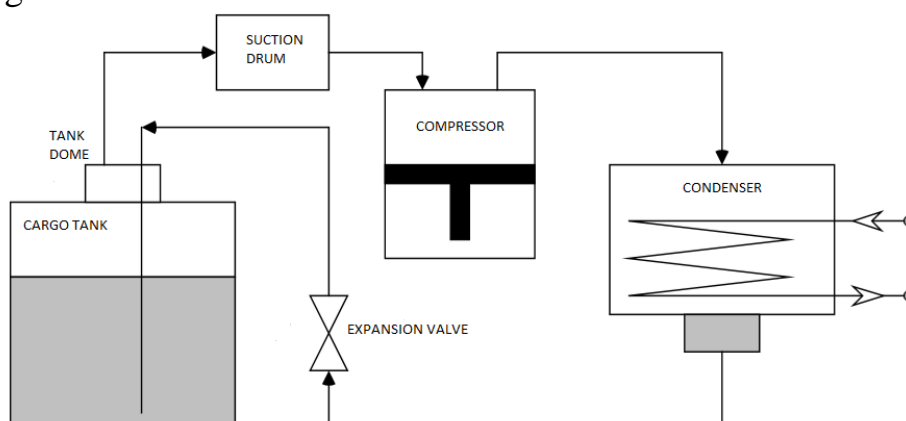
Науковий керівник: Хмельнюк М. Г. д.т.н. проф. зав. каф. Холодильних установок і кондиціонування повітря

REFRIGERATION MACHINES PROSPECTS DEVELOPMENT FOR GAS CARRIERS

Tereshenko Ruslan, gas mechanical engineer, Bernhard Schulte Shipmanagement Group

Tereshenko Roman gas mechanical engineer, Bernhard Schulte Shipmanagement Group

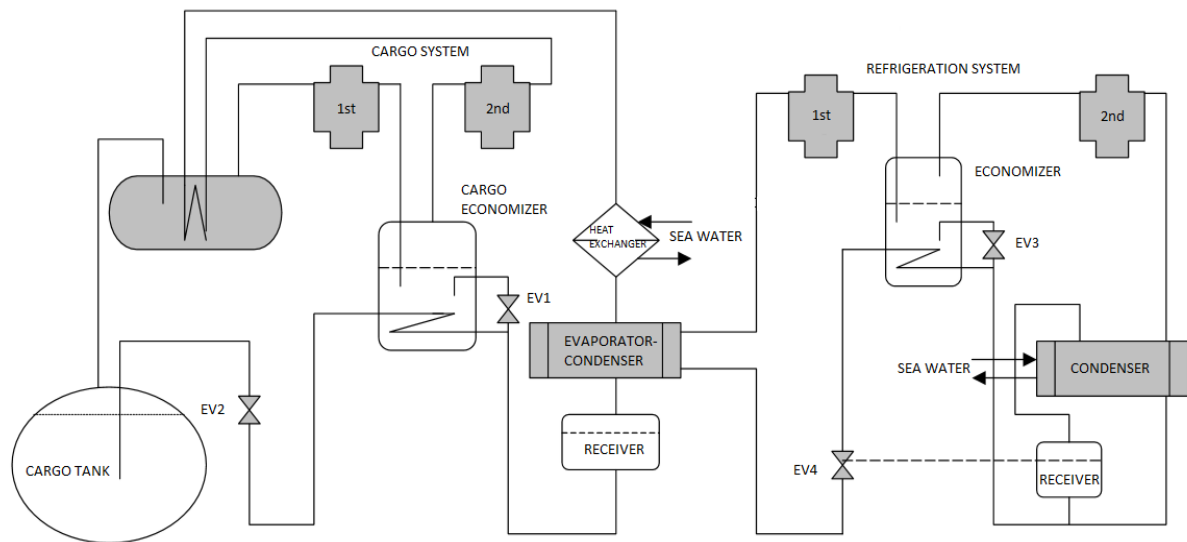
History of gas carriers' development starts from the end of 1920s when the first ship of this type was launched from the Ship Yard. It was simple fully-pressurized small gas tanker for fast carrying propane/butane liquids in bulk. From that years liquid gases transportation in bulk provides many upgrades. Recently fully pressurized type gas carriers using just for adjacent to shore short trips. They were displaced by Gas Carriers Semi- and Fully- Refrigerated types which can ensure voyages even through the Oceans. These ships were equipped with Reliquification Plants (RP) and during carrying could make cargo cooling.



Pic. 1 One stage reliquification cycle

First Semi-refrigerated type Gas Carrier was equipped by one stage refrigeration cycle machine (Pic.1). One stage piston type compressor suck cargo vapors from the tank passed it through condenser where gas transforms to liquid and going to cargo tank. This cycle is repeating till temperature reaching sufficient level.

Nowadays Gas Carriers use complicated cascade refrigeration system (Pic.2) which could cool down Ethylene to -103.8°C and Methane to -163°C . This system is divided to Cargo System and Refrigeration System. Cargo System is equipped with two stage double action piston compressors mostly Burckhardt Compression Company. A two-stage screw refrigeration compressor are regularly used in refrigeration cycle.



Pic. 2 Cascade refrigeration cycle

An engineering idea have no borders and now in process the double cascade refrigeration system design for new LNG fleet using, where the cargo cooling down by refrigeration stage with ethane (-88.5°C) and ethane cooling by low-temperature refrigeration cycle.

World trading is the most important part of our existing. Last few years in the world escalates situation around energy resources trading, where European countries trying to change supplying from Russia to USA products. This situation starts enhanced growing of Very Large Gas Carriers fleet which carrying Liquefied Natural Gas (LNG). Modern world has lack of high level wide range specialists who can move forward science and employ it to existing technology in order improve them or in exchange for them with more flexible one. To change particular situation, domain experts have to be familiar not only with theoretical knowledge concerning mechanical principles of working process; also they must have knowledges about chemistry and physics of processes, electrical equipment, automatization processes, etc.

Scientific Adviser: Olga Yakovleva, PhD, Associate Professor of Refrigeration and Air-Conditioning Systems Department, ONAFT

ЗНИЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ СТИСНЕННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ

Ярошенко А.А, бакалавр ІХКЕ ОНАХТ, м.Одеса

Зростання температури кінця стиснення в холодильних компресорах, як відомо, може обумовлюватися підвищенням температури зовнішнього середовища і, як наслідок, температури конденсації, підвищенням перегрівом пари при всмоктуванні холодоагенту або при погіршенні технічного стану компресорного устаткування та в наслідок попадання в циркуляційний контур холодоагенту повітря та інших домішок.

При цьому різко знижуються енергетичні та експлуатаційні характеристики компресору, що може обумовлювати аварійну зупинку. Температури кінця стиснення для більшості холодильних агентів є обмеженими, наприклад, для аміаку максимальна температура дорівнює 155°C , для фреону R410A - 90°C .

Провідними фірмами, що продукують холодильне обладнання, пропонуються різні варіанти практичної реалізації експлуатаційної надійності та стійкості холодильних машин в екстремальних умовах роботи, що направлено в першу чергу на зниження температури нагнітання.

Одним з методів підвищення експлуатаційної надійності та стабільної роботи холодильних установок є застосування класичних рекуперативних теплообмінників (РТО), за допомогою яких забезпечується внутрішній теплообмін між рідинним холодильним агентом високого тиску і низького тиску.

Якщо з експлуатаційної точки зору використання РТО в деяких випадках є безспірним та обов'язковим, то з точки зору енергетичної ефективності це далеко не так. Залежно від термодинамічних параметрів холодильного циклу і властивостей холодильного агента, рекуперативні процеси можуть обумовлювати, як підвищення так і зниження холодильного коефіцієнта [1].

З розвитком компресоробудування і впровадженням у тому числі спіральних компресорів рядом фірм запропоновано унікальну можливість практичної реалізації холодильного циклу, в якому одночасно застосовується принцип рекуперативного теплообміну пари між рідиною високого тиску та парою проміжного тиску з уприскуванням її в компресор.

Схема установки фірми Copeland [2] з рекуперативним теплообмінником (РТО), який іноді його називають економайзером) показана на рис. 1.

Частина холодильного агента високого тиску ΔG після конденсатору (або РТО) направляється до дросельного вентиля де відбувається дроселювання до проміжного тиску P_{01} . В РТО відбувається рекуперативний теплообмін між основним потоком рідини високого тиску G та вологою парою ΔG проміжного тиску, що обумовлює переохолодження рідини. Пара проміжного тиску всмоктується ком-

пресором де змішується із основним потоком пари та стискується до тиску конденсації.

Таким чином умовно реалізується схема двоступеневого стиснення, що дозволяє зменшити температуру нагнітання холодильного агенту. Але при цьому має місце додаткова затрата роботи в компресорі в наслідок збільшення масової витрати на ΔG .

Конструктивно така схема технічно найбільш просто реалізується в спіральних компресорах. Спіральний компресор комплектується спеціальним патрубком вприскування пари, яка підключається до РТО.

В порівнянні з холодильними машинами із класичним РТО температурний потенціал величини переохолодження холодильного агенту збільшується до 25% для фреону R410 А та до 21% для фреону R404 А.

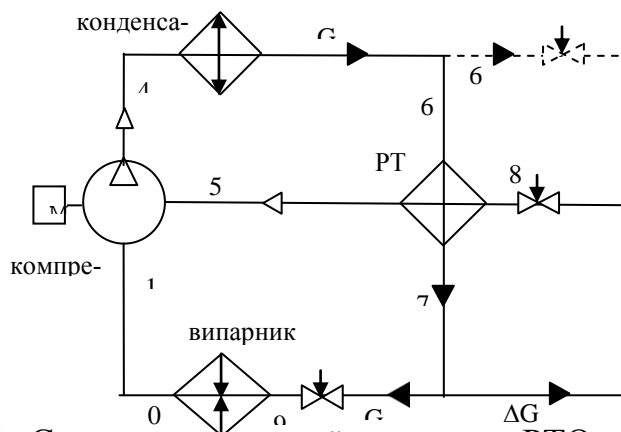


Рис. 1. Схема холодильної машини з РТО проміжного тиску. Пунктиром показано варіант включення РТО з подачею рідини високого тиску від конденсатора.

Суттєвою перевагою такої установки є зменшення температури кінця стиснення. У порівнянні з холодильними машинами із класичним РТО, така схема дає змогу зменшити температуру нагнітання до 20% для фреону R410 А та до 30% для фреону R404 А. для систем з температурою кипіння -30°C .

Холодильний цикл, в якому одночасно застосовується принцип рекуперативного теплообміну з проміжним тиском при використанні фреону R410 А і R404 А дає змогу вигравати 10-15% у холодильному коефіцієнті в порівнянні із класичним РТО при відносній кількості холодильного агенту проміжного тиску на рівні 15%.

Загалом збільшення кількості холодильного агенту з проміжним тиском обумовлює зростання потужності, споживаної компресором, але загальна енергетична ефективність циклу підвищується.

Література.

1. Гемелев Ю.А., Мнацаканов Г.К. Энергетическая эффективность теоретических регенеративных циклов компрессионных холодильных машин на современных холодильных агентах. В сб. холодильная техника и технология, вып. 60, 1999, стр. 90 -94.
2. Каталог фирмы DWM COPELAND. www.Copeland.com.

Науковий керівник: Ярошенко В.М., к.т.н., доцент

АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ АМІАЧНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА СЕРЕДНЬОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ

студ. групи 147 Янковський О.О.

На підприємствах, що виробляють аміак, холод вимагається для охолодження випарників агрегатів синтезу, для конденсації парів аміаку, що відводяться з резервуарів його зберігання, а також для конденсації аміаку з продувальних і танкових газів систем дозаправлення.

Принципова схема холодильної установки для виробництва аміаку приведена на рис. 1.

Схема спрощена, вона не містить ряду допоміжних апаратів і арматури, окрім регулювальних вентилів.

Охолодження азот-водневої суміші до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ дозволяє приблизно на 30 % підвищити продуктивність установок синтезу NH_3 .

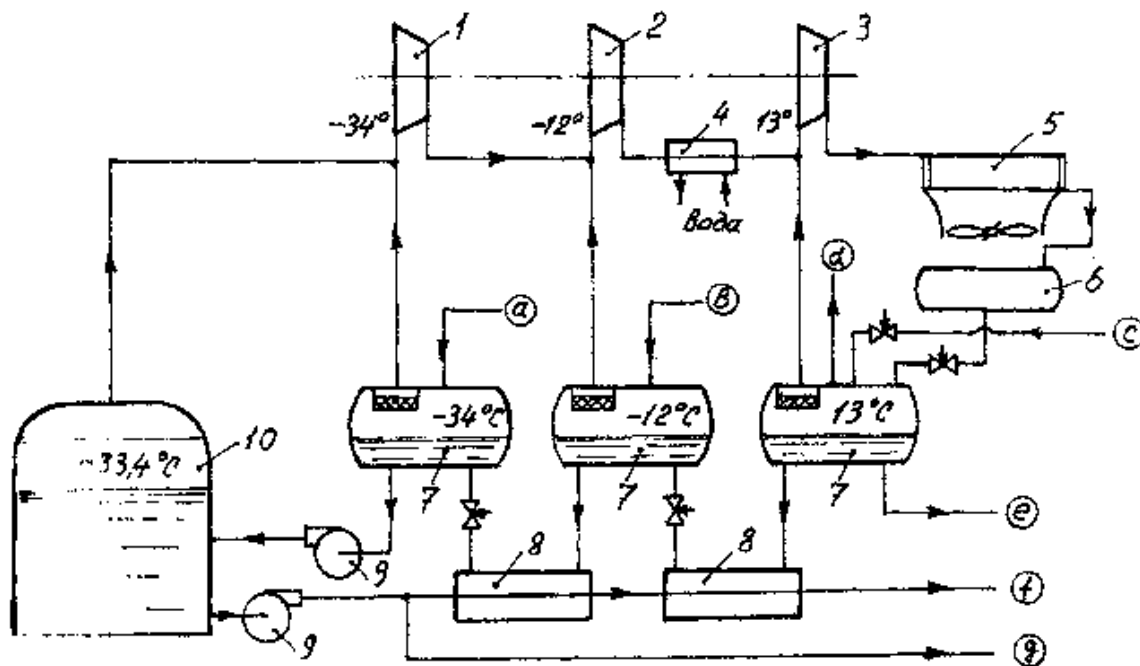


Рис. 1 — Схема холодильної установки для виробництва аміаку:
1, 2, 3 — трьохізомерний турбокомпресорний агрегат ТАТКА - 545/345,
 $t_0 = (+13, -12, -34)\text{ }^{\circ}\text{C}$, сумарна холодопродуктивність $Q_0 = 8700\text{ кВт}$,
 $N_{\text{об}} = 4000\text{ кВт}$ (в установці є 2 агрегати, тому $\Sigma Q_0 = 8,7 \times 2 = 17,4\text{ МВт}$);
4 — міжступеневий водяний охолоджувач; 5 — повітряний конденсатор;
6 — лінійний ресивер; 7 — розширювачі — сепаратори; 8 — рідинні теплообмінники; 9 — аміачні насоси; 10 — резервуар для зберігання рідкого аміаку; а — пара NH_3 з випарників агрегату синтезу ($t_0 = -34\text{ }^{\circ}\text{C}$); б — пара NH_3 з випарників агрегату синтезу ($t_0 = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$); в — рідкий аміак і неконденсати з виробництва NH_3 ; г — викид неконденсатів через віддільник інертів на факел; д — рідкий аміак до випарників агрегату синтезу; е — рідкий аміак на виробництво (добрив і т.п.); ж — рідкий аміак на продаж

Тому основна частина холоду споживається на рівні $t_0 = -12...-10$ °С, а для конденсації NH_3 з танкових і продувальних газів потрібна $t_0 = -34...-30$ °С.

Синтезований аміак, що надходить в холодильну установку, має початкову температуру 16...20 °С. Охолодження його до -34 °С ведеться методом ступеневого дроселювання в апаратах безповерхневого типу, так званих "розширювач — сепаратор". Пара, що утворюється при дроселюванні, змішується з парою холодильного агента після випарників і відсмоктується відповідними ступенями компресора.

Таким чином, в установці здійснюється складний розімкнений цикл. Одночасно з охолодженням продукційний аміак звільняється від розчинених в ньому газів (неконденсантів), які виділяються з аміаку при його дроселюванні. Тому такі холодильні станції устатковуються системами видалення інертів (встановлено поспідовно два віддільники інертів, кожен розмірами $L = 4,3$ м, $D = 1$ м, $F = 220$ м²). Резервуари NH_3 мають велику місткість (у м. Південному на Припортовому заводі встановлено 3 резервуари місткістю 30000 т. NH_3 кожен).

Безнасосні аміачні системи

Безнасосні аміачні системи проектують для відносно невеликих холодильників.

В прямотруминній безнасосній системі для постійної та безпечної роботи компресора кількість рідини G_p , яка подається до приладів охолодження, повинна дорівнювати кількості пари G_m , яка утворюється, що відповідає кратності циркуляції $n = G_p / G_m \approx 1$. Це відношення досить складно виконати при розгалуженій системі охолодження. Виникають ситуації, коли регулювальний клапан відкрито або недостатньо, або на значно більший, ніж треба, прохід. В першому випадку погіршується теплопередача камерних приладів охолодження, у другому — можливе переповнення приладів охолодження рідким холодоагентом, що призводить до вологого ходу компресора, утворюється аварійна ситуація — може виникнути гідравлічний удар в компресорі.

Використання цієї схеми в розгалужених аміачних системах з декількома об'єктами охолодження потребує встановлення віддільника рідини із всмоктувального боку та захисних ресиверів (рис. 2, а).

Можливе використання вертикальних захисних ресиверів, які одночасно виконують функції віддільників рідини. В безнасосній системі з верхнім розташуванням віддільника рідини рідкий холодильний агент після конденсатора (або лінійного ресивера) дроселюється в віддільник рідини, який розташовано вище приладів охолодження (рис 2, б).

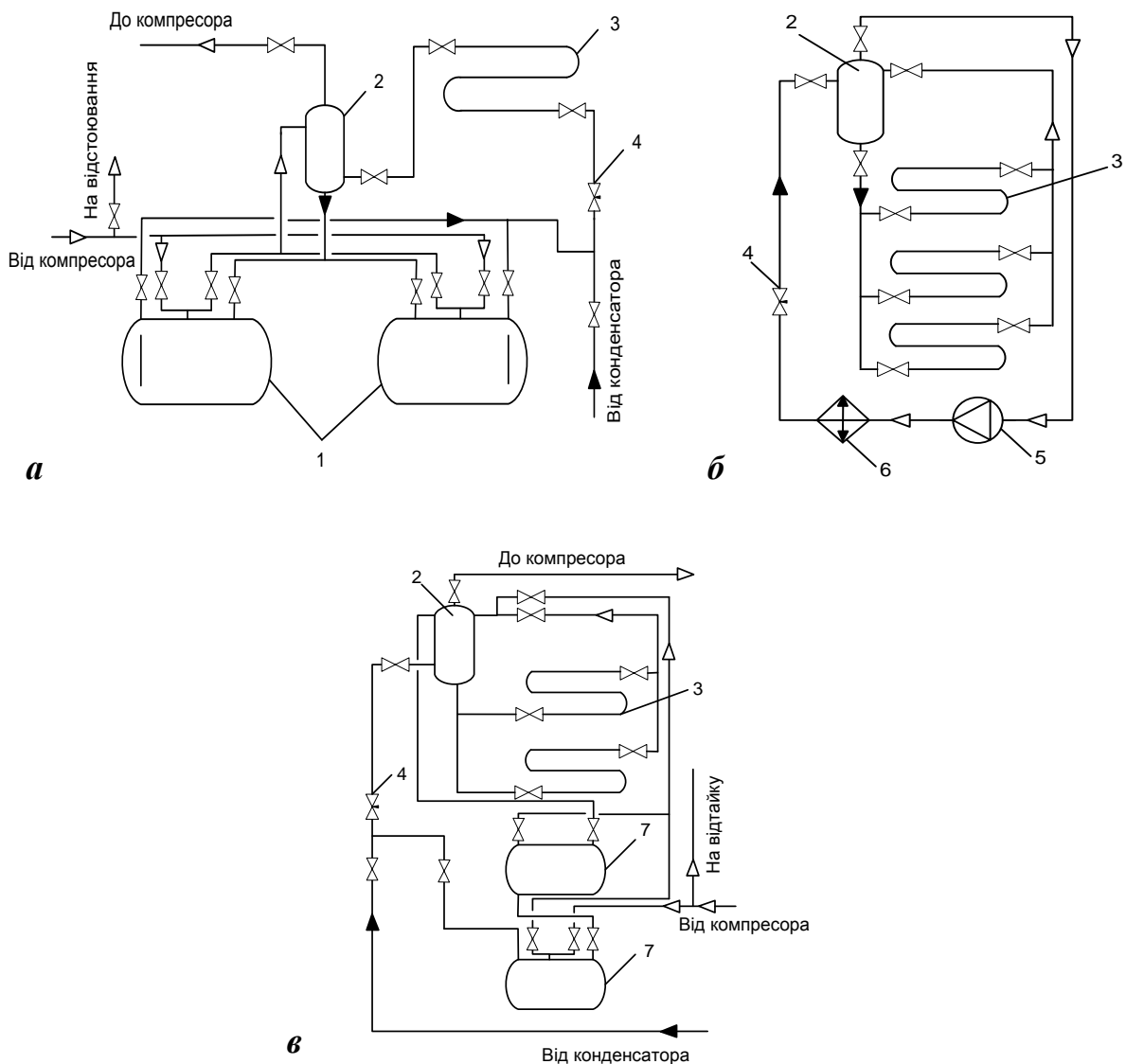


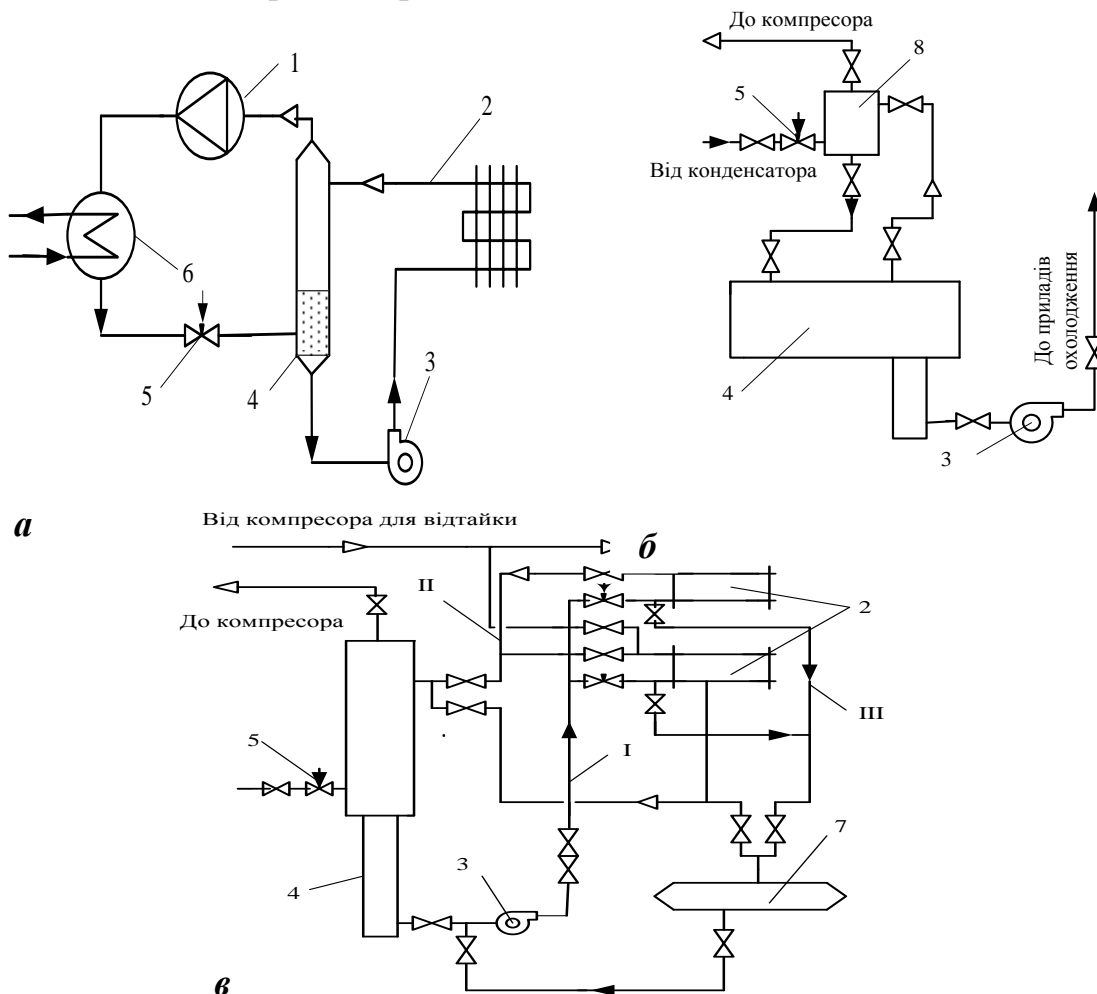
Рис. 2 — Безнасосні аміачні системи безпосереднього охолодження:
 а — з нижнім розташуванням віддільника рідини; б — з верхнім розташуванням віддільника рідини; в — з верхнім розташуванням віддільника рідини і захисними ресиверами; 1 — захисний ресивер; 2 — віддільник рідини; 3 — охолоджувальні батареї; 4 — регулювальний вентиль; 5 — компресор; 6 — конденсатор; 7 — захисний ресивер

Насосно-циркуляційні системи охолодження

Широко розповсюджені насосно-циркуляційні системи охолодження з нижньою та з верхньою подачами холодоагенту в прилади охолодження (рис. 3, а). Особливістю цих систем є наявність вузла "циркуляційний ресивер — насос". Рідкий холодоагент дроселюється до циркуляційного ресиверу. Із нього рідина забирається аміачним насосом та подається до приладів охолодження. Продуктивність насосу підбирають таким чином, щоб при максимальному тепловому навантаженні на прилади охолодження кратність циркуляції холодоагенту (в системі з нижньою подачею) досягала 4...5.

Можливе використання:

- горизонтального циркуляційного ресивера з віддільником рідини, розташованим над ресивером (рис. 3, б);
- вертикального циркуляційного ресивера, який одночасно виконує функції віддільника рідини (рис. 3, в).



*Рис. 3 — Насосно-циркуляційні аміачні системи охолодження:
 а — принципова схема; б — з нижньою подачею холодоагенту в прилади охолодження; в — вузол горизонтального циркуляційного ресивера з відділенням рідини та аміачним насосом; 1 — компресор; 2 — батареї; 3 — аміачний насос; 4 — циркуляційний насос; 5 — регулювальний вентиль; б — конденсатор; 7 — дренажний ресивер; 8 — віддільник рідини; I — трубопровід подачі рідини в прилади охолодження; II — трубопровід повернення парорідини в циркуляційний ресивер; III — трубопровід зливу рідини в дренажний ресивер під час відтавання*

йних систем (забезпечення рівномірного розподілення рідини по приборам охолодження) виконується за допомогою розташування на колекторах розподілу рідини регулювальних вентилів.

Науковий керівник: Подмазко І. О., к.т.н., доц. кафедри компресорів та пневмоагрегатів

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ВУГЛЕКИСЛОТНИХ КОМПРЕСОРИВ

доцент Яковлев Ю.О., студент СВО «Магістр» ф-ту НТтІМ Кременецький Володимир Вікторович

Проблема підвищення ефективності та екологічної безпеки виробництва рідкої вуглекислоти актуальна з двох причин, з одного боку, тим, що діоксид вуглецю викликає парниковий ефект, а з іншого - CO_2 знаходить широке застосування в різних галузях промисловості.

У даній роботі розглянуті шляхи підвищення енергоефективності чотирьохступінного вуглекислотного компресора станції для виробництва рідкої вуглекислоти.

Відповідно до чинного технологічним процесом виробництва діоксид вуглецю надходить на вхід компресорів зі 100% - вою відносною вологістю і температурою 40°C .

У роботі [1] запропоновано проводити додаткове охолодження газу на вході в компресорну установку (наприклад, за допомогою аміачних холодильників) до 20°C , що дозволяє зменшити кількість що надходить вологи в компресор і в результаті дасть можливість збільшити продуктивність компресора до 6%.

Іншим способом підвищення продуктивності компресора пропонується є зменшення втрат в клапанах [1]. Розрахунки показують, що удосконалення всмоктуючих і нагнітальних клапанів 1-ої, 2-ий і 3-ій ступенів стиснення за рахунок застосування неметалічних дискових пластин і зменшення висоти їх підйому при відкритті дозволить збільшити продуктивність вуглекислотного компресора на 4_5% і знизити споживану потужність на 2%.

Великий інтерес представляє використання компресорно-насосних установок, що використовують холод аміаку. для виробництва рідкого CO_2 в циклі низького тиску і подальшою подачею його насосом споживачеві. Питомі енерговитрати на зрідження і подачу діоксиду вуглецю споживачеві нижче до 25%, ніж в застосовуваних в даний час компресорних лініях [2,3].

Енергія приводу вуглекислотного компресора витрачається на стиснення газу і покриття механічних втрат. При цьому частина витраченої енергії у вигляді тепла після кожного ступеня стиснення відводиться в навколишнє середовище. Утилізація теплоти стиснення дозволяє підвищити ефективність і енергетичні показники роботи поршневих компресорів на станції виробництва рідкої вуглекислоти.

Проведений аналіз показує, що можливості поліпшення ефективності та енергетичних характеристик вуглекислотних поршневих компресорів середнього тиску ще не вичерпані.

Питомі енерговитрати на зрідження і подачу діоксиду вуглецю споживачеві нижче до 25%, ніж в застосовуваних в даний час компресорних лініях.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВОСТІ РОБОТИ БЕЗШАТУННОГО КОМПРЕСОРА НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТАХ

Доцент Яковлев Ю.О., студент СВО «Магістр» ф-ту НТmIM Войтюк Сергій Юрійович

Найбільш поширеним типом компресорів автомобільних кондиціонерів є безшатунні поршневі. Для дослідження був обраний безшатульний компресор TM21. Це універсальний компресор, призначений для авторефрижераторів, автокондиціонерів сільгосптехніки і кондиціонерів на автобусах.

Вал компресора приводиться в дію від колінчастого вала двигуна за допомогою пасової передачі і електромагнітної муфти. З провідним валом компресора з'єднана похила шайба, яка при своєму обертанні переміщає 5 поршнів. Розташування 5 циліндрів в корпусі компресора кругове з інтервалом 72° навколо приводного вала. Кожен циліндр має дві робочі порожнини, корпус компресора з двох сторін закритий кришками з системою клапанів. TM21 працює як 10-циліндровий компресор.

Виконані розрахунки [1] показують, що транспортна холодильна установка з таким компресором стійко працює на R134a в діапазонах температур кипіння $-10 \dots +14$ оС і температур конденсації $26 \dots 71$ °С.

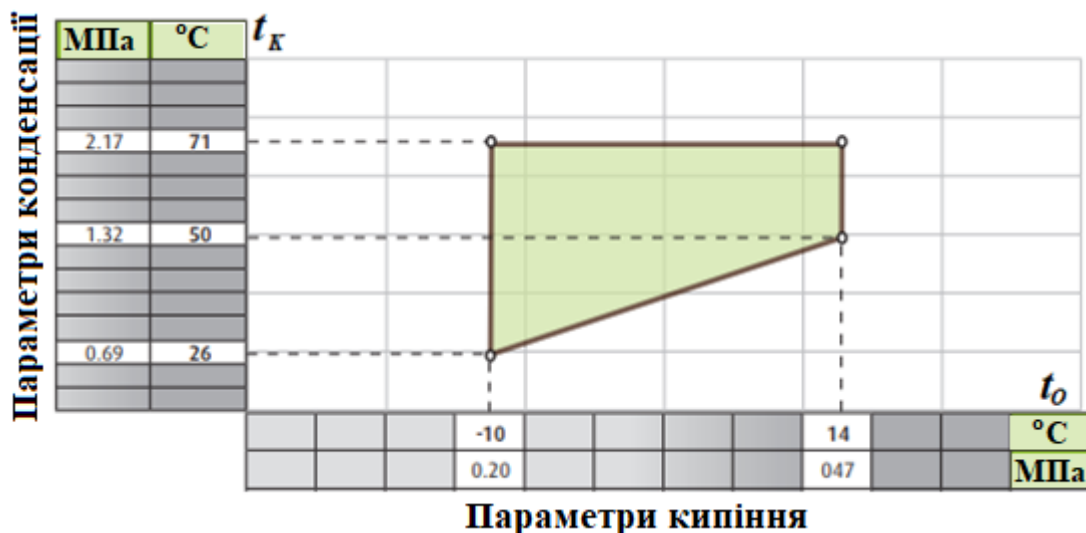


Рис.1. Діаграма Бенке для компресора TM21 при роботі на R134a.

Продуктивність компресора визначається швидкістю обертання двигуна. Діапазон частоти обертання валу компресора становить 700...6000 об/хв. Від частоти обертання залежить холодопродуктивність кліматичної установки. При роботі компресора на R134a при швидкості обертання валу 1450 об/хв були

визначені значення холодопродуктивності і споживаної потужності при зміні температур конденсації в інтервалі 40, 50, 60 °С і температур кипіння в інтервалі -10, -5, 0, 5, 10, 12, 5 °С. Результати розрахунку наведені в табл.1.

Таблиця 1.

Холодопродуктивність Q_o (кВт)			Споживана потужність N_e (кВт)					
Температура конденсації (°С)	Тиск конденсації (МПа)		Температура кипіння (°С)					
			-10	-5	0	5	10	12.5
			Тиск кипіння (МПа)					
			0.10	0.15	0.19	0.24	0.32	0.35
40	0.91	Q_o (кВт)	5.88	7.54	9.59	12.10	15.06	16.86
		N_e (кВт)	2.05	2.28	2.49	2.68	2.83	2.89
50	1.21	Q_o (кВт)	5.02	6.48	8.24	10.31	12.84	14.17
		N_e (кВт)	2.21	2.47	2.73	2.98	3.20	3.29
60	1.58	Q_o (кВт)	4.09	5.38	6.90	8.63	10.75	11.92
		N_e (кВт)	2.34	2.66	2.97	3.26	3.50	3.67

Виконані розрахунки показують, що автокондиціонер з компресором TM21 забезпечить комфортний мікроклімат в салоні автобуса.

УТИЛІЗАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

студент Шевельов К. Одеська національна академія харчових технологій

Утилізація теплових втрат головного двигуна традиційно є одним з основних напрямків підвищення ефективності суднової енергетичної установки.

Випускні гази судових головних і допоміжних дизельних двигунів внутрішнього маюють досить високу температуру. Для головних двохтактних двигунів її значення знаходиться в межах 350- 450 °С, для допоміжних 400- 550 °С. В судових двигунах внутрішнього згорання в ефективну роботу перетворюється 38 ... 54% теплоти, що виділяється при згорянні палива. Інша частина теплоти згорання палива класифікується як теплові втрати за рахунок утилізації яких можливе підвищення загальної енергетичної ефективності установки.

Одним із найбільш ефективних способів утилізації теплової енергії вихідних газів являються системи газотурбінного наддуву.

Системи наддуву застосовуються для збільшення потужності дизельних енергетичних установок та базуються на примусовій подачі атмосферного повітря в циліндри під надлишковим тиском. Ефективність наддуву суттєво підвищується при охолодженні повітря перед його надходженням в циліндр. Підвищення густини повітря обумовлює більшу концентрацію кисню в ньому та відповідне збільшення циклової подачі палива та механічної потужності двигуна. В даний час наддув є основним засобом збільшення потужності дизельних двигунів внутрішнього згорання. Тиск наддуву відповідає надлишковому тиску 0,15- 0,4 МПа , що обумовлює збільшення потужності до 150%.

Газотурбінний надув здійснюється нагнітачем (відцентрованим компресором), що приводиться газовою турбіною, яка використовує енергію випускних газів дизеля. Агрегат, який складається із компресору та турбіни , які закріплюються на одному валу, називається турбокомпресором ; він застосовується в більшості сучасних дизелів. Зниження температури надувочного повітря суттєво підвищує механічну потужність усіх теплосилових установок до яких відносяться і дизельні двигуни.

Ефективність ДВЗ значно залежить від системи підготовки повітря в системі наддуву. При підвищенні температури надувного повітря зменшується коефіцієнт надлишку повітря, погіршується сумішоутворення, збільшується температура вихідних газів та відвід теплоти, що обумовлює підвищення питомої витрати пали-

ва, зменшення потужності та ккд двигуна. За даними фірм, які продукують двигуни, кожний градус підвищення температури надувного повітря обумовлює зниження потужності на 0,5 %.

Істотно підвищити енергетичну ефективність суднових дизельних установок можливо шляхом використання тепловикористовуючих абсорбційних холодильних машин для охолодження надувного повітря дизелів.

Недоліком бромистолітєвої АХМ є низький тиск кипіння холодагенту, що вимагає створення вакууму а також корозійну дію розчину при температурах гріючого джерела теплоти вище 115 С. У аміачній АХМ ці недоліки відсутні. На рис.1. показана система охолодження надувочного повітря на базі тепловикористовуючої абсорбційної водо аміачної холодильної машини.

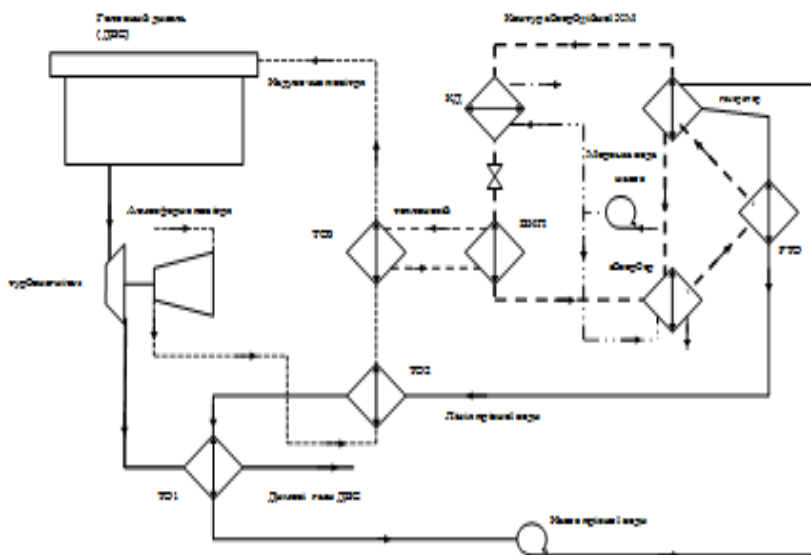


Рис.1. Система охолодження надувочного повітря на базі тепловикористовуючої абсорбційної холодильної машини.

Розрахунки показують, що наведена система глибокої утилізації теплоти дає можливість зниження температури надувочного повітря на 8-10° С , що підвищує коефіцієнт перетворювання енергії дизеля на 0,8-1,5 %.

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

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГАЗОКОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

Войтюк С.Ю., студент 4-го курсу ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

При русі газу по трубопроводу відбувається втрата тиску із-за різного гідравлічного опору по довжині газопроводу. Падіння тиску викликає зниження пропускної спроможності газопроводу. Одночасно знижується температура газу, що транспортується, головним чином, із-за передачі теплоти від газу через стінку трубопроводу в ґрунт і атмосферу.

Перепад тиску на ділянці між КС визначає степінь підвищення тиску в газоперекачувальних агрегатах. Тиск газу в газопроводі у кінці ділянки дорівнює тиску на вході в газоперекачувальний агрегат, а тиск на початку ділянки дорівнює тиску на виході з АВО газу.

Сучасна компресорна станція - складна інженерна споруда, що забезпечує основні технологічні процеси по підготовці і транспортуванню природного газу. Компресорна станція - невід'ємна і складова частина магістрального газопроводу, що забезпечує транспортування газу за допомогою енергетичного устаткування, встановленого на КС. Вона служить керуючим елементом в комплексі споруд, що входять в магістральний газопровід. Саме параметрами роботи КС визначається режим роботи газопроводу.

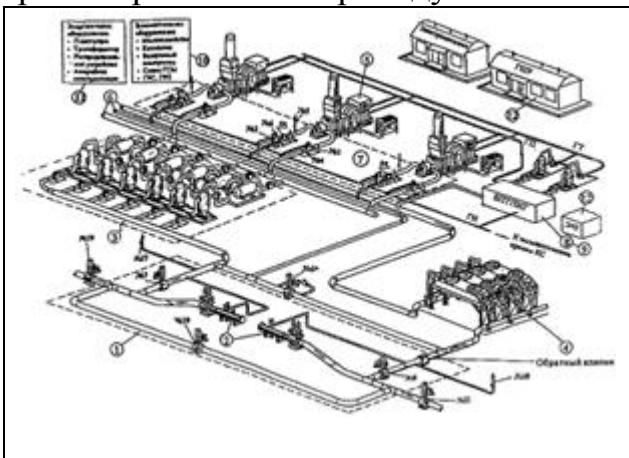


Рис. 1 - Принципова схема компонування основного устаткування компресорної станції

Наявність КС дозволяє регулювати режим роботи газопроводу при коливаннях споживання газу, максимально використовуючи при цьому акумулювальну здатність газопроводу.

На рис. 1 показана принципова схема компонування основного устаткування компресорної станції, що складається з трьох ГПА.

На магістральних газопроводах розрізняють три основні типи КС: головні компресорні станції, лінійні компресорні станції і дотискні компресорні станції.

Головні компресорні станції (ГКС) встановлюються безпосередньо по ходу газу після газового родовища. У міру видобутку газу відбувається падіння тиску в родовищі до рівня, коли транспортувати його у необхідній кількості без компримування вже не можна. Тому для підтримання необхідного тиску і витрати будуються головні компресорні станції. Призначенням ГКС є створення

необхідного тиску технологічного газу для його подальшого транспортування по магістральних газопроводах. Принциповою відмінністю ГКС від лінійних станцій є високий степінь стискування на станції, що забезпечується послідовною роботою декількох ГПА з відцентровими нагнітачами або поршневими газомотокомпресорами. На ГКС пред'являються підвищені вимоги до якості підготовки технологічного газу.

Лінійні компресорні станції встановлюються на магістральних газопроводах, як правило, через 100 - 150 км. Призначенням КС є компримування природного газу, що надходить на станцію, з тиску входу до тиску виходу, обумовлених проектними даними. Тим самим забезпечується постійна задана витрата газу по магістральному газопроводу.

Дотискні компресорні станції (ДКС) встановлюються на підземних сховищах газу (ПХГ). Призначенням ДКС є подання газу в підземне сховище газу від магістрального газопроводу і відбір природного газу з підземного сховища (як правило, в зимовий період часу) для подальшого подання його в магістральний газопровід або безпосередньо споживачам газу. ДКС будуються також на газовому родовищі при падінні пласта тиску нижче тиску в магістральному трубопроводі. Відмітною особливістю ДКС від лінійних КС є високий степінь стискування, що дорівнює 2 - 4, поліпшена підготовка технологічного газу (осушувачі, сепаратори, пиловловлювачі), що надходить з підземного сховища з метою його очищення від механічних домішок і вологи, що виноситься з газом.

Біля споживачів газу будуються також газорозподільні станції (ГРС), де газ редукується до необхідного тиску ($P = 1,2; 0,6; 0,3$ МПа) перед поданням його в мережі газового господарства.

Науковий керівник: Подмазко І.О., доцент., к.т.н., кафедра Компресорів та пневмоагрегатів, ОНАХТ

ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНОЇ КОМПРЕСІЇ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ГТУ

Кобалава Г. О., викладач

Істоміна І. В., студентка

Херсонська філія Національного університету кораблебудування

ім. адм. Макарова, g.lavatay@gmail.com

Підвищення ефективності роботи газотурбінної установки (ГТУ) можна досягти застосуванням проміжного охолодження циклового повітря при стисненні і проміжного підігріву газів при розширенні (дворазове підведення теплоти). Охолодження циклового повітря установки здійснюється або в поверхневому теплообміннику, або контактним способом при упорскуванні диспергованої води [1, 2].

Перспективним способом зволоження робочого середовища ГТУ може бути застосування аеротермопресора [3]. В основу роботи аеротермопресора покладено процес термогазодинамічної компресії. Особливістю цього процесу є підвищення тиску в результаті миттєвого випаровування рідини, що упорскується в повітряний потік, який прискорений до швидкості близько звуковій. При цьому на випаровування води відводиться теплота від повітря, в результаті чого знижується його температура [4]. При упорскування рідини понад необхідної кількості для випаровування, аеротермопресор здійснить більш ефективне розпилення рідини перед компресором високого тиску, що у свою чергу, дає можливість забезпечити ефективне довипаровування рідини в ступенях компресора (ізотермування процесу).

Встановлення аеротермопресора пропонується між компресорами ГТУ високого та низького тисків (рис. 1).

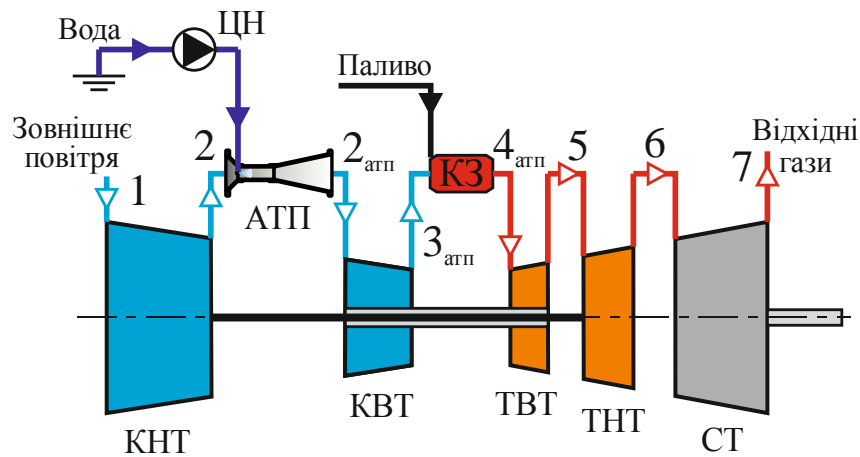


Рисунок 1. Схема ГТУ із застосуванням проміжного охолодження циклового повітря аеротермопресором

Розрахунок циклів ГТУ проводився для ступенів підвищення тиску $\square_k = 10\text{--}42$ і для повітря при параметрах, що відповідають ISO: $t_{\text{нп}} = 15\text{ }^\circ\text{C}$, $\square_{\text{нп}} = 60\%$, тиск $P_1 = 101325\text{ Па}$, при цьому в схемах замість охолоджувача повітря (поверхневого або контактного із форсуночним упрскуванням) запропоновано встановити аеротермопресор.

Застосування аеротермопресора дозволяє знизити температуру циклового повітря між ступенями компресорів від $t_{1\text{атп}} = 100\text{--}180\text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{2\text{атп}} = 50\text{--}70\text{ }^\circ\text{C}$, тобто на $\square t_{\text{атп}} = 50\text{--}110\text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 4). Таке зниження температури в умовах термогазодинамічної компресії дає змогу підвищити тиск на $\square P_{\text{атп}} = 2\text{--}28\text{ кПа}$, тобто на 2–9 %, а від так, зменшити роботу на стиснення в ступенях компресора; збільшити кількість робочого тіла в циклі на $\square G_w = 2\text{--}5\%$, і, як наслідок, збільшити питому потужність на $\square \bar{N}_s = 3\text{--}10\%$ і ККД на $\square \square_e = 2\text{--}4\%$.

Кількість води, що упрскується в аеротермопресор може перевищувати значення, яке необхідне для випаровування в робочій камері (до 10–15 % відносно кількості повітря). Таке рішення дозволить забезпечити випаровування при стисненні в компресорі високого тиску і, як наслідок, наблизити процес до ізотермічного із найменшою роботою на стиснення, тобто застосування аеротермопресора може бути альтернативним відносно традиційного контактного охолодження циклового повітря.

СПИСОК ИНФОРМАЦИОННЫХ ИСТОЧНИКОВ:

1. Jonsson, M. Humidified gas turbines – a review of proposed and implemented cycles [Text] / M. Jonsson, J. Yan. // Energy. – 2005. – №30. – P. 1013–1078.

2. Thank-God, I. Life cycle evaluation of an intercooled gas turbine plant used in conjunction with renewable energy [Text] / I. Thank-God, S. Dabbashi, D. Bosak, S. Sampath, G. Di Lorenzo, P. Pilidis. // Propulsion and Power Research. – 2016. – Vol. 5, No. 3. – P. 184-193.

3. Shapiro, A. H. The aerothermopressor – a device for improving the performance of a gas-turbine power plant [Text] / A. H. Shapiro, K. R. Wadleigh, B. D. Gavril A. A. Fowi. // Proceedings of the Trans. ASME. – 1956. – Vol. 78, No. 7. – P.617-653.

4. Konovalov, D. Intercooling of gas turbine plants by using the aerothermopressor [Text] / D. Konovalov, H. Kobalava. // Proceedings of the X Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus. – 2018. – P. 269–276.

АЛЬТЕРНАТИВНІ ОЗОНОНЕРУЙНУЮЧІ ХОЛОДОАГЕНТИ – ОСНОВА ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ І ЕКОЛОГОБЕЗПЕЧНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

студ. Пустановіт М.О., Одеська державна академія харчових технологій

В даний час Земля переживає екологічну кризу. Ліси на планеті зникають зі швидкістю півгектара в секунду. Йде інтенсивне виснаження озонового шару в стратосфері. З неймовірною швидкістю вимирають тварини і рослини — у 1000 разів швидше, ніж будь-коли за останні 65 млн. років. Викиди відходів хімічних виробництв осідають на землі, отруюють ґрунтові води. Накопичені у величезних кількостях у атмосфері вуглекислий газ, метан і хлорфторвуглеці створюють парниковий ефект, що загрожує зміною клімату.

Всі ці зміни відбуваються не тільки тому, що збільшуються чисельність населення Землі і масштаби екологічної діяльності людей. Головним чином вони пов'язані з тим, що багато років ми терпимо ставилися до екологічного вандалізму, який прийняв глобальні масштаби.

У цих умовах на передній план необхідно висунути проблему створення щадної економіки. Це передбачає, по-перше, усвідомлення ролі людської діяльності та її наслідків в природному світі і, по-друге, впровадження з урахуванням цього нових екологічно безпечних та високоефективних технологій, розвиток робіт по створенню альтернативних джерел енергії і т. д.

У даній роботі розглянуто виниклі у зв'язку з цим у холодильній техніці та технології проблеми природничо-наукового та прикладного характеру. Їх особлива актуальність визначається тим, що широко використовувані в якості робочих тіл холодильних машин і установок хлорфторвуглеці загрожують руйнуванням захисного озонового шару Землі. Дослідження останніх років показують також, що ці синтетичні сполуки активно сприяють створенню парникового ефекту на планеті, що приводить до підвищення температури з шкідливими екологічними наслідками. В роботі основну увагу приділено використуванним речовинам, які руйнують озоновий шар, перспективам створення нових екологічно безпечних холодоагентів та їх використанню.

Історія штучного холоду розпочалася ще в античні часи, коли для охолодження використовували запасений лід, процеси випаровування води або інших речовин. У XVI–XVII століттях багато дослідників у різних країнах вивчали фізику фазових переходів. Річард Тревітік запропонував у 1828 році повітряний цикл для

отримання холоду, але так і не побудував машину, яка б реально діяла. Нарешті, в 1830 році Якоб Перкінс створив парокомпресійну холодильну машину і ввів поняття холодоагенту, яке збереглося дотепер.

Протягом перших ста років застосування холодагентами найчастіше були звичайні розчинники та інші леткі рідини; фактично в перше покоління холодагентів входило все, що працювало і було під руками. Майже всі перші холодоагенти були вогнебезпечні, токсичні, а деякі — хімічно активні. Звичайним явищем під час експлуатації холодильного обладнання були аварії. Перевага, яку дотепер віддають аміаку перед вуглеводнями у промисловому застосуванні, пов'язана з тим, що в другому випадку чим більша система, тим вищий ризик виникнення пожежі.

Друге покоління холодагентів ознаменувалося переходом до сполук фтору, щоб збільшити безпечність і термін служби холодильних систем. Томас Міджлей-молодший і його співробітники Альберт Л. Хенн і Роберт Р. Мак Нері склали обширні таблиці, щоб вибрати хімічні речовини з необхідною точкою кипіння. В той же час вони обмежили область пошуку стабільними, нетоксичними і пожежобезпечними сполуками. Опубліковане значення точки кипіння чотирифтористого вуглецю (R140) привернуло увагу до органічних фторсполук, але дослідники справедливо запідозрили, що дійсна температура кипіння має бути набагато нижча. Звернувшись до елементів періодичної системи, Т. Міджлей швидко виявив ті з них, які не мають необхідної легкості. Потім він відкинув ті, що утворюють нестабільні й токсичні сполуки, а також інертні гази з їх низькими точками кипіння. У результаті залишилося всього вісім елементів, а саме: вуглець, азот, кисень, сірка, водень, фтор, хлор і бром. Їх перша публікація щодо фторвмісних холодагентів показує, як зміна ступеня хлорування і фторування вуглеводнів впливає на точку кипіння, займистість і токсичність.

Промислове виробництво R12 почалося в 1931 році, R11 — у 1932-му. Хлорфторвуглеці (ХФВ), а пізніше й гідрохлорфторвуглеці (ГХФВ), домінували в другому поколінні холодагентів, особливо з 1950-х років, у домашніх і малих промислових кондиціонерах повітря і теплових насосах. Найпопулярнішим холодагентом у великих промислових системах, особливо у сфері виробництва та зберігання продуктів і напоїв, був і залишається дотепер аміак.

Виявлення зв'язку між витоками в атмосферу ХФВ, зокрема холодагентів, і руйнуванням захисного шару озону викликало появу третього покоління холодагентів. Віденська конвенція і Монреальський протокол, що вийшов за нею, проголосили заборону озоноруйнівних речовин (ОРР). В центрі уваги продовжували залишатися фторсполуки: ГФХВ розглядалися як варіант для тимчасового (перехід-

ного) використання, а гідрофторвуглеці (ГФВ) — для довготривалого. Повернувся інтерес до природних холодоагентів, особливо до аміаку, діоксиду вуглецю, вуглеводнів і води, а також до альтернативних підходів, наприклад абсорбційних, тобто таких, що не використовують компресійні цикли на фторвмісних речовинах. Ряд державних та приватних програм, присвячених дослідженням нових холодоагентів серед речовин, що не містять фтору і гідрофторофторидів (ГФЕ), дали зовсім небагато перспективних варіантів. Промисловий випуск перших альтернативних холодоагентів почався в кінці 1989 року, і протягом десятиліття на ринку з'явилася заміна більшості озоноруйнівних робочих тіл.

Слід звернути увагу на три обставини. По-перше, холодоагенти історично становили лише невелику частку від сумарної кількості речовин, що руйнують озоновий шар, до того ж ХФВ і деякі ГХФВ, що широко застосовувалися як холодоагенти, використовувалися також як витіснювачі аерозолів, піноутворювачі і розчинники, викид яких у атмосферу був набагато більший. По-друге, екологічні міркування потребували не тільки заміни холодоагентів, але й істотних змін конструктивних рішень, виробничих технологій, монтажу, обслуговування і, нарешті, процедур знищення холодоагентів — тільки так можна було сподіватися зменшити попадання шкідливих речовин у атмосферу. По-третє, озоновий шар поступово відновлюється, незважаючи на епізодичні повідомлення про рекордну величину озонових дір в Антарктиді. Результати міжнародних досліджень свідчать, що в цілому спостерігається зниження як нових викидів ОРР, так і скорочення викидів від залишків попередніх періодів.

Тенденція відновлення озонового шару прямо протилежна ситуації зі зміною клімату, яка погіршується. Нові дані щодо глобального потеплення і їх політичні наслідки стали предметом широкого обговорення, особливо останнім часом. Четвертий звіт Міжурядової ради із зміни клімату виражає єдину позицію наукового співтовариства: «...потеплення клімату є безперечним, це очевидно внаслідок спостереження підвищення середньосвітової температури повітря і океану, розширення меж танення снігу і льоду й підвищення рівня світового океану».

Київський протокол, відповідно до Міжнародної рамкової угоди щодо зміни клімату, встановлює певні орієнтири щодо викидів парникових газів (ПГ), що ґрунтуються на розрахункових еквівалентах діоксиду вуглецю, метану, оксидів азоту, ГФВ, перфторвуглеців (ПФВ) і гексафториду сірки.

Національні закони й норми із застосування Київського протоколу розрізняються, але в цілому вони забороняють викиди холодоагентів типу ГФВ і ПФВ,

яких можна уникнути, а в деяких країнах регулюють їх використання або оподатковують його.

При цьому слід мати на увазі, що альтернативні холодоагенти зазвичай менш енергоефективні, ніж їх попередники. За рідкісним винятком, вираш в ефективності обладнання на альтернативних холодоагентах залежить не від властивостей нового робочого тіла, а від конструктивного вдосконалення обладнання. Просто кажучи, оптимізація обладнання на старих холодоагентах у багатьох випадках забезпечує вищу ефективність, а альтернативні речовини звужують можливості подальшого її зростання. Вивчення, аналіз та комплексне порівняння властивостей і характеристик різноманітних робочих речовин є складним науково-технічним завданням, що вимагає проведення інтенсивних досліджень в найрізноманітніших напрямках.

Як відомо, знайти робочу речовину, що поєднує в собі тільки позитивні якості і властивості, вельми непросто. Перш за все, це пов'язано з необхідністю проаналізувати сукупність всіх якостей і факторів, що характеризують як роботу холодильної системи в цілому, так і вплив властивостей робочої речовини на показники її окремих елементів. Крім того, сьогодення проблема пошуку альтернативних речовин серйозно ускладнюється ще й тим, що поряд з вимогами за термодинамічними і фізико-хімічними властивостями, економічністю і доступністю додаються ще й міркування екологічної безпеки. У зв'язку з особливою актуальністю останніх, оцінка альтернативних робочих речовин виконується, насамперед, з точки зору їх відповідності сучасним вимогам щодо захисту та збереження навколишнього середовища, а також забезпечення безпеки людини.

Звідси ясно, що вивчення властивостей, виробництво та впровадження альтернативних агентів потребує багатомільярдних витрат і активної діяльності вчених та інженерів різних країн. Необхідно провести: дослідження теплофізичних, термодинамічних, хімічних, токсичних та інших властивостей холодоагентів і їх сумішей; розробку, дослідження та організацію виробництва нових агентів, масел, ущільнювальних і електроізоляційних матеріалів; модернізацію і вдосконалення холодильних машин, що працюють на альтернативних холодоагентах.

Лише на базі результатів комплексу цих досліджень та пошукових робіт можливо буде остаточно визначити найбільш перспективні альтернативні холодоагенти для виробів холодильної техніки, призначеної для роботи в різних галузях народного господарства і суспільства.

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

ОСНОВИ РЕКОНСТРУКЦІЇ КОМПРЕСОРНОГО ОБЛАДНАННЯ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ ГТУ УКРАЇНИ

студ. Клебан Я. Л., Одеська національна академія харчових технологій

В умовах переходу до ринкової економіки НАК «Нафтогаз України» змушений вишукувати найбільш економічно ефективні шляхи експлуатації й подальшого вдосконалення єдиної системи газопостачання (ЄСГ), відповідно до сучасних вимог. При цьому ставиться завдання пошуку, з одного боку, збалансованого варіанту фінансування ЄСГ, а з іншого – проведення оптимальної технічної реструктуризації системи, яка передбачає її реконструкцію й модернізацію з метою забезпечення подачі необхідної кількості газу в задані райони з усуненням «вузьких місць» в ЄТГ.

Працездатність Єдиної системи газопостачання прямо залежить від надійності експлуатації дорогих і складних технологічних систем, сконцентрованих на промайданчику компресорних станцій (КС) та на лінійній частині магістральних газопроводів. Корозія, абразивне зношення, старіння металу внаслідок дії динамічних навантажень, високих тисків і температури – все це чинники, що понижують довговічність та надійність системи газопостачання.

Технічна реструктуризація об'єктів газотранспортної системи включає проведення реконструкцій та модернізації усіх її елементів. Модернізація устаткування передбачає часткову заміну або вдосконалення устаткування з метою поліпшення його функціонування в системі транспорту газу. Дотепер основними вимогами при реконструкції газопроводів було, головним чином, забезпечення заданих потоків газу, насамперед за рахунок ліквідації «вузьких місць» у газотранспортній системі, а також надійності в роботі, технічної й екологічної безпеки газопроводів, енергозбереження при транспортуванні газу. Вирішення проблеми подальшого розвитку ГТС України вимагає перегляду концепції реконструкції й модернізації ЄСГ насамперед з наступних причин: все більша частина газопроводів наближається до вичерпування нормативного терміну служби (33 роки); - у зв'язку з невідповідністю показників рентабельності сучасним вимогам виникає необхідність перебудови значної частини газотранспортної мережі країни; скорочення об'ємів будівництва нових газопроводів приводить до того, що реконструкція й модернізація дійчих систем стають головними чинниками підвищення ефективності роботи всієї галузі. Вирішувати ці завдання необхідно в умовах централізованого планування й

керування процесом реконструкції й модернізації газотранспортної системи України, тому що з одного боку, елементи ЄСГ перебувають у різному адміністративному підпорядкуванні, а з іншого боку – окремі газотранспортні підприємства не можуть реалізувати великі проекти в цій області. Тому для збереження конкурентноздатності українських газопроводів та їх привабливості для експортерів газу розроблена і впроваджується програма технічної реструктуризації: реконструкції, технічного переоснащення і розширення газотранспортної системи України до сучасного світового рівня.

Загальною метою реконструкції є забезпечення ефективності транспорту газу (у тому числі енергозбереження) його надійності, а також технічної й екологічної безпеки. У цілому можна прогнозувати, що в перспективі реконструкція діючої ГТС буде більш інтенсивною, ніж у цей час. До найбільш істотних статей експлуатаційних витрат у транспорті газу відносяться матеріальні і енергетичні витрати – 66,2% (у тому числі енерговитрати – 39,6%), витрати на оплату праці – 11,86%. Серед інших витрат помітне місце займає ремонтний фонд – 13.5%.

Проведення технічної реструктуризації галузі дозволить довести міжнародній спільноті, що Україна є надійним партнером в галузі газопостачання, так як держава забезпечує вирішення всіх пріоритетних напрямків розвитку ГТС.

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

ВИПРОБУВАННЯ МАЛИХ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ З МЕТОЮ ЇХ СЕРТИФІКАЦІЇ

студ. Закушняк М.Ю. Одеська національна академія харчових технологій

В умовах ринкової економіки, коли продукцію і послуги представляють підприємства різних форм власності, найбільш ефективним способом гарантії якості продукції і послуг, а точніше - відповідності їх установленим вимогам є підтвердження відповідності, і як контроль по обов'язковим показникам безпеки – їх сертифікація.

Сертифікація продукції є механізмом забезпечення права споживачів на безпечну продукцію. Відповідальним за якість продукції залишається виробник, а також постачальник продукції.

Сертифікація в Україні стала одним із важливих механізмів управління якістю, який дає можливість об'єктивно оцінити продукцію, надати споживачу підтвердження її безпеки, забезпечити контроль за відповідністю продукції вимогам екологічної чистоти, а також підвищити її конкурентоспроможність.

Сертифікація малого холодильного компресора вітчизняного та зарубіжного виробника спрямована насамперед на захист споживачів від небезпечного і недоброякісного товару, що надходять на ринок України, сприяє участі суб'єктів підприємницької діяльності в міжнародному економічному, науково-технічному співробітництві та міжнародній торгівлі. Особливого значення набуває сертифікація холодильних компресорів в сучасних умовах глобального переведення холодильної техніки на альтернативні еколого безпечні холодоагенти і відповідних робіт по вдосконаленню компресорних машин та їх елементів.

Розглядаючи питання про якість малого холодильного компресора, необхідно визначити оптимальну номенклатуру показників, які відповідають за її якість тому, що від номенклатури показників якості виробів залежить збереження здоров'я людей. В залежності від вимог замовника на сертифікацію кількість показників, що перевіряються, встановлює орган з сертифікації. До основного показника, який обумовлює якість компресора, відносять його холодопродуктивність. Її значення повинні відповідати вимогам діючих нормативних документів. У зв'язку з цим у цій роботі нами запропоновані методи визначення цього показника.

Метою даної роботи є розгляд і аналіз різних методів випробувань малих холодильних компресорів (МХК), забезпечуючих достовірне визначення їх рівня якості і проведення сертифікації. Для цього необхідно вирішити наступні задачі.

-розгляд порядку виконання робіт по сертифікації в Україні;

-розгляд і аналіз різних методів випробувань МХК, які слід використовувати при їх сертифікації;

-визначення і порівняльний аналіз найбільш ефективних вимірювальних приладів, які необхідно застосовувати при сертифікаційних випробуваннях МХК;

-аналітичний розгляд метрологічних засобів обробки і аналізу результатів випробувань МХК, забезпечуючих достовірне визначення їх якості і високоякісну сертифікацію.

Всі ці задачі вирішуються в даній роботі.

Сертифікацію продукції в Системі проводять виключно органи з сертифікації, а в разі їхньої відсутності - організації, що виконують функції органів з сертифікації продукції за дорученням Держстандарту України .

Порядок проведення сертифікації продукції містить:

- подання і розгляд заявки на сертифікацію продукції;
- аналіз наданої документації;
- прийняття рішення за заявкою із зазначенням схеми сертифікації;
- обстеження виробництва;
- атестацію виробництва продукції, що сертифікується;
- оцінку системи управління якістю або сертифікацію системи якості, якщо це передбачено схемою сертифікації;
- відбирання, ідентифікацію зразків продукції і їх випробування;
- аналіз одержаних результатів та прийняття рішення про можливість видачі сертифіката відповідності;
- видачу сертифіката відповідності, укладання ліцензійної угоди та занесення відомостей про сертифіковану продукцію до Реєстру Системи;
- визначення сертифіката відповідності, що виданий закордонним органом;
- технічний нагляд за сертифікованою продукцією;
- інформацію про результати робіт з сертифікації.

Схеми, що використовуються під час обов'язкової сертифікації продукції, визначає орган з сертифікації .

При цьому враховуються особливості виробництва, випробувань, поставки і використання конкретної продукції, можливі витрати заявника. Схеми мають бути зазначені у документі, який встановлює порядок проведення сертифікації конкретної продукції.

Під час вибору схеми сертифікації продукції в Системі органу з сертифікації керуються такими правилами:

сертифікат на одиничний виріб видається на підставі позитивних результатів випробувань цього виробу, що проведені у випробувальній лабораторії (центрі), яка акредитована в Системі;

сертифікат на партію продукції видається на підставі позитивних результатів випробувань в акредитованій в Системі випробувальній лабораторії (центрі) зразків продукції, що відібрані від партії в порядку та кількості, що визначені органом з сертифікації;

ліцензія на право застосування сертифіката відповідності щодо продукції, яка виготовляється виробником серійно протягом встановленого ліцензією терміну, надається органом з сертифікації на підставі позитивних результатів сертифікаційних випробувань в акредитованій в Системі випробувальній лабораторії зразків продукції, відібраних у порядку та кількості, що визначені органом з сертифікації.

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

ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ЗА ДОПОМОГОЮ НАНОЧАСТОК

інженер Балашов Д. О., Одеська національна академія харчових технологій

Міжнародні законодавчі норми відносно виведення з обороту речовин, що руйнують озоновий шар, спонукають до пошуку нових екологічно безпечних робочих речовин і добавок до існуючих холодоагентів.

Використання нанофлюїдов дозволяє істотно підвищити тепломасообмінні характеристики холодоагенту, зменшити температурні перепади на поверхнях конденсатора і випарника і в результаті знизити відношення тисків кипіння і конденсації, а отже і споживану холодильною машиною електричну потужність.

Аналіз опублікованої в науковій літературі інформації про вплив наноматеріалів на роботу малих холодильних машин показав, що більшість робіт присвячено дослідженню теплопровідності речовин з розчиненими в них наночастинками. Дані про вплив нанодобавок на роботу теплообмінних апаратів малої холодильної машини в літературі практично відсутні. Це ускладнює пошук технічних рішень, спрямованих на підвищення ефективності різних елементів малих холодильників.

Таким чином, є актуальними роботи з подальших досліджень малих холодильних машин з нанофлюїдами в якості робочого тіла.

Зменшення споживання холодильною машиною електроенергії можливо за допомогою поліпшення ефективності теплообмінних апаратів системи. Нові холодоагенти з поліпшеними термодинамічними характеристиками є одним з варіантів покращення теплопередачі. Важливим досягненням в дослідженні холодоагентів є застосування колоїдної суміші холодоагенту і металевих частинок розміром 1-100 нанометрів. Початкові варіанти колоїдних розчинів, такі як мікрофлюїди, приводили до утворення осаду, що викликав ерозію поверхонь тертя металевих деталей. Нанофлюїди є непоєднуваними моночастинками, що знаходяться в базовій рідині. Їх застосування може істотно збільшити теплопередачу в теплообмінних апаратах холодильних установок навіть коли відносний обсяг наночастинок менше, ніж 0,3%.

Підвищена теплопровідність є наслідком рівномірної дисперсії металевих частинок. Хоча теплопровідність є функцією основних параметрів холодоагенту, таких як тиск і температура, в турбулентному потоці холодоагенту ефективна

теплопровідність завдяки впливу турбулентних вихорів набагато вище. Підвищення турбулізація потоку є наслідком присутності наночастинок в холодоагенті.

Використання нанофлюїдов дозволяє істотно підвищити тепломасообмінні характеристики холодоагенту, зменшити температурні перепади на поверхнях конденсатора і випарника і, в результаті, знизити відношення тисків кипіння і конденсації, а отже споживану холодильною машиною електричну потужність.

Дисперсія наночастинок в рідині призводить до підвищеної в'язкості отриманого нанофлюїду, на що впливає середній діаметр частинки, концентрація і температура базової рідини. Підвищена в'язкість рідини зменшує число Рейнольдса в порівнянні з базовою рідиною при тій же швидкості її руху. Ці фактори повинні бути враховані при оцінці застосовності нанофлюїдов як домішок до холодоагенту.

Застосування нанодомішок перспективно в домашніх холодильниках, торговому і промислового обладнанні. Перспективи застосування нанофлюїдів як добавки в холодоагенти сучасних холодильних машин очевидні, однак ця проблема вимагає подальшого вивчення, аналізу, теоретичних і експериментальних досліджень, особливо в області високих температур кипіння.

В даний час проводиться велика кількість досліджень, присвячених застосуванню різних наноматеріалів в холодильній і компресорної техніці. Очевидно використання таких наночастинок, як фулерени або вуглецеві нанотрубки, здатне ще більше підвищити теплофізичні характеристики холодогентів, а також знизити потужність тертя компресора по порівнянню з наночастинками оксиду титану, ефект застосування яких розглянуто в даній роботі.

Проведене дослідження дозволяє зробити наступні висновки:

1. Дослідження випарника холодильної машини показало, що при використанні нанофлюїду як робочого тіла можливе підвищення коефіцієнта теплопередачі на 21% при режимі з температурою кипіння -20°C і температурою конденсації 40°C і 18% при режимі з температурою кипіння -15°C .

2. Застосування нанохолодоагента як робочого тіла дозволяє підвищити теплообмінні характеристики апаратів холодильної машини без їх конструктивної зміни. Експериментальне дослідження показало, що застосування холодоагенту з

масовою концентрацією наночастинок 2,54% дозволяє підвищити коефіцієнт теплопередачі у випарнику до 21%, а коефіцієнт тепловіддачі до 7,5%.

3. Розбіжність результатів теоретичного і експериментального дослідження становить не перевищує 5%, що свідчить про правильність обраної методики розрахунку і можливості подальшого прогнозування теплотехнічних характеристик теплообмінних апаратів з її допомогою.

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

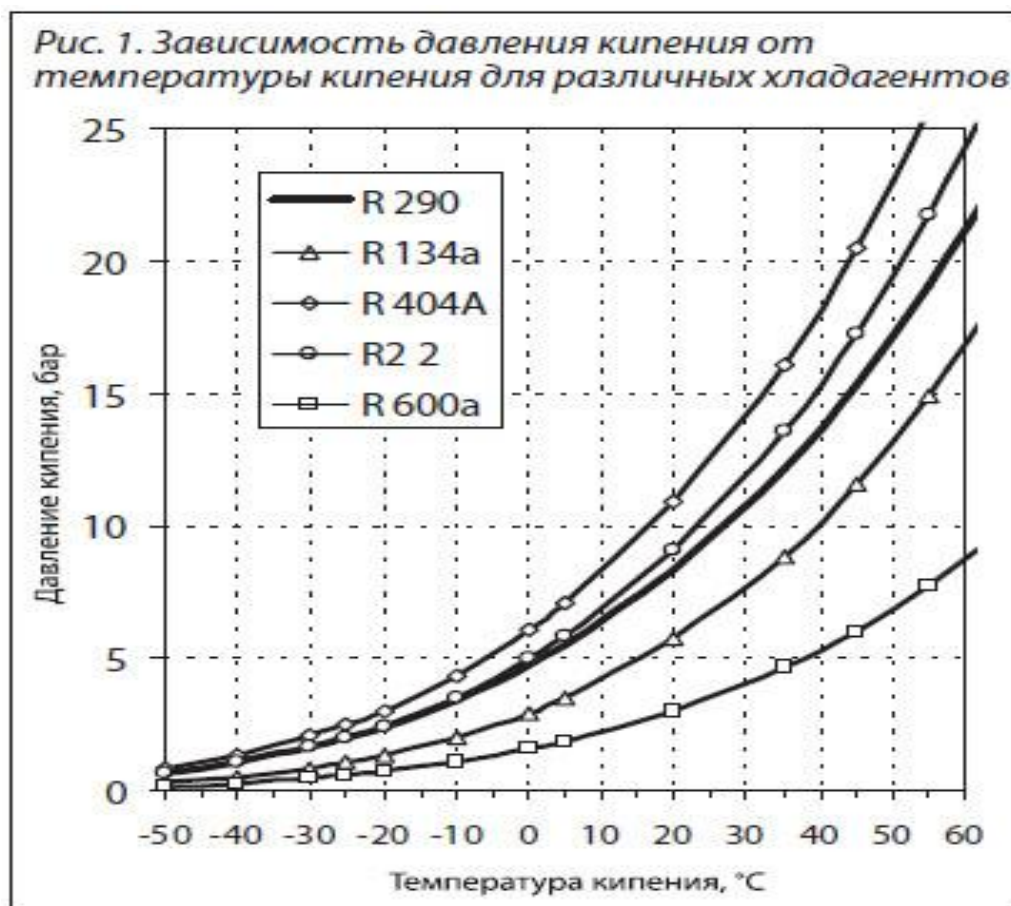
ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ІЗОБУТАНУ В ЯКОСТІ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ХОЛОАГЕНТУ В МАЛИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ.

Студ. Ковальчук В.В. ОНАХТ

Було виявлено, що застосування в холодильному обладнанні перспективному холодоагенту R134a, в основний час несе свої негативні наслідки для клімату Землі.

На цей раз предметом занепокоєння стало явище «парникового ефекту» - значне підвищення середньої температури Землі, за рахунок постійних викидів і накопичення в атмосферу газів, що перешкоджають нормальному тепловому випромінюванню, земної кулі.

Пошуки екологічно безпечної альтернативи холодоагентам R12 і R134a привели до вивчення і аналізу ефективності застосування в якості холодоагенту природного газу ізобутану. Холодоагент ізобутан умовне скорочене позначення R600a. На рис. 1. Приведено залежності тиску кипіння різних холодоагентів від температури кипіння.



На рис. 1. Приведено залежності тиску кипіння різних холодоагентів від температури кипіння.

Ізобутан має багато переваг перед іншими холодоагентами: будучи природним речовиною, він не викликає негативного впливу на навколишнє середовище: не руйнує озонового шару планети і не викликає парникового ефекту, атмосфери. Крім того холодоагента R600a має ряд інших переваг у порівнянні з R12 і R134a і багатоконпонентними сумішами.

Ізобутан має більш високий, ніж R12, холодильний коефіцієнт, що зменшує енергоспоживання. Кількість холодоагенту R600a, що заправляється в холодильний агрегат скорочується в порівнянні з R12 приблизно на 60%. За теплофізичними і експлуатаційними характеристиками R600a також перевершує R134a. Холодильні агрегати на R600a працюють при більш низькому тиску в робочому контурі холодоагенту, що зменшує рівень шуму агрегата, і сприяє довговічності установок.

Ізобутан добре розчинний з мінеральними маслами. Сумісність ізобутана з мінеральним маслом і конструкційними матеріалами вітчизняних компресорів дозволяє максимально спростити процес переведення холодильної техніки з R12 на ізобутан. Ізобутан нейтральний до матеріалів холодильного агрегату і компресора, не вступає з ними в реакцію і не утворює важкі вуглеводні, що забезпечує надійну тривалу експлуатацію холодильних машин. Ізобутан природний газ, продукт нафтопереробки, практично будь-який нафтопереробний завод може виготовляти ізобутан в необхідних кількостях.

Природні вуглеводні не знаходили широкого застосування в якості холодоагентів через підвищену пожежо-небезпеку. Нижня межа вибуховості (1,3%) відповідає 31г R600a на 1 м³ повітря; верхня межа (8,5%) - 205г R600a на 1 м³ повітря, що накладає обмеження на його використання в межах допустимих норм концентрації.

Ізобутан R600A нешкідливий для навколишнього середовища і екологічний холодоагент. Ізобутан має гарну змішувальність з мінеральними маслами. Він забезпечує більш високий холодильний коефіцієнт, ніж R-12; застосування ізобутану R-600a зменшує енергоспоживання. Холодоагент R-600a - вельми перспективний для побутових холодильників. Маса холодоагенту, що циркулює в холодильному агрегаті при використанні ізобутана, значно скорочується (приблизно на 30%), наприклад, в холодильнику ємністю 130 л знаходиться всього 20 г ізобутану, причому 12 г розчиняються в холодильному маслі. Звичайно, в конструкціях холодильників, що переводяться на R-600a, потрібні невеликі конструктивні зміни. Зате компресори працюють на мінеральних маслах з використанням типової електроізоляції, ущільнюючих матеріалів і труб того ж діаметра, що і при роботі компре-

сора на R-12. До того ж, холодильні агрегати з фреоном R-600A характеризуються меншим рівнем шуму через низький тиск в робочому контурі. Питома маса ізобутану в 2 рази більше питомої маси повітря, тому в разі витoku газоподібний хладон R-600A стелиться по землі.

Незважаючи на те, що ізобутан горючий (Хладагент 3-го класу - It / DIN 8975), і вибухонебезпечний при з'єднанні з повітрям при об'ємній частці холодоагенту 1,3 - 8,5% (нижня межа вибуховості - 31 г R-600a на 1 м³ повітря (температура займання – 460 С), він дозволений до застосування в побутових холодильниках. Європейським міжнародним стандартом Amendment 1 to IEC 60335-2-24. Цей стандарт дозволяє використання деяких холодоагентів в побутових холодильниках, а також обумовлює вимоги до конструкцій, що забезпечують безпеку їх експлуатації. В теперішній час в станах Європи та Азії широко застосовують R-600a в побутовій холодильній техніці. Вже випущено більше 15 млн. побутових та торгових холодильників, динаміка розширення цього ринку більше 10% в рік.

Все це свідчить, що великі перспективи входження Ізобутану в якості холодоагенту в малій холодильній машини різних типів та призначень.

Науковий керівник: д.т.н., проф. Мілованов В.І.

ПРОБЛЕМИ ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ОБЛАДНАННЯ В ГАЗОТРАНСПОРТНІЙ СИСТЕМІ УКРАЇНИ

Клебан Я.Л., магістр ІХКЕ ОНАХТ, м.Одеса

Одеська національна академія харчових технологій

Останні дані фахівців з комунальної гігієни свідчать, що токсична дія хімічних речовин, що виділяють газоперекачувальні компресорні станції, у поєднанні з шумом та вібрацією зростає в 2,5–3 рази при експлуатації застарілих та зношених турбоагрегатів. В результаті хімічної взаємодії двох токсичних речовин можуть синтезуватися нові шкідливі інгредієнти, більш небезпечні для людини. При взаємодії канцерогенних вуглеводнів та оксидів азоту синтезуються сполуки, що діють на генний фонд людини [1]. В таблиці 1 приведений склад атмосферного повітря нашої планети.

Таблиця 1. Склад постійних компонентів сухого повітря на рівні моря

Речовина	Об'ємна концентрація в чистому сухому повітрі на рівні моря, %	Загальна кількість газів в атмосфері, $\cdot 10^6$ т
Азот N ₂	78,09	3900000
Кисень O ₂	20,95	1200000
Аргон Ar	0,932	67000
Моноксид вуглецю CO	Сліди	0,6
Діоксид вуглецю CO ₂	0,032	2600
Метан CH ₄	$2 \cdot 10^{-6}$	4
Ксенон Xe	$8,2 \cdot 10^{-8}$	2
Оксид діазоту N ₂ O	$0,5 \cdot 10^{-6}$	2
Діоксин азоту NO ₂	$< 2 \cdot 10^{-8}$	0,013
Оксид азоту	Сліди	0,005

NO		
Діоксин сірки SO ₂	$< 1 \cdot 10^{-6}$	0,002
Аміак NH ₃	Сліди	0,020

Метою дослідження є екологічний аналіз та знаходження найбільш ефективних напрямків підвищення екологічності компресорних станцій газотранспортної системи (ГТС).

Якщо узагальнити всі види шкідливого впливу ГТУ на екологічний стан навколишнього середовища, то слід розглядати сукупні шкідливі наслідки як аерозольних так і газових викидів ГТУ на такі показники як токсичність, погіршення видимості, кислотні дощі, руйнування озонового шару і парниковий ефект атмосфери Землі. Очевидно, що всі ці наслідки прямо пов'язані із масовою кількістю шкідливих викидів, яка є функцією енергетичної ефективності ГТУ, тобто їх ККД.

Тому для зменшення шкідливого впливу газотранспортного обладнання на екологію довкілля слід розглянути методи підвищення енергетичної ефективності елементів вітчизняної газотранспортної системи [3].

Енергетичні показники більшості ГТД, що експлуатуються в Україні, суттєво нижчі, ніж показники зарубіжних двигунів аналогічної потужності.

Пояснити це можна тим, що біля 70% вітчизняних ГПА з газотурбінним приводом практично виробили свій ресурс. Подальша експлуатація фізично та морально застарілих ГТД може привести до зниження ефективності і екологічної безпеки цієї системи.

Висновки

Виконаний огляд та аналіз екологічного стану ГТУ дає можливість зробити такі висновки. Найбільш доцільні наступні методи вдосконалення газотурбінного устаткування вітчизняних ГТС для підвищення їх екологічності:

1. Своєчасна заміна зношених та застарілих ГТУ на новітні більш потужні і економічні агрегати.

2. Масове введення в експлуатацію на газоперекачувальних компресорних станціях сучасних приводів ГТУ з підвищеною температурою горіння.

3. Реконструкція існуючих і побудова нових ГТУ з широким застосуванням засобів регенерації теплових потоків та утилізації вихідних газів.

4. Широка модернізація КС, що працюють, та вдосконалення схем, що проєктуються, з забезпеченням найменшого впливу на екологію довкілля.

Комплексне, раціональне запровадження перелічених організаційно-технічних заходів дозволить підняти рівень екологічності вітчизняної ГТС до сучасного світового рівня, забезпечити її безпосередній розвиток, відповідаючий міжнародним вимогам .

Список використаних джерел

1. Любчик Г.Н., Варламов Г.Б. Факторы, параметры и показатели экобезопасности энергетических объектов // Экотехнологии и ресурсосбережение.–2001. – №2 – С. 53–59.
2. Варламов Г.Б. Оцінка негативного впливу та концепція енерго-екологічного моніторингу паливоспалювальних енергооб'єктів // Экотехнологии и ресурсосбережение.–2001.–№ 4. –С.53–57.

Науковий керівник: Мілованов В.І., д.т.н., професор

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВУЗЛА ТУРБІНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

студ. групи 147 Жалоба В.Р.

Перша модель двигуна, що використовує реактивну силу, була побудована Героном Александрійським за 120 років до н.е. (рис. 1).

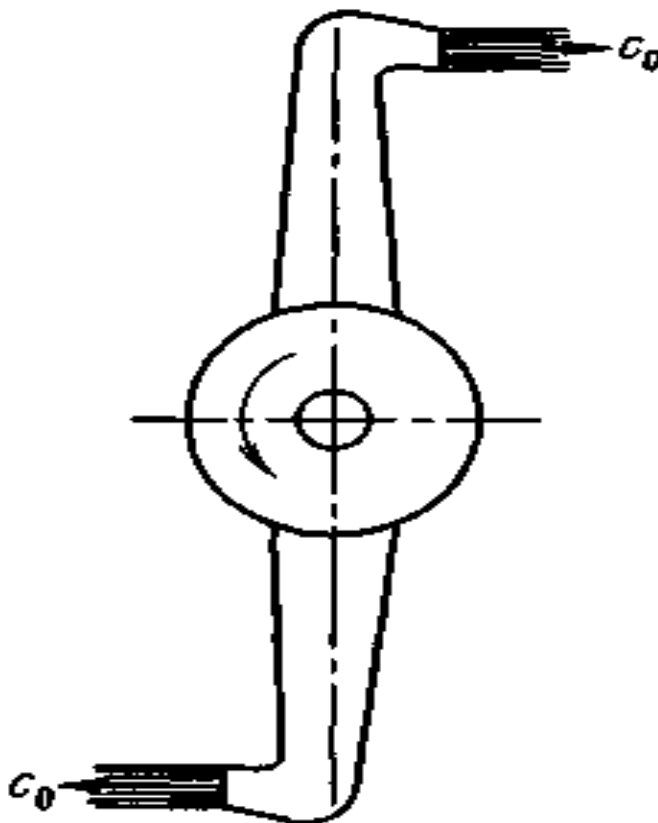


Рис. 1 — Схема першої моделі реактивної парової турбіни

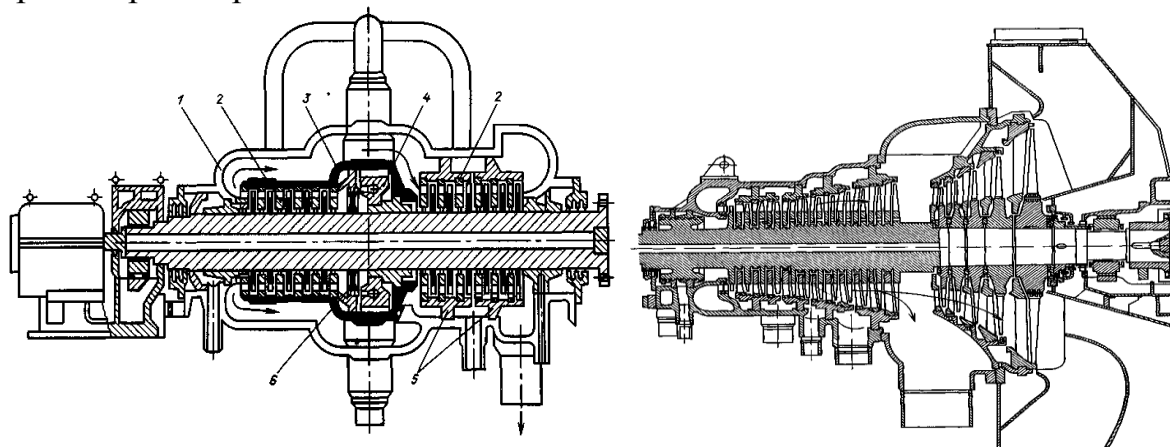
При витіканні пари з сопел тут виникають реактивні сили, що обертають систему проти годинникової стрілки. Ступінь турбіни, згідно з моделлю Герона, був би диском, що обертався, з соплами, до яких необхідно організувати безперервне підведення робочого тіла. Зважаючи на складність конструювання таких ступенів, а тим більше багатоступеневих турбін, чисто реактивні турбіни не створювалися. Реактивний принцип знайшов широке застосування лише в реактивних двигунах літальних апаратів (ракет, літаків та ін.).

Практично реактивними називаються турбіни, у яких наявний теплоперепад перетворюється в кінетичну енергію потоку не лише в соплах, але і на робочих лопатках.

При $Q = 0$ (чисто активний ступінь) увесь наявний теплоперепад, а, отже, і перепад тисків спрацьовує в сопловому апараті, перетворюючись на швидкісний напір. При $Q = 1$ (чисто реактивний ступінь) увесь наявний теплоперепад спрацьо-

вував би на робочих лопатках. Сучасні потужні турбіни виконують багатоступеневими з певним ступенем реактивності, частіше і на робочих лопатках. У ступені спрацьовує лише частина загального перепаду тиску на турбіні, і при великому їх числі різниця тисків в окремому ступені виходить невеликою, а швидкості потоку — помірними. При ступені реактивності $i = 0,5$ соплові і робочі лопатки мають однакову форму. Більш того, один і той же профіль лопаток може бути використаний в усіх ступенях турбіни, і тільки довжина лопаток змінюється відповідно до збільшення об'єму робочої речовини у міру пониження тиску. Це зручно з точки зору їх виготовлення.

На лівій половині рис. 2 показаний корпус або циліндр високого тиску конденсаційної трьохкорпусної турбіни потужністю 300 МВт, що працює на надкритичних параметрах пари з проміжним перегріванням її до 565 °С. ЦВД являє собою двостінну литу конструкцію. Пара спочатку надходить в соплову коробку 4, розташовану у внутрішньому корпусі 3, проходить через ступінь 6 з двома лопатками і п'ять ступенів тиску справа наліво. Виходячи з внутрішнього корпусу, пара обертається на 180°, проходить між внутрішнім і зовнішнім корпусами і йде далі на шість ступенів стискування. При цьому вона омиває і охолоджує внутрішній корпус, а також частково розвантажує його стінки, що зазнають впливу внутрішнього тиску. У внутрішньому корпусі діафрагми 2 кріпляться безпосередньо в стінці, а в зовнішній — в проміжних обоймах 5. Обойма дозволяє організувати відбір пари для регенерації.



*Рис. 2 — Подовжній розріз турбіни До-300-240-1 ЛМЗ:
зліва — циліндр високого тиску, справа — циліндри середнього і низького тисків:*

1 — турбіна; 2 — діафрагма; 3 — корпус; 4 — коробка; 5 — проміжні обойми; 6 — ступінь з двома лопатками

Після проміжного перегрівання в котлі пара з параметрами 3,53 МПа і 565 °С надходить в корпус середнього, а потім — низького тиску (справа).

Робота турбіни як теплового двигуна характеризується внутрішньою (індикаторною) потужністю, що розвивається лопатками, і ефективною (на валу) потужністю.

Ефективна потужність N_e менше внутрішньої N_i на величину механічних втрат (у підшипниках, на привід допоміжних механізмів і т.д.). Внутрішня потуж-

ність N_i менше потужності N_0 , яку розвивала б ідеальна турбіна, на значення внутрішніх втрат (від тертя і завихрення в каналах, від перетікань пари в зазорах і т.д.).

Для більшості сучасних турбін: $\eta_i = 0,7 \div 0,88$; $\eta_{\text{мех}} = 0,99 \div 0,995$.

Науковий керівник: Подмазко І. О., к.т.н., доц. кафедри компресорів та пневмоагрегатів

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА ГАЗОПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОНОМНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ПРЕДПРИЯТИЯ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Радченко А.Н., к.т.н., доцент, Грич А.В., к.т.н., доцент, Зубарев А.А., ст. преподаватель кафедры кондиционирования и рефрижерации, НУК им. адм. Макарова, г. Николаев

Машинные отделения (МО) установок автономного энергоснабжения на базе газовых двигателей (ГД) отличаются интенсивными тепловыделениями – от электрогенераторов, навешенных на ГД теплообменников отвода теплоты на нагрев воды, от корпуса самого двигателя, щитов управления и т.д., а также теплопритоками в МО извне, что приводит к повышению температуры воздуха в МО, откуда он поступает на вход турбокомпрессоров (ТК) наддува ГД, и, как следствие, к снижению топливной эффективности ГД. Поэтому приточный воздух МО необходимо охлаждать. В стандартных системах кондиционирования МО установок автономного энергоснабжения тригенерационного типа предусмотрено охлаждение всего приточного воздуха в центральных кондиционерах (ЦК) с холодоснабжением от абсорбционных холодильных машин, утилизирующих сбросную теплоту ГД. Однако при повышенных температурах наружного воздуха стандартные системы охлаждения в ЦК не в состоянии обеспечить требуемую температуру воздуха на входе ГД из-за значительных теплопритоков и больших объемов приточного воздуха. Кроме того, глубина охлаждения приточного воздуха ограничена температурой хладоносителя (холодной воды от АБХМ) 7°С.

Для более глубокого охлаждения приточного воздуха разработана двухступенчатая система охлаждения приточного воздуха с парокomppressorной холодильной машины (ПКХМ), служащей для холодоснабжения технологических производств. Использование ПКХМ для кондиционирования МО весьма ограничено, особенно при дефицита холода на технологические нужды.

С целью сведения к минимуму потребления дефицитного холода от ПКХМ разработана система двухступенчатого охлаждения воздуха в воздухоохладителе (ВО) на входе ГД с хладоснабжением второй ступени ВО₂ от каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машины (КАПКХМ) [1, 2]. При этом конденсатор ПКХМ охлаждается хладоносителем от АБХМ. Система позволяет повысить холодопроизводительность компрессора и холодильный коэффициент ПКХМ (с $\eta_k=3,1$ до $\eta_k=7$ согласно характеристикам компрессора BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 1) за счет снижения температуры конденсации t_k от 45°C до 20°C.

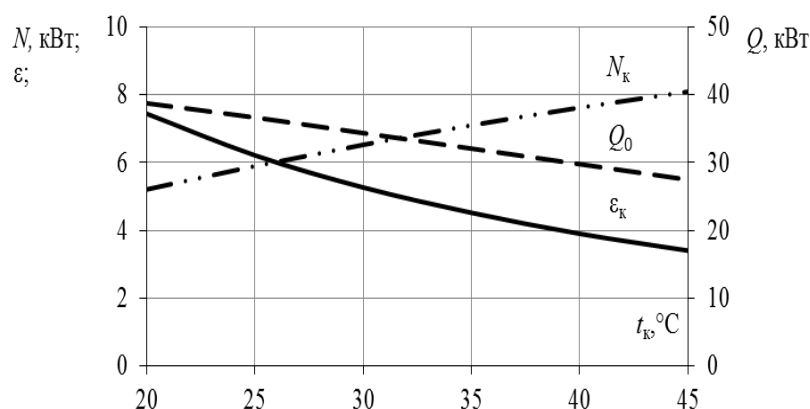


Рис. 1. Зависимость холодильного коэффициента ϵ_k , потребляемой электрической мощности N_k компрессора BITZER 4NES-12Y-40P, холодопроизводительности ПКХМ Q_0 от температуры конденсации t_k

Таким образом можно сократить затраты электроэнергии на привод компрессора ПКХМ на 40...50%.

На рис. 2 представлены результаты расчета характеристик системы двухступенчатого охлаждения приточного воздуха на входе ГД в КАПКХМ. Как видно из графиков, снижение температуры воздуха составляет $\Delta t_{BO} = t_{нв} - t_{вых.ВО.2} = 14...26$ °C, что значительно больше, чем в базовом варианте $\Delta t_{BO(60)} = t_{нв} - t_{BO.2} = 5...13$ °C. Отсюда можно сделать вывод, что применение зональной системы кондиционирования с двухступенчатым охлаждением воздуха на входе ГД позволяет увеличить глубину охлаждения Δt_{BO} в полтора раза по сравнению с базовым вариантом системы кондиционирования.

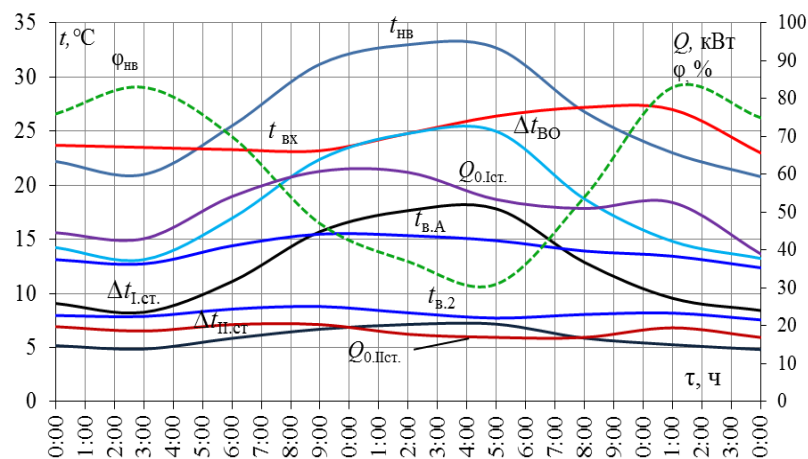


Рис. 2. Температуры наружного воздуха $t_{нв}$, на входе ТК ГД $t_{вх}$ при заборе воздуха из МО, на выходе из первой ступени ВО₁ $t_{в.1}$, снижение температуры воздуха в ВО₁ $\Delta t_{ВО.1} = t_{нв} - t_{в.1}$, на выходе из второй ступени ВО₂ $t_{в.2}$, снижение температуры воздуха в ступени ВО₂ $\Delta t_{ВО.2} = t_{в.1} - t_{в.2}$, полная глубина охлаждения приточного воздуха в двухступенчатом ВО $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{в.2}$ в течение суток при расходе воздуха 35000 м³/ч, холодопроизводительности первой ступени ВО₁ $Q_{0.1ст}$ и второй ступени ВО₂ $Q_{0.2ст}$

На рис.3 представлены текущие значения холодопроизводительности (тепловой нагрузки на ВО) и сокращение удельного расхода топлива в течение суток.

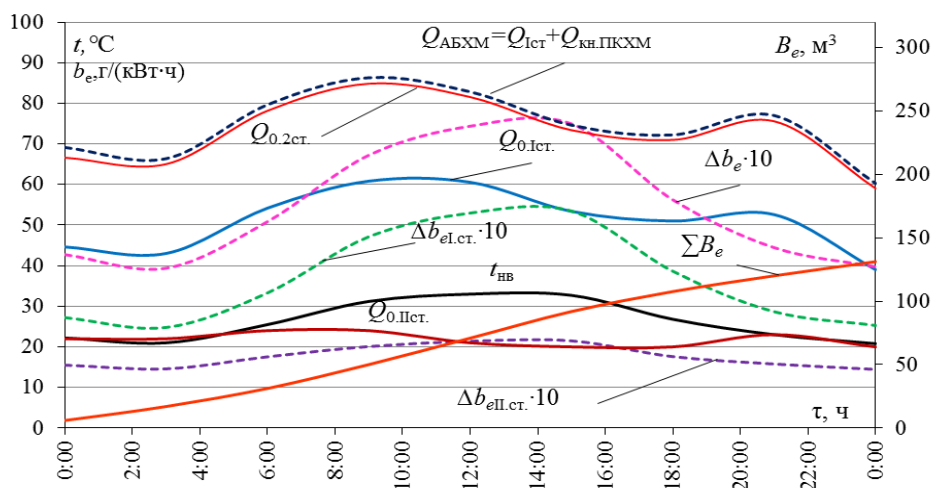


Рис. 3. Изменение холодопроизводительности первой ступени ВО₁ $Q_{0.1ст}$, второй ступени ВО₂ $Q_{0.2ст}$, суммарной холодопроизводительности ВО $Q_{0.во}$, полной тепловой нагрузки с учетом охлаждения конденсатора ПКХМ

$Q_{\text{каскад}} = Q_{0.2\text{ст}} + Q_{\text{кн}} : \Delta b_e$ – сокращение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч), $\sum \Delta V_e$ – суточная экономия природного газа, м³

Величина $Q_{\text{каскад}} = Q_{\text{Iст}} + Q_{\text{IIст}} + Q_{\text{кн}}$ характеризует полную тепловую нагрузку на АБХМ с учетом затрат холода на охлаждения конденсатора ПКХМ. Как видно, максимальная тепловая нагрузка составляет около 112 кВт, что на 68% меньше, чем в базовом варианте ($Q_{0(60)} \approx 350$ кВт), а нагрузка на ВО уменьшилась на 76%, что весьма существенно в условиях дефицита холода на технологические нужды.

Использованная литература

1. Радченко А. М., Грич А. В. Охлаждения приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. –2014. – № 6. – С. 20-25.
2. Радченко Р.Н., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р.Н. Радченко, А.В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. –2014. – № 6. – С. 103–107.

СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Грич А.В., к.т.н., доцент кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, nirad50@gmail.com, artem.grich@gmail.com

В результаті аналізу існуючих систем кондиціонування машинних відділень (МВ) установок автономного енергозабезпечення на базі газових двигунів (ГД) виявлено резерви підвищення їх ефективності, розроблені раціональні схемно-конструктивні рішення по вдосконаленню енерговитратних традиційних систем охолодження припливного повітря МВ в центральному кондиціонері. Згідно із запропонованим принципом локального повітропостачання [1] глибоке охолодження доцільне тільки для циклового повітря на вході ГД, а до інших джерел тепловиділень в МВ (електрогенератор, головки циліндрів двигуна і т.д.) можна подавати або вентиляційне повітря, або припливне повітря, охолоджуване в кондиціонері, в який подають холодну воду від АБХМ.

Для скорочення витрат холоду на кондиціонування циклового повітря ГД і підвищення ефективності його охолодження була розроблена схема системи двоступеневого кондиціонування повітря на вході в ГД. Особливістю такої системи є те, що повітря на вході в двигун охолоджується в двоступеневому повітроохолоджувачі (ПО). Повітроохолоджувач складається з високотемпературного ступеня $ПО_{ВТ}$, в який подається холодоносій-вода з температурою $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ від абсорбційної бромистолітійової холодильної машини (АБХМ), і низькотемпературного ступеня $ПО_{НТ}$, з температурою холодоносія-води $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, охолоджуваної в парокompресорній холодильній машині (ПКХМ). При цьому зовнішнє повітря подають вентилятором спочатку в високотемпературний ступінь $ПО_{ВТ}$, де його температура знижується на величину $\Delta t_{ПО.ВТ} = 12 \dots 19\text{ }^{\circ}\text{C}$, а потім в низькотемпературний ступінь $ПО_{НТ}$, де воно охолоджується на величину $\Delta t_{ПО.НТ} = 5 \dots 7\text{ }^{\circ}\text{C}$, і через вологовідділювач подається на вхід в ГД з температурою $8 \dots 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 1 наведені поточні значення зниження температури припливного повітря Δt_b в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО $d_{нв}$, після високотемпературного ступеня $ПО_{ВТ}$ $d_{в1}$ і низькотемпературного ступеня $ПО_{НТ}$ $d_{в2}$, питома теплове навантаження високотемпературного ступеня $ПО_{ВТ}$ q_{01} , низькотемпературного ступеня $ПО_{НТ}$ q_{02} і всього ПО q_0 , зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході Δb_e і сумарне $\Sigma \Delta b_e$ з урахуванням витрат потужності, відповідно і палива, на подолання аеродинамічного опору ПО, а також Δb_{et} і сумарне $\Sigma \Delta b_{et}$ без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби.

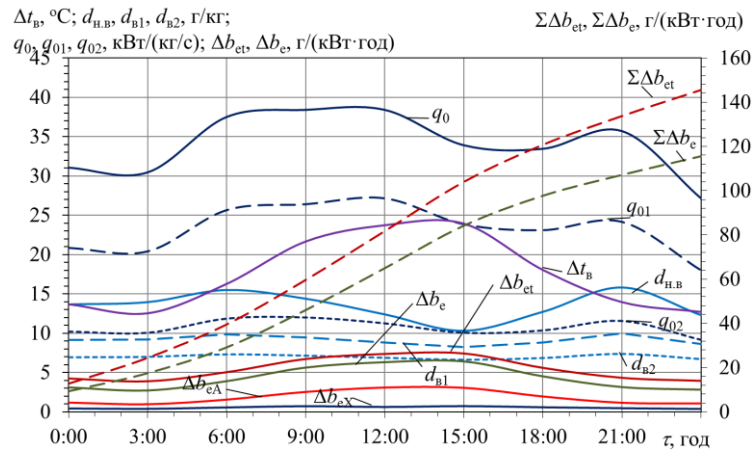


Рис. 1. Поточні значення зменшення температури зовнішнього повітря Δt_b в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО $d_{нв}$, вологовмісту після високотемпературного ступеня ПО_{вТ} $d_{в1}$ і низькотемпературного ступеня ПО_{нт} $d_{в2}$; питомого теплового навантаження високотемпературного ступеня ПО_{вТ} q_{01} , низькотемпературного ступеня ПО_{нт} q_{02} і всього ПО q_0 ; поточне зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході Δb_e і сумарне $\Sigma \Delta b_e$ з урахуванням аеродинамічного опору ПО, а також Δb_{et} і сумарне $\Sigma \Delta b_{et}$ без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби

Система зонального кондиціонування з двоступеневим охолодженням дозволяє ізолювати циклове повітря двигуна від повітря машинного відділення, що в свою чергу забезпечує збільшення глибини охолодження повітря і скорочення витрат холоду на кондиціонування припливного повітря за рахунок значного скорочення його витрати (від 60000 м³/год до 7500 м³/год).

Як видно, глибина охолодження припливного повітря становить $\Delta t_b = 8...24$ °С. Це свідчить про більш високу ефективність охолодження припливного повітря в порівнянні з базовим варіантом і стандартними системами кондиціонування повітря МВ.

Слід зазначити, що зональна система кондиціонування дозволяє також в разі необхідності використовувати в якості циклового повітря ГД зовнішнє неохоложене повітря, яке подається ізолюваними каналами на вхід ГД. Пряма подача зовнішнього повітря допустима, коли його температура 10...18 °С та у разі дефіциту холоду, через його витрати на технологічні потреби. При цьому передбачене часткове або повне байпасування повітроохолоджувачів. Байпасування дозволяє скоротити аеродинамічний опір на величину $\Delta P = 280 \dots 490$ Па, зменшуючи тим самим споживання електроенергії вентилятором на 20 ... 25 %.

Використана література

3. Радченко А. М., Грич А. В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. –2014. – № 6. – С. 20-25.

ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ В РІЗНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ

Б. С. Портной¹, Я. Зонмін²

¹ Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

² Цзяньсунський університет науки і технології, КНР

Ефективність роботи газотурбінних установок (ГТУ) суттєво залежить від температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході: з її підвищенням на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ питома витрата палива зростає на $5\dots 8\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, а потужність зменшується на $5\dots 8\%$ [1, 2]. Погіршення показників ефективності ГТУ з підвищенням температури повітря $t_{зп}$ на вході та висока температура відпрацьованих газів ($450\dots 500\text{ }^{\circ}\text{C}$) роблять доцільним охолодження повітря на вході ГТУ тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують скидну теплоту газів. Кліматичні умови різних регіонів суттєво відрізняються за температурою $t_{зп}$ та відносною вологістю $\varphi_{зп}$ зовнішнього повітря, що позначається на ефективності охолодження повітря.

Мета роботи – дослідження ефективності охолодження повітря на вході газотурбінної установки тепловикористовуючими холодильними машинами при різних кліматичних умовах.

Проаналізовано ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до різних температур $t_{п2}$, відповідно й у ТХМ різного типу: до $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ – абсорбційно-бромистолітієвою холодильною машиною (АБХМ), а до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче – двоступінчастою абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ) з АБХМ у якості високотемпературного ступеня попереднього охолодження повітря до температури $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ та хладоною ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) більш глибокого охолодження до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче) [3].

При експлуатації ГТУ мають місце суттєві зміни тепловологісних параметрів (температури $t_{зп}$ та відносної вологості $\varphi_{зп}$) зовнішнього повітря упродовж року і залежно від типу клімату. Для порівняння взяті параметри зовнішнього повітря упродовж 2017 року для умов помірному клімату (м. Вознесенськ, південь України) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР). Особливістю останнього є висока відносна вологість повітря $\varphi_{зп}$ при водночас високих його температурах $t_{зп}$. Переважно для періоду з кінця липня по жовтень і свідчить про великі теплові навантаження на системи охолодження повітря на вході ГТУ через значні витрати холоду на конденсацію водяної пари з вологого повітря.

Розрахунки проведені для ГТУ UGT 10000 ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" потужністю 10 МВт, для яких зниження температури повітря $\Delta t_{п}$ на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ приводить до зменшення питомої витрати палива Δb_e на $0,7\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Як показали розрахунки, охолодження повітря на вході ГТУ від поточної температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ до $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ забезпечує річну економію палива ΣB_{e15} близько 140 т для умов помірному клімату (м. Вознесенськ), тоді як для субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР) понад 320 т. В той же час більш гли-

боке охолодження повітря абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ) до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ дає змогу отримати значно більшу економія палива за рік ΣB_{e10} : 270 т і понад 500 т відповідно для умов помірнього і субтропічного клімату. Необхідно зазначити більш значний ріст річної економії палива ΣB_{e10} за рахунок глибокого охолодження повітря на вході ГТУ в АЕХМ до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ порівняно з його охолодженням в АБХМ до $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$: 270 т проти 140 т, тобто майже вдвічі. Варто звернути увагу, що реальна економія палива буде дещо меншою через витрати потужності ГТУ, відповідно й палива, на подолання аеродинамічного опору повітроохолоджувача на вході.

Виходячи з результатів дослідження, визначено, що глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температури $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АЕХМ забезпечує поточне зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} на 7...15 г/(кВт·год) для помірних кліматичних умов і дещо більше для субтропічного клімату – на 7...17 г/(кВт·год), проте охолоджувальний сезон триває відповідно 6 і майже 9 місяців.

Визначено, що для умов помірнього клімату (м. Вознесенськ) контактне охолодження повітря забезпечує річну економію палива $B_{e_{\Sigma M}}$ близьку до її величини $B_{e_{\Sigma 15}}$ завдяки охолодженню до $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ, то для субтропічного вологого клімату (м. Нанкін, КНР) воно недоцільне.

Досліджено ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до різних температур $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ і $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АЕХМ для умов помірнього клімату (на прикладі м. Вознесенськ, південь України) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР).

Виявлено, що в цілому охолодження повітря на вході ГТУ для субтропічного клімату забезпечує у 1,6...1,8 рази більшу економію палива порівняно з умовами помірнього клімату. Однак більш глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температури $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АЕХМ порівняно з $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ забезпечує більш значне збільшення річної економії палива ΣB_{e10} для умов помірнього клімату (майже вдвічі) ніж для субтропічного клімату (понад півтора рази). Якщо для умов помірнього клімату (півдня України) контактне охолодження повітря забезпечує річну економію палива близьку до її величини при охолодженні до $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ, то для субтропічного вологого клімату воно недоцільне.

Література

1. Ashley De Sa. Gas turbine performance at varying ambient temperature [Text] / Ashley De Sa, Sarim Al Zubaidy // Applied Thermal Engineering. – 2011. – № 31. – С. 2735–2739.

2. Bhargava, R. Parametric analysis of combined cycles equipped with inlet fogging [Text] / R. Bhargava, M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2003-38187. – 12 p.

3. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 5(122). – С. 61 – 64.

ГЛИБОКЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ

Б.С. Портной

Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

Для охолодження повітря на вході газотурбінних установок (ГТУ) у більшості випадків застосовують абсорбційні бромистолітієві холодильні машини (АБХМ), які трансформують в холод теплоту відпрацьованих газів з високою ефективністю: їх тепловий коефіцієнт $\zeta_A = 0,7 \dots 0,8$. Однак глибина охолодження повітря в АБХМ обмежена температурою $t_{п2} \approx 15 \text{ }^\circ\text{C}$. В хладонових ежекторних холодильних машинах (ЕХМ) можливе більш глибоке охолодження повітря до температури $t_{п2} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ і нижче, проте їх ефективність значно менше: $\zeta_E = 0,2 \dots 0,3$. Отже, доцільним є двоступеневе охолодження повітря на вході ГТУ: у високотемпературному ступені повітроохолоджувача $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ до $t_{п2} = 15 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$ за допомогою АБХМ, а до $t_{п2} = 7 \dots 10 \text{ }^\circ\text{C}$ в низькотемпературному ступені $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ при використанні ЕХМ. Відведення теплоти від АБХМ і ЕХМ у докілья здійснюється системою оборотного охолодження з градирнями відкритого типу, отже і втратами води внаслідок її випаровування у повітряному потоці (зі зниженням температури повітря практично до температури мокрого термометра t_m) та механічного винесення крапельної вологи. Однак питання використання конденсату водяної пари, який отримують у процесі охолодження повітря як супутній продукт, для підживлення градирень зазвичай не розглядається. Потреба в підживленні градирень залежить від їх теплового навантаження, яке в свою чергу – від теплового навантаження повітроохолоджувачів (ПО) на вході ГТУ, що змінюється відповідно до поточних температури $t_{\text{зп}}$ і відносної вологості $\phi_{\text{зп}}$ зовнішнього повітря на вході ПО.

Мета дослідження – аналіз можливості використання конденсату, як супутнього продукту охолодження повітря на вході ГТУ, для підживлення градирень, передусім через втрати води, зумовлені її механічним виносом, що гостро ставить проблему сепарації крапельної вологи з аерозольної суміші.

Розрахунок параметрів процесу охолодження повітря на вході проведено для ГТУ UGT 10000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (потужність $N_e = 10 \text{ МВт}$). Загальне проектне теплове навантаження на $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ визначають як $Q_{0,\text{ВТ}} = q_{0,\text{ВТ}} \cdot G_{\text{п}} = 24 \cdot 40 = 960 \text{ кВт}$, виходячи з прийнятого питомого (при витраті повітря $G_{\text{п}} = 1 \text{ кг/с}$) теплового навантаження $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ $q_{0,\text{ВТ}} = 24 \text{ кВт(кг/с)}$; $G_{\text{п}} = 40 \text{ кг/с}$ – витрата повітря. Проектне теплове навантаження на $\text{ПО}_{\text{НТ}}$ визначають аналогічно: $Q_{0,\text{НТ}} = q_{0,\text{НТ}} \cdot G_{\text{п}} = 10 \cdot 40 = 400 \text{ кВт}$, де $q_{0,\text{НТ}} = 10 \text{ кВт(кг/с)}$ – питома теплове навантаження $\text{ПО}_{\text{НТ}}$, прийняте виходячи з досягнення максимального темпу нарощування річного виробництва холоду. Проектне навантаження на градирні мокрого типу, розраховане як $Q_{\text{гр}} = (Q_{0,\text{ВТ}} / \zeta_A + Q_{0,\text{ВТ}}) + (Q_{0,\text{НТ}} / \zeta_E + Q_{0,\text{НТ}})$, становить приблизно 4000 кВт і було розподілене на дві градирні потужністю по 2000 кВт, що давало змогу регулювання потужності градирень відповідно до поточних теплових навантажень. Результати розрахунку поточних параметрів робо-

ти системи двоступеневого охолодження повітря на вході ГТУ в АБХМ і ЕХМ до температури $t_{п2} = 7...10\text{ }^{\circ}\text{C}$ з відведенням теплоти від ТХМ градирнями мокрого типу показали, що поточна витрата води градирнями $G_{гр}$ (через механічний винос крапельної вологи з градирень без врахування власне випаровування) значно перевищує поточну кількість отриманого конденсату $G_{кт}$, відведеного у двоступеневому повітроохолоджувачі на вході ГТУ, що свідчить про наявність дефіциту води для підживлення градирень ΔG . Це підтверджують також результати порівняння кількості отриманого конденсату та необхідного для підживлення, наведені на рис. 1.

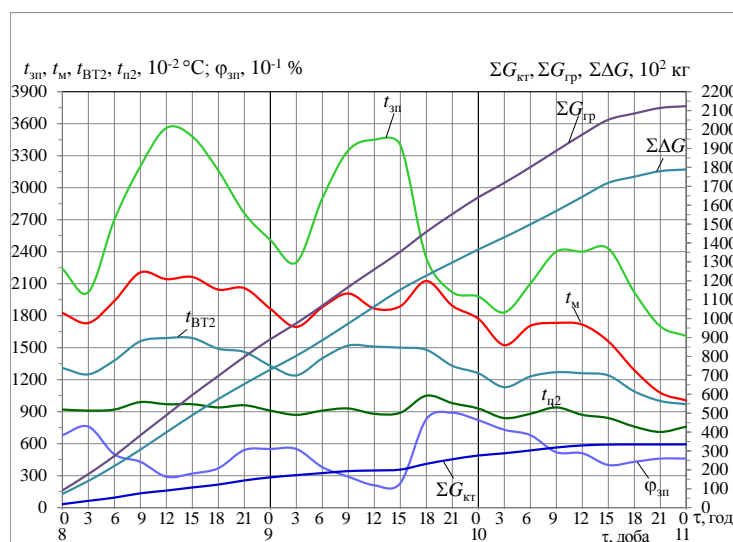


Рис. 1. Поточні значення температури $t_{зп}$ і відносної вологості $\phi_{зп}$ зовнішнього повітря, температури повітря $t_{ВТ2}$ на виході з $ПО_{ВТ}$, температури повітря $t_{п2}$ на виході з $ПО_{НТ}$, температури навколишнього повітря $t_{м}$ за мокрим термометром, сумарна кількість отриманого конденсату при роботі обох ступенів $ПО$ $G_{кт}$, сумарна втрата води через винос крапельної вологи з градирень $G_{гр}$, сумарна різниця між необхідним підживленням градирень та отриманим конденсатом ΔG упродовж 3 діб (8–10.07.2015), м. Южноукраїнськ, Миколаївська обл.

Як видно з рис. 1, за поточний період 8–10.07.2015 конденсат, який отримують в результаті роботи двоступеневого повітроохолоджувача на вході ГТУ, може забезпечити приблизно 15% або 30 т його потреби для підживлення водою градирень, втрати якої зумовлені механічним виносом (без врахування власне випаровування води).

Результати розрахунків показали, що можливо використовувати конденсат, отриманий як супутній продукт при охолодженні повітря на вході газотурбінної установки (ГТУ), для часткового покриття потреб води для підживлення градирень мокрого типу, обумовлених її механічним виносом (без врахування власне випаровування води), що ставить гостро проблему сепарації крапельної вологи з аерозольної суміші.

ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ЕЖЕКТОРНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ ЗА РАХУНОК ТЕПЛОТИ РЕЦИРКУЛЯЦІЙНИХ ГАЗІВ

Пирисунько М.А., викладач, Радченко Р.М., к.т.н., доц.,

НУК ім. адм. Макарова, Миколаїв

Енергетичні установки є однією з головних причин збільшення використання палива і викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище. Велика доля при цьому належить двигунам внутрішнього згорання (ДВЗ), які займають провідне місце як джерела енергії (теплової, механічної, електричної) майже в усіх галузях країн Світу. Саме при роботі ДВЗ, завдяки хімічному забрудненню токсичними речовинами, що містяться у відхідних газах, наноситься найбільша шкода, а найбільш чутливий вплив на навколишнє середовище має місце від судових енергетичних установок, в яких головним джерелом енергії є ДВЗ.

Утворення таких шкідливих газів, таких, як діоксид вуглецю CO_2 , оксидів азоту NO_x , монооксиду вуглецю CO , оксидів сірки SO_x та інш. залежить від організації робочих процесів в ДВЗ. Вельми ефективним шляхом екологізації судових ДВЗ є штучна нейтралізація шкідливих речовин у відхідних газах, наприклад, рециркуляція газів (EGR-технологія).

Рециркуляція відхідних газів за технологією EGR є методом, що значно зменшує формування NO_x у судових дизельних двигунах. Використовуючи цей метод можна повністю задовольнити вимоги Tier III стосовно NO_x . У системі EGR, після процесу охолодження і очищення, частина відхідних газів рециркулюється до повітряного ресивера. Таким чином, частина кисню в повітрі, що використовується в процесі горіння, замінюється оксидом CO_2 . Це, в свою чергу, зменшує вміст кисню O_2 і швидкість горіння, тим самим знижуючи максимальну температуру горіння, а відтак зменшуючи інтенсивність утворення NO_x [1] [2] [3] [4] [5]. Скорочення викидів NO_x практично лінійне до степені рециркуляції відхідних газів.

Типова система рециркуляції для судового головного малообертового двигуна включає в себе скруббер, охолоджувач, уловлювач водяного туману, вентилятор і систему підтримки розчину NaOH з насосом і баком. Слід зауважити, що компоненти системи достатньо габаритні, насоси системи очищення, системи охолодження і вентилятор (або електрокомпресор) вимагають не малих витрат електричної енергії.

До таких технологій можна віднести, наприклад, застосування попереднього охолодження повітря (перед турбокомпресором) за допомогою ежекторних тепловикористовуючих холодильних машин. Перевагою такого рішення є можливість використання скидної теплоти рециркуляційних газів (а відтак і зменшення теплового навантаження на скруббер системи рециркуляції).

Мета дослідження – оцінка ефективності попереднього охолодження повітря суднового головного двигуна ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) за рахунок використання теплоти відхідних газів системи рециркуляції.

Рециркуляція забезпечується байпасування частини відхідних газів з наступних очищенням від шкідливих газів в скрубєрі та доохолодженням в теплообміннику-охолоджувачі газу. До складу системи входять скрубєр, охолоджувач, вологоуловлювач, вентилятор і система очищення із підтримкою розчину NaOH.

Схемне рішення із застосуванням тепловикористовуючого контуру ЕХМ розглянуто для суднового малообертового дизельного двотактного двигуна MAN B&W марки 6G70ME-C9.5. Для аналізу параметрів системи рециркуляції, а також характеристик головного двигуна використовувався програмний комплекс CEAS провідної фірми-виробника MAN. Розрахунок зроблено для наступних вихідних даних: експлуатаційні характеристики головного двигуна (при умовах ISO) – навантаження на двигун – $N_{MCR} = 90 \%$; потужність – $N_e = 19656 \text{ кВт}$; частота обертання – $n_e = 80,1 \text{ хв}^{-1}$; питома витрата умовного палива – $g_e = 169,8 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$; система рециркуляції відхідних газів (EGR) – байпасна із скрубєром і охолоджувачем газу, відповідає умовам екологічності Tier III.

Розроблено та проаналізовано схемне рішення із застосуванням тепловикористовуючої ЕХМ (рис. 1). Система рециркуляції байпасуванням працює наступним чином: відхідні газу кількістю від 10 до 40 % через клапан з ресиверу відпрацьованих газів подаються в скрубєр, де вони частково охолоджуються і очищуються при розпиленні води спеціальними форсунками. Потім газу охолоджуються в теплообміннику-охолоджувачі газу, конденсат відводиться в конденсатовідвіднику, а очищений і охолоджений газ подається в вентилятором в повітряний ресивєр, де він змішується із повітрям, що йде від турбокомпресора.

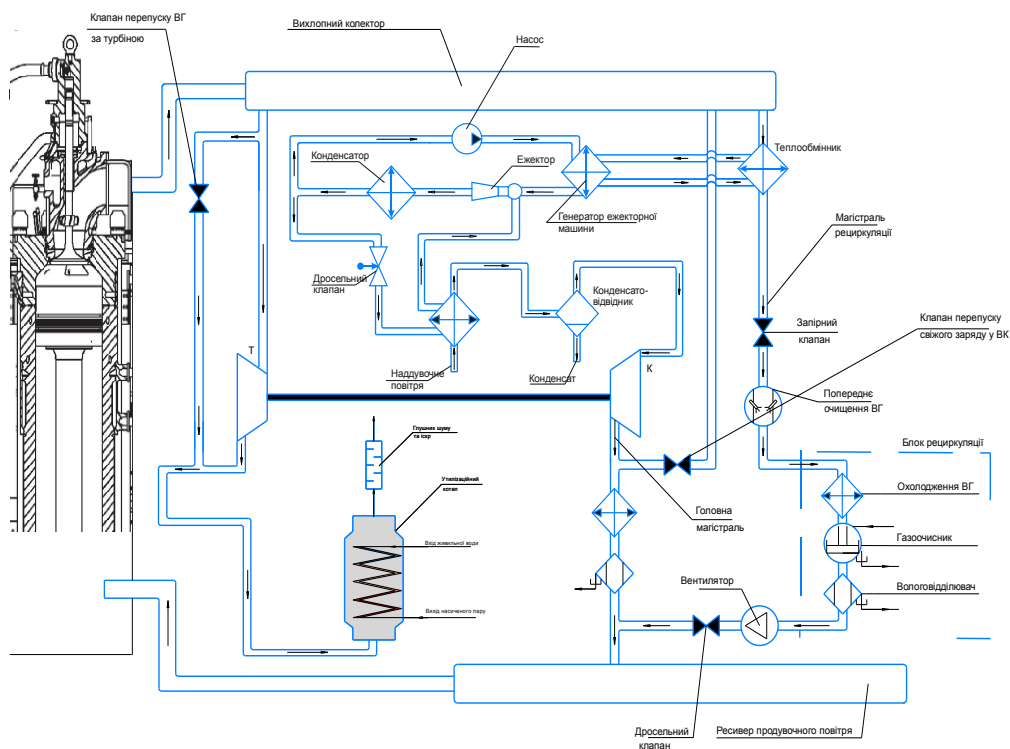


Рисунок 1. Запропоноване схемне рішення

Результати дослідження роботи тепловикористовуючої ЕХМ з різними тепловими коефіцієнтами $z = 0,30; 0,35; 0,40; 0,60$ показують, що холодопродуктивність складає: $Q_{0(0,3)} = 430\text{--}450$ кВт ($z = 0,30$); $Q_{0(0,35)} = 500\text{--}530$ кВт ($z = 0,35$); $Q_{0(0,4)} = 580\text{--}610$ кВт ($z = 0,40$) і $Q_{0(0,6)} = 870\text{--}910$ кВт ($z = 0,60$). Теплове навантаження (fig. 4) на генератор ЕХМ складає $Q_{\Gamma} = 1450\text{--}1520$ кВт при відповідному охолодженні газу в генераторі (перед скруббером) від температури $t_{r1} = 360\text{--}410$ °С до температури $t_{r2} = 180$ °С (прийнята із врахуванням небезпеки виникнення низькотемпературної сірчистоокислої корозії). Така ефективність ЕХМ дозволяє забезпечити зниження температури повітря (fig. 4) перед турбокомпресором двигуна відповідно на: $\Delta t_{п(0,3)} = 5,1\text{--}8,0$ °С ($z = 0,30$); $\Delta t_{п(0,35)} = 5,5\text{--}9,4$ °С ($z = 0,35$); $\Delta t_{п(0,4)} = 6,6\text{--}10,8$ °С ($z = 0,40$); $\Delta t_{п(0,6)} = 8,7\text{--}16,0$ °С ($z = 0,60$).

Висновок: запропоновано та проаналізовано схемно-конструктивне рішення з ЕХМ, що використовує теплоту відхідних газів системи рециркуляції для попереднього охолодження повітря на вході головного суднового двигуна.

Список використаних літературних джерел

1. A.K. Agrawal, S. K. Singh, S. Sinha and M. K. Shukla, "Effect of EGR on the exhaust gas temperature and exhaust opacity in compression ignition engines," *Sadhana - Academy Proceedings in Engineering Sciences*, vol. 29, no. 3, pp. 275-284, June 2004.
2. S. Ghosh та D. Dutta, «The Effects of EGR on the Performance and Exhaust Emissions of a Diesel Engine Operated on Diesel Oil and Pongamia Pinata Methyl Ester (PPME),» *International Journal of Engineering Inventions*, т. 1, № 12, pp. 39-44, December 2012.
3. J. Hussain, K. Palaniradja, N. Alagumurthi and R. Manimaran, "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance and emission characteristics of a three cylinder direct injection compression ignition engine," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 51, no. 4, pp. 241-247, December 2012.
4. A.P. Pandhare, K. C. Zende, A. S. Joglekar, S. C. Bhave та A. S. Padalkar, «Effect of EGR on the exhaust gas temperature and exhaust opacity in compression ignition engines using Jatropha Oil as fuel,» *Applied Mechanics and Materials*. 2nd International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering, ICMAE 2011, № 110-116, pp. 431-436, July 2012.
5. D. Agarwal, S. K. Singh та A. K. Agarwal, «Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine,» *Applied Energy*, т. 88, № 8, pp. 2900-2907, August 2011.

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК МЕТОДОМ ПАРОГАЗОВОГО ЦИКЛУ.

Студент Іванов О. Одеська національна академія харчових технологій

Утилізація теплоти вихідних газів газотурбінних установок може бути ефективно утилізована у комбінованому газопаровому циклі коли одночасно поєднуються переваги газотурбінного і парового циклів та нівелюються їх недоліки загального характеру. Газотурбінному циклу властива висока температура підведення теплоти, а для парового циклу низька температура відведення теплоти, що обумовлює підвищення загального коефіцієнта перетворення енергії.

Схема парогазової установки показана на рис. 1.

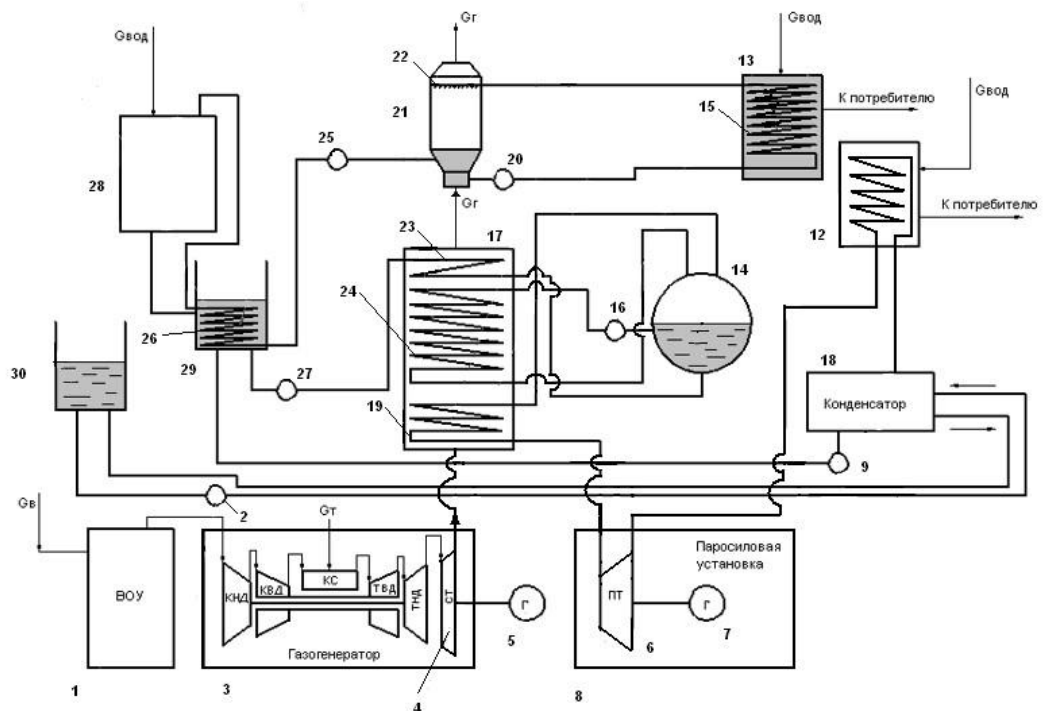


Рис.1. Схема парогазової утилізаційної установки

Відпрацьовані в ГТУ гази надходять в утилізаційний парогенератор ,послідовно проходячи економайзер , випарник і пароперегрівач . Після парогенератора відпрацьовані гази надходять в контактний теплоутилізатор у якому водяна пара, яка міститься в відпрацьованих газах конденсується та змішується з водою, що впорскується форсунками .

Конденсат, що утворюється в результаті конденсації водяної пари, подається в трубчастий теплообмінник , встановлений в збірнику конденсату , де передає тепло конденсату і зливається в збірник конденсату подається до економайзеру котла – утилізатора і колектору - сепаратора . З колектора за допомогою циркуляцій-

ного насоса вода надходить у випарник, де перетворюється в насичену пару за рахунок гарячих виходять газів двигуна. Насичена пара з випарника надходить в колектор - сепаратор, звідки в пароперегрівач і далі до парової турбіни, яка є силовим приводом електрогенератора. Відпрацьований в турбіні пар надходить в конденсатор.

Пар попередньо можна направляти в систему опалення населеного пункту, допускаючи ступінь вологості пара на виході з системи $\gamma = 0,3$, потім направляти в конденсатор та збірний бак.

Парова турбіна являється двохступеневою між якими здійснюється відбір пари, яка в свою чергу подається в бойлер в якому нагрівається вода загального побутового та технологічного споживання.

Розрахункові характеристики установки

Потужність вільної силової турбіни $N_{T.C} = 4691 \text{ кВт}$

Потужність компресорів стиснення повітря, що надходить у внутрішній контур $N_B^{\text{II}} = 3235 \text{ кВт}$

Потужність турбіни $N_{\text{ад.к}} = 6847 \text{ кВт}$

Тепловий потік в камері згорання $Q_H^P \cdot G_T = 25925 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$

Тепловий потік з вихідними газами, без утилізації їх тепла $Q^{\text{II}} = 19275 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$

при $T = 785 \text{ К}$.

Потужність двигуна з урахуванням внутрішніх втрат і витрат на допоміжні потреби $N_{\text{дв.}\Sigma} = 6650 \text{ кВт}$

Ефективний ККД двигуна $\eta_e = 28\%$

Таким чином при експлуатації ГТУ без утилізації теплоти вихідних газів в атмосфері викидається 72% теплової енергії палива.

При реалізації комбінованого парогазового циклу з утилізаційним парогенератором можливо отримати $N_E = 7042 \text{ кВт}$ електричної енергії, $N_{T.E} = 3346 \text{ кВт}$ теплової енергії для системи опалення та $Q_{T.B} = 5685,2 \text{ кВт}$ теплової енергії для гарячого водопостачання в виді теплоносія з температурою 65° C .

Теоретичний коефіцієнт перетворення енергії такої системи складає 62%.

Слід підкреслити, що практична реалізація такої установки можлива тільки на основі техніко-економічного аналізу коли компромісно аналізуються та враховуються не тільки енергетичні показники та енергетична ефективність установки, але і техніко-економічні та екологічні характеристики.

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

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ФРУКТОХРАНИЛИЩ

Ангелюк М.Н., бакалавр ИХКЭ ОНАПТ, г.Одесса

Как известно, рыночная цена на фрукты и овощи колеблется в зависимости от времени года и количества товара на рынке. Как правило, свежие отечественные фрукты по окончании сезона дорожают примерно на 80%. В зимнее время продажи фруктов увеличиваются на 30-50%. Исходя из этого, в условиях сбережения фруктов в целостности и сохранности Вы сможете увеличить прибыль в три, а то и в четыре раза.

Портовые холодильники (фруктохранилище) служат для краткосрочного хранения грузов при их перегрузке с одного вида транспорта на другой, например с водного на железнодорожный транспорт или наоборот. Эти холодильники отличаются высокой степенью механизации погрузочных работ, в частности для загрузки и разгрузки судов.

Техническое и объемно - планировочное решение конструкции холодильника и связанная с ним: конструктивная схема здания определяются назначением холодильника и соответствующей структурой его охлаждаемых помещений. При этом должно быть предусмотрено максимальное снижение капитальных затрат на сооружение холодильника и обеспечены минимальные затраты при его эксплуатации. В зданиях холодильников размещивают разные охлаждаемые помещения (холодильные камеры): предназначены для хранения только охлажденных продуктов.

Холодильная камера для фруктов даёт возможность изменить температуру и состав окружающей среды для их хранения. За счет поддержания нужного уровня кислорода и CO₂ процесс созревания, гниения плодов значительно замедляется. Именно благодаря этому обеспечивают сохранность фруктов и цитрусовых, а также их надлежащий внешний вид в любое время года.

В работе рассматривается применение компрессорно-конденсаторных агрегатов и чиллеров в фруктохранилищах, в большинстве случаев, компрессорно-конденсаторные блоки являются более оптимальным решением для кондиционирования таких объектов как фруктохранилища. Среди недостатков чиллер в сравнении с компрессорно-конденсаторными системами можно назвать необходимость 24 часовой тех поддержки (а это зарплата работников), более громоздкое оборудование (иногда необходимость выделить целый этаж под насосные станции) и большее сечение труб, а это дополнительные недешевые квадратные метры. Недостатки системы чиллер – основным, на мой взгляд, является то, что, как правило, добиться индивидуальной регулировки параметров в помещении при помощи чиллера очень сложно.

Рассматриваемый объект состоит из двух этажного припортового фруктохранилища. У рассматриваемого объекта на первом этаже 4 камеры охлаждающие

цитрусовые, а на втором этаже 3 камеры охлаждающие бананы. Для охлаждения всех камер хранения используются 4 компрессорно-конденсаторных агрегата.

Для обеспечения фруктохранилища холодом достаточного одного среднетемпературного режима. В процентном соотношении на долю среднетемпературной холодильной установки приходится около 40% затраченной электроэнергии.

Также в работе рассматривается сравнение и анализ натуральных и озонобезопасных фреонов. Хороший фреон нынче не такая уж и редкость. Ведущие химики разных стран трудятся во благо создания идеального хладагента, который будет иметь безупречные эксплуатационные характеристики. В настоящее время все фреоны трудно назвать совершенными. У одного типа свои недостатки, у другого вида свои проблемные моменты. И нельзя забывать о том, что есть устаревшие фреоны, которые запрещены к производству в целом ряде стран. К счастью, это не повлияло на обширный ассортимент хладагентов. В числе образцовых хладонов выделяется фреон марки R134a. У него есть неоспоримые преимущества, которые делают хладагент одним из самых востребованных.

Научный руководитель: Милованов В.И., д.т.н., профессор, заведующий кафедры холодильных машин и пневмоагрегатов.

ВПЛИВ ВКЛЮЧЕНЬ НАНОЧАСТОК TiO_2 НА ПАРАМЕТРИ МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА

Балашов Д.О., ІХКЕ ОНАХТ, м.Одеса

Традиційні робочі тіла і теплоносії практично вичерпали теоретичні можливості подальшого зростання показників ефективності теплоенергетичних систем. Перспективні рішення, що розширюють межі використання робочих середовищ в системах перетворення енергії, в останні роки були досягнуті за рахунок появи нових класів речовин - іонних рідин і нанофлюїдів. В останні два десятиріччя в наукову лексику швидко "увірвався" ряд нових слів з префіксом "нано": наноструктура, нанотехнологія, наноматеріал, наноколоїди, тощо. Є об'єкти, які по суті не були в арсеналі дослідників ще 20 років тому і без яких сьогодні вже неможливо представити сучасний розвиток науки - це наночастки у всьому їх різноманітті.

Зменшення частинок до нанометрових розмірів призводить до прояву в них так званих «квантових розмірних ефектів», коли розміри досліджуваних об'єктів можна порівняти з довжиною дебройлевської хвилі електронів, фононів та екситонів. У сфероїдальних наночастицях має місце тривимірне квантування рівнів, що дозволяє говорити, в залежності від складу наночастинок, про утворення «квантових точок», «квантових кристалітів» та інших об'єктів з нульовою розмірністю.

Нанофлюїди - розчини наночастинок, розміри яких знаходяться в діапазоні від 20 до 100 Å, є об'єктами інтенсивних наукових досліджень, завдяки раніше невідомим ефектів і аномальному зростанню коефіцієнта теплопровідності. Великий інтерес до вивчення поведінки нанофлюїдів пояснюється широким діапазоном додатків: від виробництва і конверсії енергії, транспорту нафти, холодильної техніки і кондиціонування повітря до електроніки, текстильної промисловості та виробництва паперу. За оцінками рейтингового агентства Thomson Reuters дослідження в області нанорідин відносяться до «переднього краю досліджень» («research fronts 2013»). Дуже мала кількість наночастинок, що рівномірно розподілені в базовій рідині може забезпечити вражаюче поліпшення термодинамічних характеристик базової рідини. Важливим досягненням в дослідженні теплоносіїв є застосування колоїдної суміші основної рідини хладагента або компресорного мастила і частинок розміром 1-100 нанометрів. [1] Мала кількість (близько 1%) мідних наночастинок в етиленгліколі або мастилі підвищують

теплопровідність речовини на 40% і 150% відповідно. Звичайні суспензії вимагають концентрації 10% і більше для таких результатів.[2] Нанофлюїди є новим класом теплоносіїв і показують високий потенціал у застосуванні в холодильній промисловості. Використання наночастинок, розчинених в робочому тілі холодильної машини є перспективним засобом для підвищення її ефективності та зменшення вживання електроенергії. З розглянутих результатів ясно видно, що мається високий потенціал для поліпшення теплопередачі і практичного застосування.

Проведені в Україні та за кордоном дослідження теплофізичних властивостей колоїдних розчинів наночастинок з мастилами і холодоагентами показують високу перспективність використання подібного класу речовин в холодильній техніці. Використання нанофлюїдів дозволяє істотно підвищити тепломасообмінні характеристики холодоагенту, зменшити температурні перепади на поверхнях конденсатора і випарника і в результаті знизити відношення тисків кипіння і конденсації, а отже і споживану холодильною машиною електричну потужність. Метою даної роботи є дослідження впливу домішок наночастинок на прикладі роботи компресора малої холодильної машини. В результаті дослідження планується отримати значення холодопродуктивності і провести порівняння величини для чистого холодоагента та холодоагенту з додаванням наноматеріалів. Для проведення теоретичного розрахунку був взятий компресор малої холодильної машини, працюючої на ізобутані в складі калориметричного стенда. Розрахунки проводились при режимах з температурами кипіння -20, -10, -5, 0 °С и температурою конденсації 40 °С. В якості домішок були взяті наночастки оксида титана в масової концентрації 2,54 %.

Аналіз експериментальних даних показав, що присутність наночастинок у робочому тілі може призвести до підвищення холодопродуктивності на 5-7%, але цей ефект спостерігається лише при температурах кипіння нижче -15 ... -20 °С. При високих температурах кипіння (від 0 °С і вище) спостерігається зворотний ефект зниження холодопродуктивності. З цього можна зробити висновок, що використання домішок наночастинок може підвищити характеристики компресора холодильної машини, при цьому не вимагаючи конструкційних змін. Використання нанодомішок перспективно також у побутових холодильниках, торгівельному і промислового обладнанні. Перспективи застосування нанофлюїдів у якості домішок у робоче тіло сучасних холодильних машин очевидні, однак ця проблема вимагає подальшого вивчення, аналізу, теоретичних та експериментальних досліджень, особливо в області високих температур кипіння.

Є високий потенціал для поліпшення теплопередачі і практичного застосування. Це дає можливість інженерам розробити компактний і ефективне холодильне обладнання. У кількох опублікованих статтях показується, що коефіцієнт теплопередачі нанофлюїдів набагато вище, ніж у звичайних рідин і існує лише невели-

лике падіння тиску. Крім того, доступні експериментальні дані [3] обмежені і не можуть точно спрогнозувати зміну теплопередачі. Більш того, є лише кілька поправок для точного прогнозу продуктивності. Отже, необхідні подальші дослідження по конвективному теплообміну і більше теоретичних і практичних робіт для ясного розуміння і прогнозу гідродинамічних і термічних характеристик.

Література

1. M.I. Baraton. Synthesis, Functionalization, and Surface Treatment of Nanoparticles. Am. Sci., Los-Angeles, 2002
2. Evans W., Prasher R., Fish J., Meakin P., Phelan P. Effect of aggregation and interfacial thermal resistance on thermal conductivity of nanocomposites and colloidal nanofluids, // Inter. J. of Heat and Mass Transfer. 2008. Vol. 51. P. 1431–1438.
3. X. Wang, X. Xu, S.U.S. Choi, Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture, J. Thermophys. Heat Transfer 13 (1999) 474–480.

РОЗВИТОК КОНСТРУКЦІЙ СУЧАСНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРИВ

студент Войцешко О.В.

Збільшення номенклатури об'ємних компресорів вимагає розробки методів їх порівняння та принципів використання.

Проведений аналіз різних конструктивних особливостей сучасних напівгерметичних компресорів, що працюють на природних та озононеруйнуючих холодоагентах. Предсталені результати порівняльного аналізу характеристик та галузей застосування сучасних поршневих, гвинтових та спіральних компресорів. Визначені переваги кожного типу компресорів при їх роботі в системах кондиціонування та комерційного охолодження.

Результати досліджень показали, що перспективи подальших розробок в галузі застосування напівгерметичних поршневих і гвинтових компресорів в каскадних холодильних системах на CO₂ дуже сприятливі, особливо з урахуванням того, що ці дослідження базуються на вже апробованих стандартних агрегатах Бітцер.

Сучасна базова конструкція компресорів з додатковими засобами запобігання цілком допускає функціонування при більш високих значеннях допустимого робочого тиску. Більш того, з оптимальною адаптацією компонентів всередині одного модельного ряду компресорів спеціальні для CO₂ вимоги щодо механічного навантаження, потужності та охолодження мотора можуть бути виконані.

Спеціально пристосовані поліефірні (POE) масла забезпечують задовільну циркуляцію і повернення з системи, є вже досить випробуваними і цілком придатними для змащення компресорів. Проте потрібні додаткові дослідження для більш надійного пристосування цих масел для роботи з CO₂

Завдяки високій об'ємній холодопродуктивності, а також досить рівній характеристиці продуктивності CO₂ реалізуються дуже компактні і маловитратні схемні і конструктивні рішення каскадних холодильних установок, які визначають перспективи майбутнього широкого й економічного застосування CO₂ в низькотемпературних каскадних холодильних системах.

Експериментальні дослідження каскадних холодильних систем на CO₂ проводяться при рівні тисків, який знаходиться в допустимому сучасним досвідом діапазоні, і в зв'язку з цим ризик аварій залишається порівняно низьким. Однак перед широким поширенням каскадних холодильних систем на CO₂ необхідно провести довготривалі випробування дослідних зразків з метою накопичити достатній досвід з експлуатації напівгерметичних компресорів та інших компонентів системи.

Аналіз застосування CO₂ в напівгерметичних компресорах працюють у нижньому ступені каскадної машини є перспективним у розвитку холодильної техніки.

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

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГАЗОТУРБІННОГО НАДУВУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ.

студент Григоренко А.

Техніко-економічна ефективність процесів перетворення теплової енергії палива в теплоенергетичних установках, як відомо, суттєво залежить від термодинамічної досконалості (оборотності) процесів, які відбуваються в елементах (технічному обладнанні) установок.

Резервом підвищення енергетичної ефективності двигунів внутрішнього згорання являється утилізація робото спроможності (ексергії) вихідних газів. Температурні потенціали вихідних газів сучасних ДВС лежать в межах 800-1000К, а тиск 0,7-1,0 Мпа. Одним із засобів утилізації енергії вихідних газів є системи газодинамічного (газотурбінного) надуву, які наряду з енергетичною доцільністю суттєво підвищують потужність ДВС (інколи в 1,5-2 рази).

Газодинамічний (газотурбінний) надув – це процес стиснення атмосферного повітря в газотурбінному агрегаті (перед направленням в ДВЗ), який комбінується на основі відцентрованого компресору та газової турбіни, розташованих на одному валу та в одному корпусі.

Термодинамічний аналіз системи газотурбінного надуву суднового двохтактного дизельного двигуна потужністю 16787 кВт проводиться на основі ексергетичного методу при тиску надувного повітря 3,5 Бар та температурі 318 К. Основні параметри, які використовувались при аналізі, вибирались із розрахунку індикаторного процесу суднового двохтактного двигуна.

Масова витрата повітря через систему турбонадуву складає $G_k = 48,46$ кг/с, а масова витрата вихідних газів, які подаються на турбіну, розрахована із рівняння енергетичного балансу турбоагрегату складає $G_T^I = 21,4$ кг/с, що відповідає потужності 9095 кВт. Тому частину газу після ДВЗ в кількості $G_p = 27,06$ кг/с подається через байпасну систему до інших утилізаційних систем. В якості таких систем можуть застосовуватись утилізаційні паротурбінні установки, утилізаційні нагрівачі води, парогенератори або тепловикористовуючі холодильні машини..

Діаграма потоків ексергії системи газотурбінного надуву показана на рис.1.1

Загальна ексергія потоку вихідних газів після ДВЗ складає $E_{x1} = 29628,6$ кВт, частина якої в кількості 46 % направляється на турбіну системи газотурбінного надуву, а решта 52,4 % через байпас в систему утилізації (до силової турбіни, утилізаційного котла або в атмосферу). Втрати ексергії в ресивері, обумовлені деградацією кінетичної енергії газу та тепловою радіацією складають 1,5 %.

В якості вихідної ексергії в системі газотурбінного надуву розглядається ексергія надувного повітря $E_{x4} = 4092$ кВт, що складає 14,3% від загальної кількості ексергії після ДВЗ або 29,9 % від ексергії потоку газів який направляється на турбіну.

Втрати ексергії при розширенні газу в турбіні ΔE_{x2} складають 12,1 %, в компресорі $\Delta E_{xк} - 14,8$ %, а механічні втрати $\Delta E_{xм} - 1,8\%$ по відношенню до ексергії потоку ($E_{xвх} = 13670$ кВт), який направляється на турбіну.

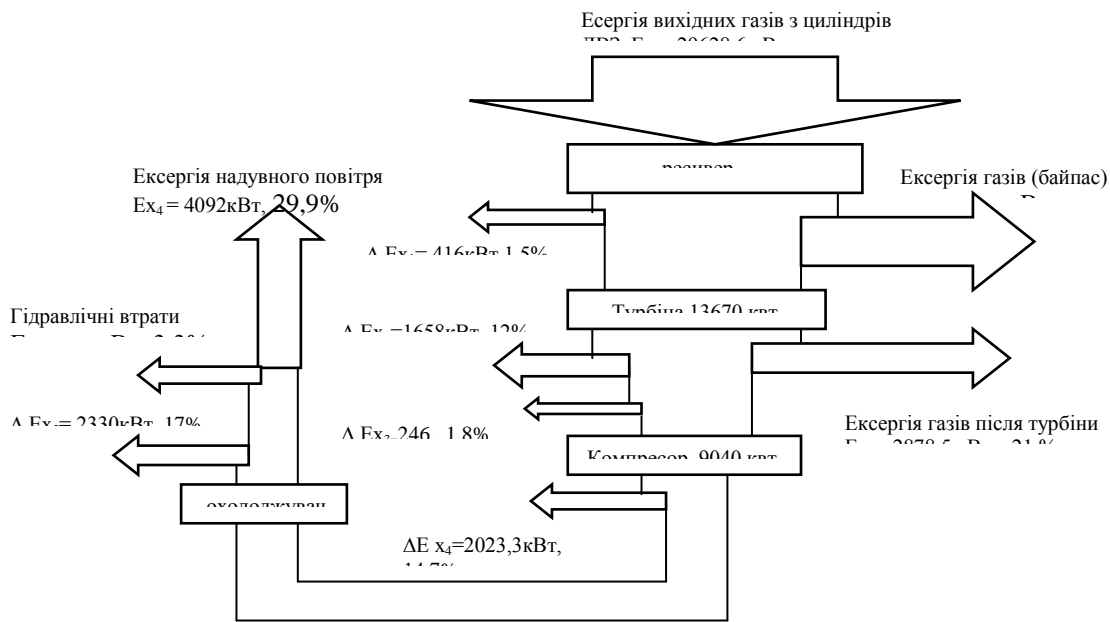


Рис.1. Діаграма потоків ексергії в системі газотурбінного надуву.

Як видно із діаграми потоків ексергії, при відношенні E_{x4} до E_{x5} , ексергетичний коефіцієнт корисної дії системи газотурбінного надуву дорівнює 29,9 %

Втрати ексергії при стисненні повітря в турбокомпресорі $\Delta E_{x4} = 2023$ кВт складають 14,7% та можуть зменшуватись при підвищенні ефективності процесу стиснення. Ефективність процесу стиснення залежить від політропного ККД, який в свою чергу обумовлюється інтенсивністю теплообміну при стисненні повітря та роботою турбокомпресору в розрахункових режимах. Суттєві втрати ексергії мають місце в охолоджувачі стиснутого повітря $\Delta E_{x5} = 2330$ кВт, що складає 17% від ексергії потоку, який подається на турбіну.

Знизити такі втрати ексергії можливо при зменшенні різниці температур в охолоджувачі та підвищенні термічного потенціалу потоку при застосуванні теплового насоса.

На основі виконаного аналізу визначаються найбільш неефективні з термодинамічної точки зору процеси та визначаються заходи, які необхідно застосувати першочергово для підвищення енергетичної ефективності системи турбонадуву.

Але кінцеві рішення при оптимізації системи газотурбінного надуву, або її елементів завжди необхідно приймати на основі мінімізації приведених витрат, які базуються на компромісному врахуванні не тільки термодинамічних вимог та рекомендацій але і відповідних економічних та екологічних вимог та затрат.

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

СЕКЦІЯ №3 – “СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ”

УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ СУДОВИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Шаповалов Д.В., Ткач Д. М., бакалаври ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса,

Головне цільове призначення судових систем кондиціонування повітря – підтримання заданих параметрів температури, вологості, швидкості та газового складу повітря з метою забезпечення комфортних умов у всьому об’ємі приміщення для мешкання людей. Особливістю цих систем є компенсація теплоприпливів, тепловтрат і вологи незалежно від зовнішніх та внутрішніх умов за рахунок подачі кондиціонованого повітря, а також поглинання шкідливих домішок і підтримання необхідної концентрації кисню.

Нами були розглянуті такі центральні судові системи кондиціонування повітря:

- одноканальна з рециркуляцією та випускним повітророзподільником;
- двоканальна, яка являє собою сдвоєні одноканальні системи без додаткової обробки повітря
- одноканальна системи з ежекційними доводчиками-повітророзподільниками.
- одноканальна системи з водяними прямопливним доводчиками-повітророзподільниками.

Незалежно від типу систему для скорочення тепло припливів і втрат огорожі приміщень ізолюються. Мінімальна товщина шару ізоляції повинна забезпечити в загальному випадку запобігання відпотіванню конструкції в зимовому режимі та відповідати вимогам існуючих санітарних норм при перепаді температур газового середовища і поверхні ізоляції в приміщенні, тобто бути не меншою від допустимої.

Визначення необхідних товщин шару ізоляції наведено в [1] і не викликає труднощів. Варіанти типових ізоляційних конструкцій (нормальних, з повітряним прошарком та з обходом металевго набору судна) .

Після визначення товщин ізоляційного шару необхідно перейти до розрахунку теплових та вологісних навантажень на приміщення судна.

Загальне теплове та вологісне навантаження визначаються з використанням нескладних залежностей, наведених у підручниках [1]. Треба тільки звернути увагу на розрахунок зовнішніх теплоприпливів (або втрат) для взятої конструкції ізоляції, який потребує використання різних за складністю методів визначення коефіцієнта теплопередачі.

Знаючи сумарні теплоприпливи (тепловтрати) і вологоприпливи, можна розрахувати тепловологісну характеристику процесу для кожного приміщення:

$$\varepsilon_{\text{п}}^{\text{пл}} = \frac{Q_{\text{пл}}}{W_{\text{пл}}}; \quad \varepsilon_{\text{п}}^{\text{вт}} = \frac{Q_{\text{вт}}}{W_{\text{вт}}}$$

де $\varepsilon_n^{\text{пл}}, \varepsilon_n^{\text{вт}}$ - тепловологічне відношення для літнього та зимового режимів роботи системи; $Q_{\text{пл}}, Q_{\text{вт}}$ - сумарний тепло приплив і тепловтрати, кВт; $W_{\text{пл}}$ - сумарне вологе виділення, кг/с.

Інформаційні джерела:

1. Чегринцев Ф.О. Основи проектування суднових систем кондиціонування.– Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 99 с.
2. Жихарева. Н.В. Основи проектування суднових систем кондиціювання повітря.– Одеса: ОНАХТ, 2014. – 48 с.
3. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Издание 3-е – С.Петербург.: Судостроение, 1994 – 504 с.
4. Жихарева. Н.В. Хмельнюк М.Г. Термодинамічний аналіз ефективності судових холодильних установок // Вісник НУК. –2012. –№ 2– С. 340–343. Режим доступу: <http://ev.nuos.edu.ua/ru/>

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

СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ГЕРМЕТИЧНИХ ПРИМІЩЕНЬ СУДНА

Макруха О. І. , Харітонов М. А. бакалаври ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса,

Особливий інтерес становлять системи комфортного кондиціонування повітря для герметичних приміщень суден, де, крім тепловологісної обробки повітря з приміщень у кондиціонері, необхідні очистка та регенерація повітряного середовища.

Принципова схема СКК; повітря приміщення та газу з контуру регенерації БОР надходить до кондиціонера КЦ, послідовно проходячи вентилятор В, фільтр Ф, електростатичний фільтр ЕФ, повітроохолоджувач ПО, повітронагрівач ПН, зволожувач ЗВ. Через повітророзподільник Пр оброблене повітря знову надходить у приміщення В. Особливістю роботи системи є подача невеликої частини повітря в блок очистки та регенерації БОР з метою усунування шкідливих домішок (чадного та вуглекислого газів, водню), а також подача кисню з балону БК через клапан К з метою підтримання його парціального тиску. Блок очистки та регенерації містить спеціальний вентилятор В1, вугільний фільтр ВФ, каталітичний окислювач КО, спец фільтр СФ, газоохолодник ГО та поглинач вуглекислого газу ПВГ.

Витрати припливного на двох найбільш навантажених режимах з тепло припливом і тепловтратами визначаються вже відомими відношеннями, тобто для режимів охолодження та нагрівання

$$\sum G_{\text{пл}} = \frac{Q_{\text{пл}}}{h_{\text{в}} - h_{\text{пл}}}, \text{ кг / с} \quad \text{або} \quad \sum G_{\text{вт}} = \frac{Q_{\text{вт}}}{h_{\text{пл}} - h_{\text{в}}}, \text{ кг / с.}$$

У наступних розрахунках використовується більша з двох величин $\sum G_{\text{пл}}$ і $\sum G_{\text{вт}}$. Слід зауважити, що для зниження енергоспоживання та матеріалоемності системи найбільш суттєвим фактором є зменшення загальної витрати припливного повітря, що досягається збільшенням його тепло- і вологоасимілюючої здатності шляхом збільшення перепаду ентальпій повітря припливного та у відсіку. Суттєвого зниження витрат повітря можна досягти шляхом збільшення шару ізоляції суднових огорож і таким чином зменшити теплоприплив та тепловтрати. Однак треба враховувати, що різке зменшення витрат припливного повітря може привести до погіршення якісного повітророзподілення та комфортних умов. Крім

того, витрати припливного повітря $G_{пл}$ повинні бути достатніми, щоб концентрації шкідливих домішок були менші від межі допустимих концентрацій, тобто

$$G_{пл} > \frac{G_{ш.д} \cdot 10^3}{C_{м.д.к} - C_{пл}}, \text{ кг/с}$$

де $G_{ш.д}$ - кількість наявних домішок, кг/с; $C_{м.д.к}$ і $C_{пл}$ - межа допустимих концентрацій та концентрація шкідливих домішок у припливному повітрі, г/кг.

Для розглянутої схеми може бути доцільним використання розсільного повітроохолоджувача в кондиціонері, який на режимі нагрівання дозволить використати холодну забортну воду для ПО замість подачі розсолу від необхідної для роботи холодильної машини. Визначення повітропродуктивності та теплових навантажень на апарати СКК не викликає труднощів, оскільки воно принципово однакове з першим типом розглянутої СКК.

Розташування вентилятора в технологічній схемі перед повітроохолоджувачем дозволяє також зменшити теплове навантаження на нього, що призводить, у свою чергу, до зниження необхідної холодопродуктивності та потужності холодильної машини. Зниження матеріалоємності повітропроводів та агрегатів обробки при постійних витратах повітря за рахунок більших швидкостей руху газових середовищ, як правило, пов'язані зі збільшенням енергетичних витрат при зростанні їх аеродинамічного опору.

Інформаційні джерела:

5. Чегринцев Ф.О. Основи проектування суднових систем кондиціонування. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 99 с.
6. Жихарева. Н.В. Основи проектування суднових систем кондиціонування повітря. – Одеса: ОНАХТ, 2014. – 48 с.
7. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Издание 3-е – С.Петербург.: Судостроение, 1994 – 504 с.
8. Жихарева. Н.В. Хмельнюк М.Г. Термодинамічний аналіз ефективності судових холодильних установок // Вісник НУК. –2012. –№ 2– С. 340–343. Режим доступу: <http://ev.nuos.edu.ua/ru/>

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

МУЛЬТИЗОНАЛЬНІ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Черненко А.О. - студент ОТК ОНАХТ, м. Одеса

Беркань Ір.В. – викладач-методист ОТК ОНАХТ, м. Одеса

Проблематика та мета досліджень. При всіх своїх перевагах, традиційні спліт і мульти-спліт системи мають ряд недоліків, помітно обмежуючих можливості їх використання. В першу чергу це невелика довжина міжблочних комунікацій, зазвичай не перевищує 25 метрів, при такій довжині не уникнути зменшення потужності кондиціонера відсотків на 30. Інший недолік мульти-спліт систем - обмежена кількість внутрішніх блоків, як правило від двох до чотирьох штук. Все це призводить до того, що для кондиціонування громадських приміщень, квартир і котеджів доводиться розміщувати зовні (іноді навіть на фасаді) кілька зовнішніх блоків для кожного об'єкту, що не "вписується" в задум архітектора. До недавнього часу з цієї ситуації був єдиний вихід - встановити один каналний кондиціонер з роздачею охолодженого повітря по системі повітроводів, розташованих за підвісною стелею. Крім зменшення корисної висоти кімнат на 15 - 20 см (діаметр теплоізолюваних повітроводів), таке технічне рішення мало ще один суттєвий недолік - регулювати температуру повітря можна було лише в цілому по всіх приміщеннях, оскільки один внутрішній блок не дозволяв встановити в кожній кімнаті свою температуру. Вихід був знайдений в 1982 році, коли компанія Daikin представила першу в світі VRV систему кондиціонування.

Результати досліджень. Фактично, VRV система є поліпшеним варіантом традиційної мульти-спліт системи:

- Як що в мульти-спліт системах, до одного зовнішнього блоку може бути підключено кілька внутрішніх, у VRV їх число може досягати декількох десятків.
- Як і в деяких мульти-спліт системам, внутрішні блоки VRV можуть бути різних типів (настінний, каналний, касетний тощо) і мати різну потужність, зазвичай від 2 до 25 кВт.

Однак VRV системи мають ряд принципових відмінностей:

- У звичайних мульти-спліт системах між зовнішнім і кожним з внутрішніх блоків прокладається окрема фреонова траса. У системах VRV всі блоки підключаються до єдиної системи трубопроводів, тобто до загальної траси з двох або трьох мідних труб підключається до 30 внутрішніх і 3 зовнішніх блоків. Таке технічне рішення дозволяє спростити (здешевити і прискорити) монтажні роботи, а так само дає можливість легко розширювати систему в майбутньому.
- Максимальна відстань між внутрішнім і зовнішнім блоком (довжина трубопроводу) становить 100 метрів. Перепад висот між зовнішнім і внутрішнім блоком (відстань між блоками по вертикалі) - 50 метрів. Таким чином, стало можливим розміщувати

зовнішній блок кондиціонера в будь-якому зручному місці - на даху, в підвалі чи навіть в кількох десятках метрів від будинку, що не псує архітектуру об'єкта.

- Управління внутрішніми блоками може проводитися як за допомогою індивідуальних бездротових пультів так і за допомогою персонального комп'ютера.
- Порівняно зі звичайними кондиціонерами, внутрішні блоки VRV підтримують задану температуру з більш високою точністю - до $\pm 0,5$ °C.

Назва VRV (Variable Refrigerant Volume) перекладається як "Змінний обсяг холодоагенту", тому що кожен внутрішній блок має електронний терморегулюючий вентиль, що регулює обсяг холодоагенту який надходить із загальної траси в залежності від теплового навантаження на цей блок. Завдяки цьому, система VRV більш рівно підтримує задану температуру, без перепадів, що властиві звичайним кондиціонерів, регулює температуру повітря шляхом періодичного включення і виключення.

Системи кондиціонування Daikin VRV Plus і Hi-VRV

Для невеликих будинків, котеджів, квартир загальною площею 400 - 700 м² компанія Daikin розробила інверторну система VRV Plus. Ця система дозволяє підключати до загальної системи фреонових трубопроводів до 3 зовнішніх і 30 внутрішніх блоків загальною потужністю до 90 кВт. Використання трьох зовнішніх блоків, один з яких має інверторний тип, дозволяє, по-перше, плавно регулювати потужність всієї системи в залежності від температури зовнішнього повітря, а по-друге, збільшує надійність - при виході з ладу одного з зовнішніх блоків система не втрачає працездатності. Для офісів, громадських приміщень компанія Daikin об'єднала систему припливно-витяжної вентиляції HRV з утилізацією тепла (рекуператором), з системою кондиціонування VRV Plus і розробила інтелектуальну систему управління кліматом Hi-VRV (D-BACS).

Трохи про можливості системи D-BACS:

- Загальна кількість керованих блоків VRV і HRV - 256 штук
- Об'єднання внутрішніх блоків в логічні групи для зручності управління
- Індикація стану кожного внутрішнього блоку - поточний режим роботи (охолодження / підігрів / вентиляція / виключення); температура повітря в приміщенні; задана (бажана) температура; мінімально і максимально допустима температура в приміщенні (задається користувачем); дозвіл / заборона керування автономним пультом; стан фільтра (час, що залишився до його чищення або заміни); місце розташування блоку (поверх, приміщення, власник); в разі несправності блоку відображається код помилки
- Індикація стану зовнішніх блоків - режим роботи в даний момент, температура зовнішнього повітря, адреса (розташування) блоку
- Завдання режимів роботи внутрішніх блоків-включення / вимикання; установка бажаної температури в приміщенні; дозвіл / заборона управління блоком з автономного пульта

(окремо на включення / вимикання / установку необхідної температури); завдання напрямку повітряного потоку (шість положень) для низької і високої швидкості вентилятора

- Оптимізація роботи системи за допомогою тижневих і щоденних таймерів - задається "плановий" час, до якого повинна бути досягнута задана температура. Програма сама вибирає оптимальний час запуску кондиціонера в кожному приміщенні.
- Оптимізація та підрахунок витрат на електроенергію з можливістю завдання денного та нічного тарифів

Єдиний недолік VRV систем — висока ціна. Мінімальна вартість обладнання для комплектації повноцінної VRV системи складає 15 - 20 тисяч доларів. Тому застосовувати VRV для кондиціонування, скажімо, 4 – 5 -кімнатної квартири недоцільно — традиційна система кондиціонування обійдеться в кілька разів дешевше. Для таких "невеликих" приміщень була розроблена система Super Multi Plus, що займає проміжне положення між VRV і мульти-спліт-системами і має ціну, порівнянну з ціною традиційних мульти-спліт систем.

Вартість VRV і VRF систем. Оскільки вартість системи кондиціонування є однією з найважливіших характеристик, я наведу орієнтовні ціни на мультизональні VRV і VRF системи найбільш популярних торгових марок. Вартість системи розрахована для типових офісних приміщень в двох варіантах — площею до 500 і 1500 м². Розрахунки проводилися виходячи з умови, що на 6 м² доводиться одне робоче місце. Для житлових приміщень вартість системи може бути на 30 - 50% менше, завдяки більш низьким теплоприпливам від людей і побутової техніки. Вартість системи наведена в доларах за 1 м².

Площа офісних приміщень	Mitsubishi Heavy (KX і K2)	Mitsubishi Electric (Citi Multy)	Daikin (VRV Plus)	Sanyo (ECO Multi)	Діапазон цін
до 500 м ² .	170 \$/м ² .	205 \$/м ² .	250 \$/м ² .	140 \$/м ² .	40 - 250 \$/м ² .
1500 м ² .	160 \$/м ²	185 \$/м ² .	220 \$/м ² .	130 \$/м ² .	30 - 220 \$/м ² .

В даний час подібні системи, крім Daikin, виробляють також Mitsubishi Heavy, Mitsubishi Electric, Sanyo, Toshiba, Fujitsu General та інші. Оскільки назва VRV є зареєстрованою торговою маркою компанії Daikin, то для позначення подібних систем інших виробників було обрано назву VRF (Variable Refrigerant Flow) — "Змінний потік холодоагенту", що за змістом теж саме, що і VRV (тобто VRF означає клас або тип кондиціонерів). Різниця між VRF системами різних виробників не дуже значна і визначається кількістю підключаються блоків, максимальною довжиною траси, зручністю управління, надійністю та терміном служби.

Висновок

VRF і VRV – системи не нові, але використовувати їх в нашій країні почали відносно недавно, наприклад відомий стадіон «Чорноморець» в місті Одеса. Ця технологія дуже перспективна, в розвинених країнах технологія VRF і VRV систем кондиціонування використовується всюди це є вигідним (підприємства, офіси, нові житлові будинки, готелі, тощо), тому і ми повинні також розвивати цю технологію та використовувати її на промислових і громадських об'єктах різного призначення.

Посилання

1. Zhykhareva N.V. (2016) Swimming pools air-conditioning systems calculation methods. Refrigeration Engineering and Technology, 51(4), 12–16. DOI: 10.15673/0453-8307.4/2015.39284
2. Kogut, V.E., Butovskyi, I. D., Zhykhareva N.V., Khmelniuk M.G. (2016) Anticipated cost effective effect from application of the ejector heat exchanger for condensation of light fraction hydrocarbon on the petroleum storage depot. Refrigeration Engineering and Technology, 52 (3), 25–28. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v52i3.119>
3. Zhikhareva N.V. Khmelniuk M.G. (2016) Mathematical modeling of building unsteady heat transfer. Refrigeration Engineering and Technology, 52 (6), 75–79. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v52i6.479>

ОСОБЛИВОСТІ СУДОВИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З ДОВОДЧИКАМИ-ПОВІТРОРозПОДІЛЬНИКАМИ

Ткач М.А, Хапокниш ІА., магістри ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса,

Розглянемо схеми та процеси кондиціонування для трьох типів одно каналних систем з доводчиками-повітророзподільниками, які також використовуються на окремих типах суден. Ці СКК дозволяють підтримувати в окремих приміщеннях задані параметри повітря за рахунок теплової обробки повітря, крім кондиціонера, ще й у доводчиках-розподільниках. Ці системи, звичайно, більш складні, ніж перші два розглянуті типи, мають не тільки більшу вартість, але й свої окремі переваги, наприклад мінімальні витрати обробленого повітря в кондиціонері, електроенергії, мінімальний розмір повітропроводів.

На рис. 1 наведена схема одноканальної СКК з водяними ежекційними доводчиками-повітророзподільниками ВДПР. На рис. 1 показано процеси обробки повітря на d, h - діаграмі в літньому та зимовому режимах.

Особливостями схеми є відсутність у центральному кондиціонері КЦ другого ступеня нагрівача, тепловологісна обробка тільки зовнішнього повітря, використання розсільної системи охолодження ПО та наявність розсільних трубопроводів до теплообмінника ТО, розташованого в корпусі ВДПР. На літнього режимі до ВДПР подається холодна вода (розсіл), на зимовому – гаряча вода. Регулювання параметрів здійснюється зміною витрат води в ТО, через який проходить повітря з приміщення (точка П) та охолоджується, ежектується повітрям з кондиціонера (точка 2') соплом С повітророзподільника. У корпусі ВДПР вони змішуються (процеси 2'-Пл-3-Пл) і виходять знову в приміщення як припливне Пл.

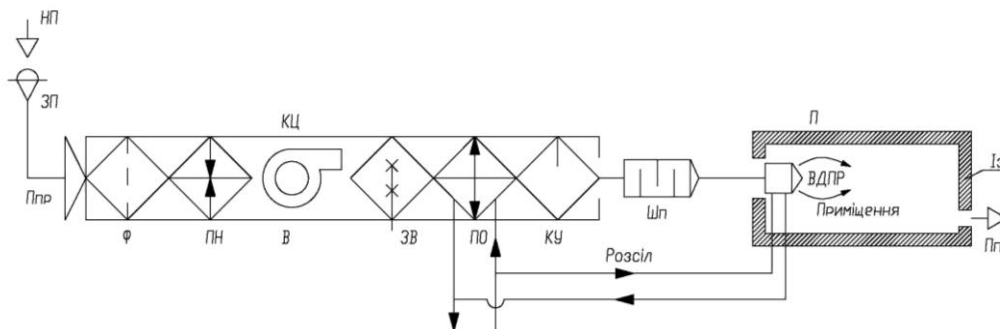


Рис.1 Схема одноканальної СКК з водяними ежекційними доводчиками-повітророзподільниками.

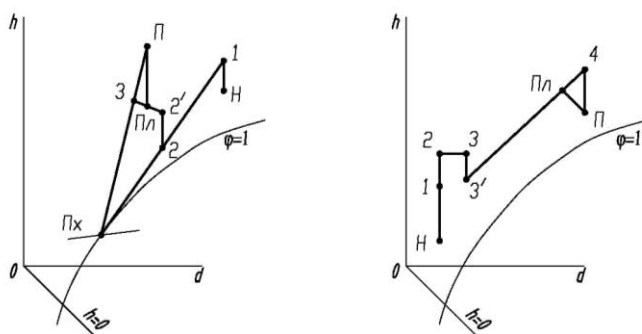


Рис. 1. Процеси обробки повітря в СКК з ВДПР на літньому (а) та зимовому (б) режимах на d, h – діаграмі вологого повітря.

На рис. 1 а показані процеси: Н-1 – підігрів повітря у вентиляторі; 1-2 – охолодження в ПО; 2-2' - підігрів у трубопроводах; П-3 – охолодження повітря з приміщення в ТО ВДПР; 3-Пл-2'-Пл – змішування повітря, охолодженого в ПО кондиціонера та охолодженого ежекційного з приміщення В; Пл-В – процес тепло- і волого асиміляції в приміщенні.

В результаті аналізу схеми на підставі побудованих на $d-h$ – діаграмі процесів вирішується питання вибору принципової схеми обробки повітря в судових системах кондиціювання повітря.

Інформаційні джерела:

9. Чегринцев Ф.О. Основи проектування судових систем кондиціонування.– Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 99 с.
10. Жихарева. Н.В. Основи проектування судових систем кондиціювання повітря.– Одеса: ОНАХТ, 2014. – 48 с.
11. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Издание 3-е – С.Петербург.: Судостроение, 1994 – 504 с.
12. Жихарева. Н.В. Хмельнюк М.Г. Термодинамічний аналіз ефективності судових холодильних установок // Вісник НУК. –2012. –№ 2– С. 340–343. Режим доступу: <http://ev.nuos.edu.ua/ru/>

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

ОСОБЛИВОСТІ КАНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Коханський А.Ф., Донченко А.С., Григор'єв В. А. бакалаври ІХКЭ ОНАХТ м. Одеса,

Канальні кондиціонери призначені для кондиціонування декількох приміщень одночасно.

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

Канальні системи складаються з внутрішнього і зовнішнього блоків, що з'єднуються між собою магістраллю з двома трубами і капілярами. Внутрішня частина, звана випарної, охолоджує приміщення, зовнішня, звана конденсаторної, викидає тепло з приміщення назовні. Канальні кондиціонери вентиляція розташовані так, щоб повітря забиралося з приміщення через повітрозабірні ґрати спліт системи і подавався в камеру змішення, змішуючись з припливним зовнішнім, подавався за системою повітроводів у внутрішній блок кондиціонера. Далі в спліт системах каналного типу оброблене повітря роздається знову ж таки за системою повітроводів в декілька приміщень, забезпечуючи підтримку параметрів заданого мікроклімату. У кожному приміщенні може здійснюватися зональний контроль параметрів повітря і їх автоматична підтримка. У прохолодну пору року може здійснюватися підігрівання зовнішнього свіжого повітря з попередньою його обробкою.

Основною перевагою каналних систем є те, що вони, на відміну від звичайних спліт-систем, здійснюють приплив свіжого повітря. Для цього застосовується адаптер повернення повітря, до якого підходять два повітровода.

Стандартна система каналного кондиціонування має ряд переваг:

Відсутність в кімнатах внутрішніх блоків, тобто. прихованість системи;

Подача свіжого повітря, і в зв'язку з цим відсутність грибків;

Відсутність спрямованих повітряних потоків (в спліт-системах йдуть спрямовані повітряні потоки, і людина може потрапити в зону прямого обдування, а у каналній системі - ламінарні повітряні потоки, які не мають спрямованого дуття).

Проведений порівняльний аналіз існуючих систем кондиціонування повітря дає змогу визначити і обрати каналну систему кондиціонування повітря. Вибір каналних систем кондиціонування повітря по потужності охолодження і статичному тиску, передбачена установка водяного калорифера для підігріву зовнішнього повітря в зимовий час.

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

АНАЛІЗ СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ МІКРОКЛІМАТУ ДЛЯ ВИРОЩУВАННЯ ЕНТОМОАКАРИФАГІВ

Данилюк В.І., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Було проаналізовано чотири варіанти систем мікроклімату для вирощування ентомоакарифагів:

- опорний варіант системи кондиціонування повітря (СКП);
- СКП із використанням води із артезіанської свердловини (СКП_АС);
- СКП із використанням сонячних батарей (СКП_СБ).

За методикою розраховано теплоприпливи до лабораторії ентомологічного виробництва з урахуванням метеорологічних даних для Одеської області.

СКП лабораторії передбачає підготовку мікроклімату для наступних приміщень: зараження зерна; розвиток личинок та отримання імаго; збір, очищення та класифікація яєць ентомоакарифагів; мультиплікаторні.

Враховано вплив сонячної радіації. З використанням розробленої програми автоматичного розрахунку теплонадходжень від сонячної радіації (рис. 1) визначені питомі величини теплоприпливів у приміщення для кожного часу доби.

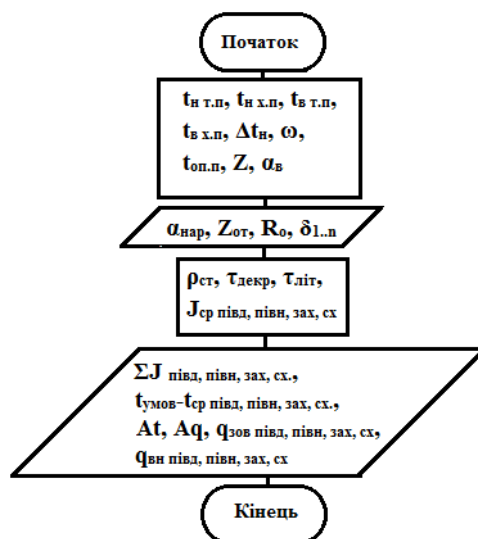


Рис. 1 Блок-схема визначення тепло надходжень у приміщення за рахунок сонячної радіації

Отримано інформацію про максимальні та мінімальні теплонадходження в лабораторію крізь огорожі впродовж доби.

Значення теплонадходжень до приміщення лабораторії від окремих джерел для опорного варіанту СКП зведено до таблиці 1.

Таблиця 1.

Джерело тепла	Кількість, Вт
Зовнішні стіни	6702
Внутрішні стіни	8316

Покрівля	6520
Підлога	6520
Вікна	11520
Освітлення	5216
Обладнання	80
Люди	680
Зерно	100
Сумарна кількість тепла, Вт	45600

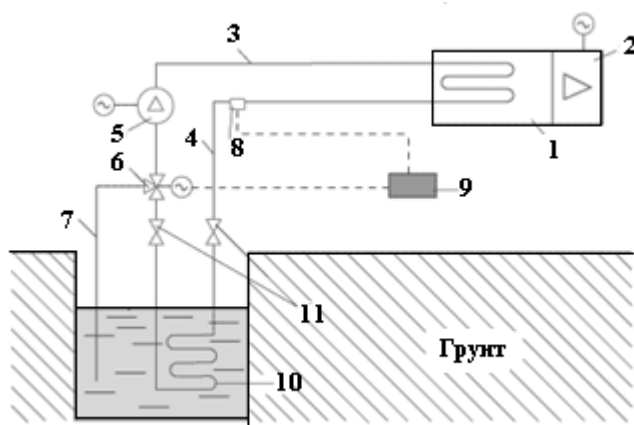
За сумарною кількістю теплонадходжень розраховано холодопродуктивність системи мікроклімату СКП:

Вартість системи СКП (обладнання, матеріали та монтаж) такої потужності із використанням чилера та фенкойлів становить приблизно 290 тис.грн.

Для варіантів СКП_АС та СКП_СБ, що використовують енергозберігаючі технології, сформовано концепцію розробки системи мікроклімату – енергозбереження та інтелектуальне управління інженерними системами. Задача енергозбереження розглядалась як комплексна та вирішувалась у наступних напрямках:

- високий тепловий захист будівлі (використання ефективних будівельних матеріалів та конструкцій);
- установка ефективних приладів опалення із високим коефіцієнтом теплопередачі;
- створення енергозберігаючої системи кондиціонування повітря (використання води із артезіанської свердловини, сонячних батарей тощо).

Енергозберігаючий варіант системи СКП_АС для холодозабезпечення використовує воду із артезіанської свердловини (рис.2).



- 1 – водяний теплообмінник
- 2 – припливний вентилятор центральної системи;
- 3, 4 – подаючий та зворотній трубопроводи;
- 5 – глибокий насос із частотно-регулюючим приводом;
- 6 – трьохходовий клапан із електроприводом;
- 7 – забор води з свердловини;
- 8 – датчик температури води;

9 – електроний контролер, що здійснює управління режимом забору води із свердловини;

10 – трубчатий теплообмінник;

11 – запірний вентиль.

Рис.2 Принципова схема холодозабезпечення СКП лабораторії від артезіанської свердловини

У якості повітроохолоджувача може використовуватися універсальний теплообмінник із регулярними насадками. Якщо повітря СКП безпосередньо контактує із артезіанською водою, необхідно забезпечити для неї певну підготовку. Щоб уникнути додаткових витрат, пов'язаних із попередньою обробкою води, обрано до використання горизонтальний каналний апарат із водяним теплообмінником. Його основні характеристики:

Холодопродуктивність – 47 кВт;

Кількість повітря на охолодження – 28200 м³/ч;

Об'ємна витрата води – 17 м³/год;

Витрати електроенергії на перекачку води насосом – 1,5 кВт.

Вартість реалізації системи СКП_АС складатиметься із відповідного обладнання та матеріалів, таблиця 2.

Таблиця 2.

Складові реалізації СКП_АТ_АС	Вартість, грн
Насос	4500
Буріння артезіанської свердловини в одеській області (в залежності від глибини від 14 до 78 м)	4760...26520
Монтажні роботи	5000...15000
Обслуговування (один раз на сезон)	700
<i>Загальна сума</i>	14960...46720

Іншим варіантом впровадження енергозберігаючих технологій запропоновано використання сонячних батарей СКП_СБ. Розрахунок їх здійснювався з урахуванням наступних даних:

– прийнято що сонячні батареї в літку працюють лише 7 годин із майже максимальною потужністю;

– розраховано кількість необхідної для споживання електроенергії системою мікроклімату в ентомологічній лабораторії;

– розраховано потрібну потужність масиву сонячних батарей;

– додано 40% на втрати в акумуляторних батареях та інверторі.

Витрата електроенергії СКП лабораторії ентомологічного виробництва складає приблизно 72 кВт*год в день, із розрахунку 7 годинної роботи сонячних батарей, отримаємо 10,3 кВт. Додаємо 40% втрат на акумуляторних батареях та в інверторі, в результаті необхідна загальна потужність складатиме 14,4 кВт. Для попиту електроенергії в літній час для лабораторії ентомологічного виробництва потрібен масив майже в 15 кВт. Але весною та восени отримувати достатньо енергії можливо буде збільшивши цю цифру на 50%, тобто ще плюс 8 кВт. Більш точний розрахунок потрібно робити, використовуючи дані архіву погоди для конкретного регіону. Приблизна вартість масиву сонячних батарей такої потужності складатиме 500 тис.грн.

Артезіанська свердловина та сонячні батареї, у вільний від використання у сезонний період вирощування трихограми час (квітень, травень, червень), можуть забезпечити протікання інших технологічних процесів ентомологічного виробництва та життєдіяльність всіх приміщень біофабрик.

*Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н.,
доц. кафедри Холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ*

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИСТРОЇВ ЗВОЛОЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА БАЗІ РЕГУЛЯРНИХ НАСАДОК ДЛЯ ТЕРМОВОЛОГІСНОЇ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ В ЕНТОМОЛОГІЧНИХ ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕННЯХ

Верхоліук Д.Я., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Для вирощування різних видів ентомокультур суттєве значення має тепловологісний режим повітряного середовища виробничих приміщень. Здебільшого йдеться про забезпечення температури в діапазоні від 15 до 30 °С та відносної вологості від 55 до 100%. Яйця комах найбільш чутливі до рівня вологості середовища. При заданих параметрах температури особливу увагу потрібно приділяти саме значенням відносної вологості. Для використання як зволожувача повітря для системи підготовки мікроклімату запропоновано поверхневий контактний апарат із регулярними насадками (РН). Проведені попередні дослідження довели переваги використання для зволоження повітря в системах підготовки мікроклімату в ентомологічних виробництвах контактних апаратів із регулярними насадками. Виробничі приміщення ентомологічних біофабрик та біолабораторій характеризуються великими тепловими навантаженнями. Створення необхідних параметрів зовнішнього повітря для всього річного циклу роботи системи життєзабезпечення для таких приміщень може забезпечуватися зволожувачами з РН – універсальними контактними апаратами. Регулювання необхідних параметрів повітря може здійснюватися в широкому діапазоні значень за допомогою зміни параметрів води, що використовується для його обробки.

Матеріалам для РН слід віддавати перевагу тим, які дозволили б знизити матеріаломісткість апаратів, підвищити ефективність процесів і надійність при мінімальному зростанні енерговитрат. Апарати для контактного зволоження повітря за способом контакту фаз можна розділити на чотири групи: насадок з регулярною впорядкованою або невпорядкованою насадкою, барботажні, розпилюючі і з рухомою насадкою. Залежно від виду поверхні розділу контактуючих фаз РН бувають наступних типів: плівкового, крапельного, крапельно-плівкового, плівковий-пористого, плівковий-барботажного і ін. Найбільш перспективними для теплома-сообмінних апаратів кондиціювання повітря є апарати з регулярними насадками плівкового типу. Конструктивно тип насадок характеризується матеріалом насадок, структурою поверхні і геометрією.

Вимоги, що пред'являються до матеріалів: гідрофільність (хороша змочуваність), невелика маса, мінімальна товщина листів, жорсткість, міцність, стійкість до корозії, незаймистість, довговічність.

Використовуються регулярні насадки з різних матеріалів: тонкої алюмінієвої фольги, целюлози, скловолокна та ін. Найчастіше для виготовлення насадок застосовуються різні пластмаси: полівінілхлорид, полістирол, склопластик, поліетилен високої щільності. Істотний недолік пластмас - погана змочуваність. Рівномірну плівкову течію рідини можна забезпечити впливом на структуру поверхні насадок, наданням листам складної форми з великим числом виступів, турбулізаторов. В процесі експлуатації внаслідок забруднення змочуваність пластмас поліпшується.

Вибір матеріалу визначається також його вартістю, що зумовило широке застосування полістиролу. В даний час для використання в якості насадок поверхонь використовують: вінілпласт (гофровані листи з перфорацією і без), полістирол, полівінілхлорид.

Одним з найсучасніших матеріалів, використовуваних в секціях зволоження повітря, є скловолокнистий матеріал GLASdek3. Він пройшов випробування на пожежонебезпечність і класифікований як незаймистий матеріал M1 відповідно до стандарту CSTB у Франції і як стійкий до займання матеріал T1 відповідно до стандарту JISA 1322 в Японії. Це відповідає класу 1 по стандарту NordTestFire, клас 1, а також німецькому стандарту DIN 4102, клас B1 і BS 467: частина 7, клас 1.

Скловолокнистий матеріал пройшов також випробування на виділення волокон. Виміряні рівні набагато нижче, ніж рівні, допустимі шведськими законодавчими актами про охорону здоров'я. Ці законодавчі акти вважаються найжорсткішими в Європі щодо виділення волокон.

Одним з перспективних матеріалів для насадок виступає ПЕТ (поліетилен-терефталат) - це термопластичний полімер, який є найпоширенішим серед полієфірів. Матеріал ПЕТ володіє прозорістю, високою міцністю, доброю пластичністю (причому і в нагрітому стані, і в холодному), хімічною стійкістю. Всі свої характеристики матеріал ПЕТ зберігає і при низьких температурах (до мінус 40 ° C), і при високих (до 75°C).

Матеріал ПЕТ має високу хімічну стійкість до бензину, масел, жирів, спиртів, ефіру, розбавлених кислот і лугів. Поліетилентерефталат не розчинний у воді і багатьох органічних розчинниках, розчинний лише при 40 ... 150 ° C в фенолах і їх алкіл- і хлорзамещених, аніліні, бензиловий спирт, хлороформі, піридині, дихлоруксусной і хлорсульфонової кислотах і ін. Нестійкий до кетонів, сильним кислот і лугів. Має підвищену стійкість до дії водяної пари.

Аморфний поліетилентерефталат - твердий прозорий з сіруватожовтуватим відтінком, кристалічний - твердий, непрозорий, безбарвний. Відрізняється низьким коефіцієнтом тертя (в тому числі і для марок, що містять скловолокно). Термодеструкція ПЕТ має місце в температурному діапазоні 290 ... 310 ° C. Деструкція відбувається статистично уздовж полімерного ланцюга; основними летючими продуктами є терефталевая кислота, оцтовий альдегід і монооксид вуглецю. При 900 °C генерується велика кількість різноманітних вуглеводнів; в основному, летючі продукти складаються з діоксиду вуглецю, монооксиду вуглецю і метану. Для запобігання окислення ПЕТ під час переробки можна використовувати широкий ряд антиоксидантів.

ПЕТ знаходить різноманітне застосування завдяки широкому спектру властивостей і використовується багатьма підприємствами України для різних галузей промисловості. Фірма «Термотех-Пром» (Україна, м Одеса) використовує листи з поліетилентерефталату в побічно-випарних рекуперативних установках Кірус холодовитратністю 2,9 ... 4 кВт.

Ще одним матеріалом для використання в насадках плівкових зволожувачів є міпласт. Міпласт - матеріал, що отримується в результаті спеціальної обробки полівінілхлориду, випускається хімічною промисловістю у вигляді ребристих

листів. Їх товщина - 0,6 ... 0,9 мм, максимальний діаметр пір - 33 мкм. Високе значення коефіцієнта змочуваності ребристих міпластових листів досягається завдяки мікропористості матеріалу. Виробництво міпласта на сьогоднішній день тісно пов'язане зі створенням сепараторів для свинцевих акумуляторів (м Херсон, м Київ).

До насадок ставляться такі вимоги:

- рівномірне водорозподілення;
- відсутність застійних зон;
- інтенсивність процесів обміну.

Для виготовлення зрошуваних насадок застосовують такі матеріали, за допомогою яких можна створити пористі шари, що володіють великою питомою поверхнею, великим вільним об'ємом і великим живим перетином для проходу повітря, достатньою механічною міцністю і довговічністю.

Збільшення щільності насадочного шару (конструктивної поверхні насадки в одиниці об'єму) є одним з методів підвищення компактності тепломасообмінної апаратури. При підвищенні щільності шару в n раз і зменшенні висоти насадки в $2n$ разів, ввівши ряд припущень, енерговитрати на здійснення процесу і коефіцієнт тепловіддачі залишаються незмінними. Зміна щільності шару призводить до монотонної зміни інтенсивності процесів і енерговитрат.

При зміні висоти РН величина енерговитрат і інтенсивність процесів тепломасопереносу залежить від довжини вхідних і вихідних ділянок, а також від зон стабілізованої гідродинамічної і теплової течії. Зоні нестабілізованої течії відповідають найбільші значення коефіцієнтів опору і тепловіддачі.

Розглянуті матеріали (міпласт і ПЕТ) запропоновані для насадок секції зволоження повітря, так як відповідають поставленим вимогам:

- добра змочуваність;
- міцність;
- значення відносини p / e близько до оптимального: спостерігається баланс між підвищенням ефективності процесу і ростом гідравлічного опору;
- невисокі капітальні витрати, пов'язані з можливістю виробництва в Україні.

Ефективність обробки повітря в камерах з зрошуваною насадкою залежить від гідродинамічних умов взаємодії плівки води, що стікає по поверхні зрошувального шару, і повітряного потоку, що рухається назустріч плівці. За рахунок оптимізації кутів нахилу повітряних ($15^\circ / 30^\circ$) і водяних каналів ($45^\circ / 60^\circ$) насадки мають малий аеродинамічний опір (< 200 Па) і можуть працювати без краплевловлювача до швидкості повітря 3 м / с. Ступінь ефективності процесу $E = 0,95, 0,85$ або $0,65$ в залежності від коефіцієнта зрошення, швидкості повітря та геометричних розмірів насадки.

*Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н.,
доц. кафедри Холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ*

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

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

В Україні в останні роки при виході на світові ринки реалізації сільськогосподарської продукції екологічні питання набувають все більш важливе значення, тому одночасно з техніко-економічним проводять і екологічний аналіз. Для екологічної оцінки згідно з міжнародними вимогами в Україні розробляються законодавчо-нормативні акти з урахуванням вимог усього комплексу стандартів ДСТУ ISO 9001 та 14000, які представляють основу для заходів щодо екологічного оцінювання в межах всього циклу виробництва, транспортування, зберігання продукції та утилізації відходів.

Сучасним методом порівняння альтернативних варіантів технологій створення мікроклімату (СКП) для ентомологічного виробництва з точки зору екоефективності при виборі технологічного обладнання є аналіз їх техніко-економічних і екологічних показників за повний життєвий цикл, тобто з урахуванням показників утилізації за методом LCA (Life Cycle Assessment), що передбачає:

- оцінку впливу на навколишнє середовище продукції (процесу) за допомогою визначення кількості всіх використовуваних за повний життєвий цикл продукції (процесу) енергії і матеріалів, можливих шкідливих викидів в навколишнє середовище;

- оцінку здатності зниження екологічного впливу аналізованої продукції (процесу).

Екологічна оцінка технологій створення мікроклімату для ентомологічного виробництва проводиться при екологічному обґрунтуванні обраного способу виробництва і технології з урахуванням всіх екологічних наслідків даної технології і екологічного впливу технологій на навколишнє середовище з метою довести їх екологічну безпеку або встановити ступінь їх небезпеки.

Порівнюючи технологічні рішення при розробці екологічно безпечних технологій створення мікроклімату, необхідно оцінити їх технологічну унікальність відповідно до існуючих аналогів. Після зіставлення технологічних характеристик та існуючих нормативів визначаються обмеження для впровадження технології і допустимі умови її експлуатації. Якщо в результаті екологічних оцінок відзначається висока небезпека технологій, необхідна розробка технологічної альтернативи.

Ступінь екологічної небезпеки систем створення мікроклімату для вирощування ентомокультур і обладнання, що при цьому задіяно, визначається з урахуванням:

- масштабу і концентрації виробництва;

- небезпеки речовин, що використовуються і виникають в технології: наприклад, альтернативний варіант вирощування ентомокультур може не використовувати фреонів в системі підготовки мікроклімату, а бути орієнтований на енерго- і екоефективні технології - використання сонячних батарей, артезіанських свердловин і т.п. .;

- несприятливих особливостей і аномалій виробничого процесу (температура, тиск, шум, випромінювання, застосування небезпечних хімічних реагентів, отрутохімікатів, розчинників, миючих речовин і т.п.):

- для зниження рівня шуму в виробничих приміщеннях рекомендовано до використання малошумні вентилятори, з рівнем звукового тиску, що не перевищує 35 дБ;

- для очищення запиленого виробничого повітря, що видаляється, рекомендовано використовувати фільтри не менше G3 класу очищення;

- числа вузлів (ліній), можливий вихід з ладу яких веде до аварійної ситуації.

Матеріали по екологічному обґрунтуванню проектних рішень організації вирощування ентомокультур включають:

- оцінку прогнозованого впливу планованої діяльності на навколишнє середовище;

- аналіз раціональності використання природних ресурсів: система мікроклімату, яка використовує для підготовки повітря воду і забезпечує мінімально необхідну її кількість;

- докази прогресивності технологічних рішень при будівництві та експлуатації об'єкта та технологічних альтернатив, екологічну оцінку небезпеки продукції, розміщення відходів виробництва: екологічний захист сільськогосподарських культур від шкідників і позитивний вплив на природних ентомофагів;

- прогнозування шкоди природному середовищу і населенню;

- оцінку ефективності та достатності заходів щодо охорони природи і збереження історико-культурної спадщини.

У найзагальнішому випадку при аналізі враховуються: витрата енергії і викид шкідливих речовин при виробництві конструкційних матеріалів для даного об'єкту; споживання енергії та інших витратних матеріалів при експлуатації об'єкта; додаткові витрати енергії при утилізації об'єкта і всі супутні викиди шкідливих речовин.

Для оцінки перспективності використання того чи іншого об'єкта (наприклад - регулярних насадок для зволоження повітря) були обрані наступні еколого-енергетичні критерії, які дозволяють аналізувати подальший розвиток промисловості:

- вплив повного життєвого циклу порівнюваних систем на глобальну зміну клімату;
- виснаження природних ресурсів при створенні, експлуатації та утилізації систем (відповідає повному споживанню органічного палива і мінеральних ресурсів за повний життєвий цикл системи); збиток, що завдається навколишньому природному середовищу, окремо враховується шкоду людському здоров'ю, екосистемі і виснаження природних ресурсів.

Розрахунок всіх обраних критеріїв заснований на методології ECO-INDICATOR 99. Вплив на клімат за цією методологією виражається в спеціальних одиницях DALY (Disability adjusted life years). Вплив на зміну клімату висловлюють через кг CO₂, в зв'язку з поширеною сьогодні методикою аналізу повного еквівалента глобального потепління. При розрахунках впливу на зміну клімату враховуються всі викиди CO₂, що мали місце при виробництві енергії і матеріалів, а також при експлуатації обладнання та його утилізації. 1 кг CO₂ відповідає 2,1·10⁻⁷ DALY. Внесок в виснаження ресурсів виражається в мДж і каже про витрати енергії, необхідних в майбутньому для вилучення матеріалів і палива більш низької якості. Три основні категорії збитку - вплив на здоров'я людини, якість екосистеми, виснаження ресурсів - оцінюються в еко-одиницях.

При оцінці впливу на здоров'я людини визначається вплив системи на: руйнування озонового шару; зміну клімату; викиди канцерогенів; шкідливі викиди в атмосферне повітря; радіоактивне випромінювання.

При оцінці впливу на якість екосистеми аналізуються: вклад в освіту кислотних дощів; викиди еко-токсинів; руйнування ґрунту; евтрофікація ґрунту.

При оцінці впливу на виснаження природних ресурсів визначається виснаження мінеральних і паливних ресурсів. Після обліку вагових коефіцієнтів і підсумовування всіх шкідливих впливів виділено еко-індикатор, що має розмірність Pt (еко-одиниця), який був використаний в виконану аналізі. Орієнтовні результати використання методології LCA для оцінки системи створення мікроклімату для ентомологічного виробництва представлені на рис. 1. Для більш детального визначення еко-ефективності технологій необхідний їх аналіз в різних природно-кліматичних, економічних та технологічних умовах.

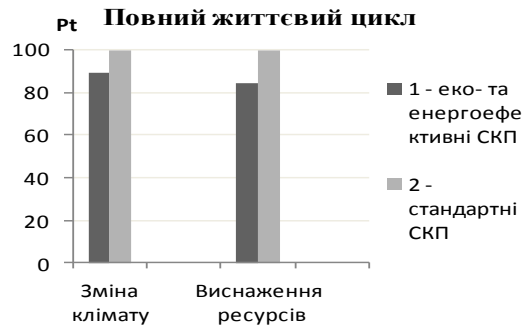


Рис. 1 – Порівняльний аналіз екологічного впливу альтернативних варіантів СКП для вирощування ентомокультур в повному життєвому циклі

Застосування зазначеної методології дозволяє забезпечити зменшення технологічного впливу на навколишнє середовище і населення, шляхом запровадження економічно доцільного, інноваційного підходу до виробництва продукції - з маловитратним використанням шкідливих або небезпечних речовин, електроенергії та інших виробничих ресурсів.

*Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н.,
доц. кафедри Холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ*

ОСОБЛИВОСТІ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПРИМІЩЕННЯ З БАСЕЙНОМ

Федянін М. О., Воробйов Т.А. бакалаври ІХКЭ ОНАХТ м. Одеса,

Створення мікроклімату в приміщенні з басейном є однією з найбільш складних завдань при розробці та реалізації системи кондиціонування і вентиляції приватного будинку.

Це обумовлено тим, що в приміщенні з басейном потрібно підтримувати постійну температуру повітря (зазвичай на 12°C вище температури води в басейні), постійну відносну вологість $60 \pm 5\%$, швидкість повітря над басейн не більше $0,2\text{ м/с}$ і подачу свіжого повітря не менше $80\text{ м}^3 / \text{год}$ на одного купається. Крім того необхідно забезпечити відсутність конденсату на стінах і вікнах.

В роботі показано, що в приміщеннях з басейном зовнішні стіни небажано робити зі звичайного цегли без шару теплоізоляції, так як це вимагає в кліматичних умовах м.Одеси збільшення їх товщини до $0,8\text{-}0,9\text{ м}$ для запобігання появи вологи на стінах. Нами показано, що для надійного запобігання появи конденсату на стінах, доцільно використовувати утеплювач, наприклад ISOVER.

В роботі показано, що для досить надійного запобігання конденсації вологи з повітря необхідно або інтенсифікувати процес тепловіддачі від внутрішнього теплого повітря до поверхні скла, що стикається з ним, або використовувати 2хкамерні склопакети з великим термічним опором, наприклад склопакети вітчизняного виробництва DiamantEcoTerm™. Можливо також використання інших енергозберігаючих стекол, наприклад ЕКОPLUS Проміжки між склом склопакета іноді заповнюють аргономілікріптоном, що збільшує в 2х камерних склопакетах загальний термічний опір відповідно в 1,3 і 1,6 рази при товщині скла 4 мм і товщині дистанційної рамки 12 мм .

Показано, що додаткові витрати на збільшення термічного опору в зимовий час і зниження загальної пропускної здатності сонячної радіації в літній час є важливими енергозберігаючими заходами і окупаються за короткий термін, як правило, не більше 2-3 років.

Для приміщень з високою вологістю ці заходи знижують ймовірність появи конденсату на стеклах.

В роботі показано, що для запобігання випадання конденсату на стінах і вікнах приміщення з басейном необхідно осушення повітря. Забезпечити відносну вологість повітря в басейні можливо, застосовуючи спеціальні осушувачі (наприклад, європейського лідера датської фірми Dantherm). Для приватного басейну в приміщенні площею дзеркала води 30 м^2 необхідний осушувач CDP 125. Це дорогий агрегат, споживана потужність якого $3,2\text{ кВт}$. Для 5-ти купаються по нормі необхідно подавати не менше $400\text{ м}^3 / \text{год}$ свіжого повітря. Нами показано, що бі-

льшу частину холодного періоду можна сушити повітря в приміщенні з басейном, використовуючи припливно-витяжну вентиляцію, робота якої обумовлена необхідністю подачі свіжого повітря для дихання людей.

За даними досліджень розроблена комплексна модель розрахунку кондиціонування басейну, що включає визначення оптимальних параметрів, визначення економічно-доцільної товщини ізоляції; підбір системи кондиціонування.

Використовуючи дослідження важливо підібрати систему кондиціонування для басейнів, що дозволяє підтримувати параметри повітря.

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

АНАЛІЗ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ VRF СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Басов А.М., Соловйова П.В., бакалаври ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса,

В умовах прискорення науково-технічного прогресу завдання підвищення енергоефективності багатозональних систем кондиціонування (БСКП) має важливе народногосподарське значення, оскільки її рішення, крім підвищення ефективності капітальних вкладень, забезпечує її енергозбереження, економію матеріалів, а також поліпшення умов праці людей і навколишнього середовища.

Однією з основних завдань цієї комплексної проблеми є енергозбереження. З урахуванням підходу до енергоефективних систем [1,2] ми розглядаємо шляхи підвищення ефективності багатозональних систем кондиціонування.

Основними цільовими напрямками вдосконалення багатозональних систем кондиціонування останнім часом є такі: підвищення комфорту мікроклімату об'єкта, точність і надійність його забезпечення при цілорічній експлуатації; підвищення енергоефективності багатозональних систем за рахунок збільшення коефіцієнтів трансформації тепла; • підвищення показників енергозбереження за рахунок рекуперації та акумуляції теплової енергії і постійного автоматичного оптимального управління режимами роботи, в залежності від сезонних параметрів зовнішнього повітря, сонячної радіації і геотермальних джерел тепла, а також внутрішніх нестационарних джерел теплоприпливів тепловтрат і джерела зміни вологості внутрішнього повітря; зниження шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища; вдосконалення основних агрегатів багатозональної системи кондиціонування повітря: компресора, вентилятора, рекуператора, теплообмінника; акумулятор теплоти з використанням тепла фазового переходу, системи управління; інтеграція багатозональних систем с, сонячними колекторами, системою припливно-втяжної вентиляції; легкість інтеграції з системою "розумного будинку" (BMS з протоколами BACnet або LONwork, порти SC-LGW або SC-BGW); перевірочні розрахунки з розробкою монтажної схеми і повної специфікації; розробка віддаленого управління і комп'ютерної системи централізованого управління, узгодженого в необхідних випадках з пріоритетом індивідуального управління.

Підвищення енергоефективності та комфорту можливо за рахунок змінної температури холодоагенту, інверторного приводу і рекуперації тепла [2]. Мінлива температура холодоагенту, постійно регульована автоматично за величиною поточної сезонної і добової температур зовнішнього середовища і внутрішньої темпе-

ратури, що залежить так само від теплового навантаження внутрішніх джерел / стоків тепла і зміни вологості повітря та дозволяє отримати високі величини EER (коефіцієнт енергоефективності при роботі в даному режимі), COP і особливо високі сезонні величини ESEER (коефіцієнт сезонної ефективності), SCOP. Технологія використання змінної температури холодоагенту, наприклад в серії VRV IV [2], забезпечує максимальне значення сезонної ефективності ESEER = 8. Ця технологія заснована на інтелектуальній системі управління з повним інверторним приводом і системою датчиків, які досліджують температуру і вологість в приміщенні і зовнішнього середовища, наявність людей в приміщенні і концентрацію CO₂. Вбудований мікропроцесор розраховує поточне теплове навантаження і вибирає оптимальну температуру і витрата хладагента, що забезпечує оптимальну сезонну ефективність, а по концентрації CO₂ витрату свіжого повітря в припливно-витяжній вентиляції, інтегрованої в систему багатозональних систем.

Розглянуто шляхи підвищення ефективності багатозональних систем кондиціонування повітря та за розробленою програмою підібране кліматичне обладнання з урахуванням цільової функція спільної оптимізації сумарної величини капітальних і експлуатаційних витрат на тепловий захист приміщень і кліматичне енергозберігаюче обладнання протягом терміну їх експлуатації .

При підборі обладнання враховується вплив параметрів чинники(мінлива температура холодоагенту, інвертний привід, рекуперація та обладнання (компресор, вентилятор, теплообмінники, фільтри.). Враховуючи ці фактори розроблена розглянуто експрес-аналіз для вибору моделі зовнішнього блока VRF на підставі таблиць фірм-представників та проведені розрахунки.

Інформаційні джерела:

13. Табунщиков Ю.А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. / Ю.А.Табунщиков, М.М. Бродач. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с
14. Перепека В.И. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. / В.И., Перепека, Н.В. Жихарева – Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
15. Zhikhareva N. Modeling of energy effivient air condition // N.V Zhikhareva. / The scientific method. Poland – 2017.No. 3.P.3–6.
16. Zhikhareva N. Optimization of conditionsng system for fremises with non stasionari heat exchanger // N. Zhikhareva. / Norwegian Journal of development of the International Science 2017. Vol. 2. No 5. P. 94– 99.

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

ОСОБЛИВОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ АВТОМОБІЛІВ

Петях І. В. Корнієнко В.П. , Перегинець С.М. бакалаври ІХКЭ ОНАХТ м. Одеса,

Підтримка параметрів мікроклімату в салоні автомобіля має великий вплив на стан водія. Найбільш сприятлива температура 18-20 ° С; вологість - від 30 до 70%. При + 10 ° С починається переохолодження тіла; а при + 25 ° С настає фізичне стомлення; а при + 30 ° С сповільнюється реакція, з'являються помилки в управлінні автомобілем. Важливе значення для терморегуляції організму людини має рух повітря в салоні, проте протяги здатні викликати простудні захворювання.

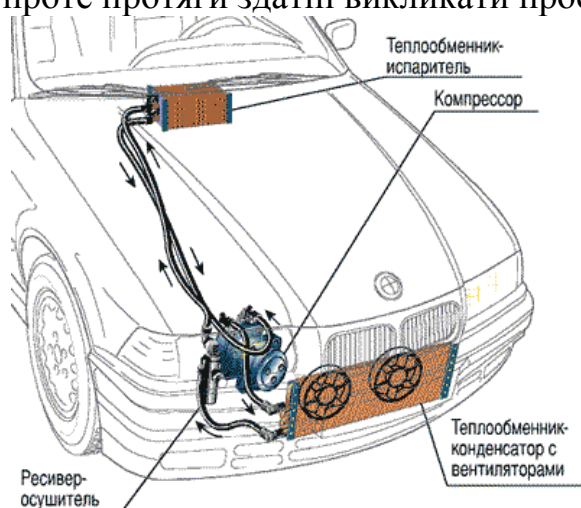


Рис1. Система кондиціонування повітря автомобілей

Нами розглянуті особливості автоматичного управління систем життєзабезпечення в автомобілях. Кондиціонер являє собою складну замкнуту герметичну систему, в якій примусова циркуляція холодоагенту забезпечує відведення тепла з салону автомобіля (рис.1).

При підборі систем кондиціонування повітря автомобілів особливо правильно розрахувати теплове навантаження з врахуванням впливу сонячної радіації, та теплоприпливів від людей.

Для підтримки оптимальних параметрів повітря в сучасних автомобілях застосовуються датчики: температури зовнішнього повітря розташований в передній частині автомобіля;

температури повітря, що виходить безпосередньо з кліматичної установки, розташований в корпусі випарника або в повітроводах.

температури внутрішнього повітря розташований, як правило, в центральній частині приладової панелі.

сонячної радіації знаходиться в салоні автомобіля в районі вітрового скла, над панеллю приладів.

Для підтримки оптимальних параметрів передбачені засоби:

1. заслінка змішування регулює потік повітря через радіатор опалення та випарник кондиціонера. При одному крайньому положенні заслінки - режим максимального опалення, при іншому - режим максимального охолодження. Проміжні положення заслінки забезпечують змішування гарячого і холодного повітря в різних пропорціях.

2. електромагнітний клапан встановлюється на магістралі системи опалення салону. Призначений для зниження продуктивності кліматичної установки в режимі опалення.

3. Заслінка "свіжого повітря" регулює кількість повітря, що поступає в кліматичну установку незалежно від швидкості автомобіля.

4. Електромагнітна муфта компресора забезпечує включення і відключення компресора кондиціонера блоком автоматичного управління.

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

СЕКЦІЯ №4 – “ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ І ПРОЦЕСИ ТЕПЛОМАСООБМІНУ”

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ І РЕЖИМНИХ ПА- РАМЕТРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ РЕБЕРНИХ БАТАРЕЙ

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

Оребрені поверхні теплообміну широко застосовуються в теплообмінних апаратах холодильних та теплоенергетичних установок. Зважаючи на постійне зростання потреби людства в підвищенні рівня комфорту, стабільного розвитку харчової промисловості та ефективного зберігання продуктів харчування, тема дослідження вельми актуальна. Термічний опір реберних поверхонь теплообміну обумовлює вдосконалення характеристик теплообмінних апаратів та є однією з пріоритетних задач холодильної техніки і техніки кондиціонування.

В роботі розглянуто випарники для охолодження повітря холодильних камер з вимушеною та природньою конвекцією. В останній час на холодильниках відмовляються від батарейного (тихого) охолодження у зв'язку з меншою ефективністю теплообміну даних апаратів, підвищеною агентомісткістю та більш високою металоємністю обладнання. Однак, батарейне охолодження має свою сферу застосування по сьогодні та є вельми перспективним. Наприклад, батарейне охолодження широко використовуються в побутових холодильниках, морозильних камерах та камерах зберігання продуктів або продукції з високими вимогами щодо усушки.

Важливо пам'ятати, що повітряна система охолодження має специфічні особливості: низький потенціал акумулювання холоду(досягається і підтримується при безперервній роботі повітроохолоджувачів, компресорів); система повітро-розподілення в обмеженому просторі (наприклад, рефрижераторні судна) конструктивно складна та енергозатратна внаслідок необхідності використання високонапірних вентиляторів з магістралями малого діаметра; при відсутності температурного градієнта по висоті приміщень, внаслідок інтенсивної циркуляції повітря, тіньові і застійні зони при повітряній системі неминучі.

В даній роботі необхідно було вирішити наступні завдання:

1. Проаналізувати вплив геометричних характеристик поверхні теплообміну на значення термічного опору.
2. Встановити залежності режимних параметрів експлуатації теплообмінників від умов їх експлуатації.

При проведенні теоретичного дослідження було використано методику розрахунку, яка застосовуються в інженерній практиці для розрахунку нового тепло-

обмінного обладнання, підбору серійних апаратів, зіставленні різних типів випарників між собою, а також при перевірці ефективності роботи апаратів.

Відомо, що при експлуатації повітроохолоджувача фіксованої площі теплообмінної поверхні підвищення температурного напору призводить до збільшення холодовидатності апарату та підвищення осушуючої здатності теплообмінника. З другого боку, підвищення температурного напору в повітроохолоджувачі призводить до підвищення енерговитрат у зв'язку з необхідністю підтримки більш низької температури кипіння холодильного агенту.

Проведене теоретичне дослідження роботи випарників холодильних установок дозволило виявити, що збільшення коефіцієнту оребрення за рахунок зменшення кроку оребрення або збільшення висоти ребра теплообмінної поверхні повітроохолоджувача в однаковій мірі призводять до зниження величини коефіцієнту теплопередачі повітроохолоджувача. Граничний крок оребрення обирається з урахуванням умов експлуатації теплообмінника, залежить від температури кипіння холодильного агенту та гранично допустимої товщини шару інею. Зменшення кроку оребрення призводить до здешевлення апарату, але при цьому скорочується час роботи апаратів до відтайки теплообмінної поверхні від шару інею, порушення режиму зберігання за рахунок необхідності частої відтайки теплообмінної поверхні.

В роботі [1] представлено рівняння для розрахунку оптимального температурного напору в апараті θ при заданому значенні температури кипіння холодильного агенту t_0 та відносній вологості повітря $\varphi_{\text{кам}}$:

$$\theta = 26,4 - 0,08 t_0 - 22,8 \varphi_{\text{кам}} \quad (1)$$

Рівняння (1) працює в діапазоні $t_0 = 5 \dots -20$ °С. Представимо рівняння (1) в графічному вигляді (рис.1). З рис.1 видно, що при зміні температури кипіння холодильного агенту t_0 за умови підтримки необхідного рівня вологості повітря в холодильній камері оптимальний температурний напір в апараті θ буде приймати певну величину. Наприклад, для підтримки відносної вологості повітря в камері на рівні 95% температурний напір складає 5,5 °С, а при $\varphi_{\text{кам}} = 70\%$ - $\theta = 13,5$ °С. Збільшення температурного напору призводить до збільшення осушуючої здатності повітроохолоджувача. Відповідно до отриманого графіку (рис.1) в діапазоні температур кипіння $t_0 = 0 \dots -20$ °С для підтримки заданого значення відносної вологості повітря величина оптимального температурного напору в повітроохолоджувачі суттєво змінюється в діапазоні від 12 до 22 %.

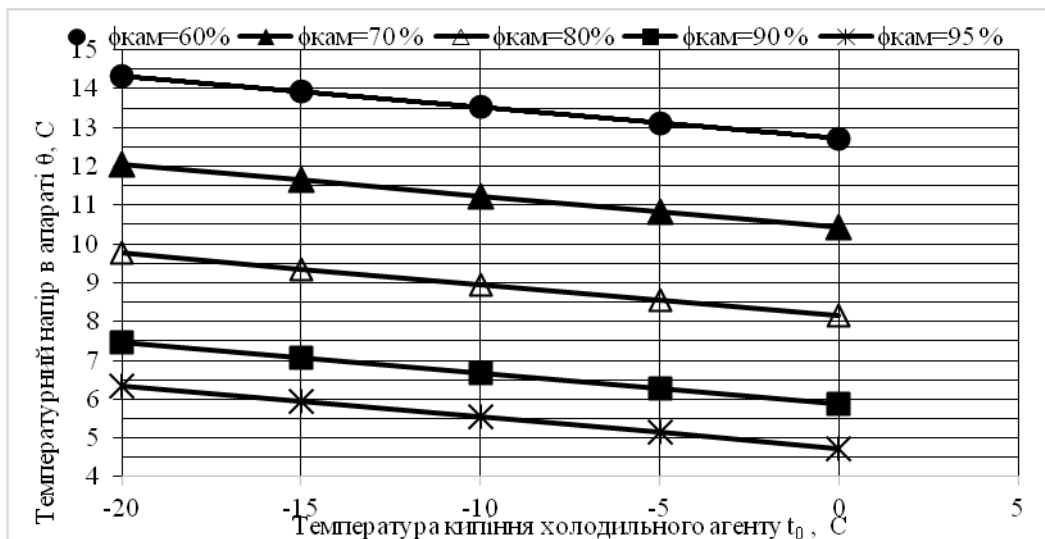


Рис. 1 Графік залежності $\theta=f(t_0, \phi_{кам})$

Література

1. Щесюк О.В., Патлайчук Н.И. Повышение энергетической эффективности холодильных машин путем оптимизации параметров работы воздухоохладителя// Техногенна безпека .Наукові праці. Випуск 98. Том 111, 2009 р., с.113-117

Науковий керівник: Стоянов П.Ф., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ

МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ФОРМУВАННЯ ШАРУ ІНЕЮ НА ПОВЕРХНІ ПРИЛАДІВ ОХОЛОДЖЕННЯ

Ващенко Д.С., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Стоянов Я.О., студент 4 курсу НУ «ОНМА», м. Одеса

На етапі проектування повітроохолоджувачів основною величиною, яка обумовлює швидкість утворення шару інею на теплообмінній поверхні, виступає температура кипіння холодинного агенту або температура проміжного холодоносія. Процес утворення шару інею вивчався багатьма дослідниками. Більшість робіт було проведено для дослідження характеристики шару інею та специфіки росту кристалів інею на плоскій поверхні. Починаючи з середини 80-х років минулого століття вчені почали досліджувати вплив геометричних характеристик теплообмінних поверхонь та процес утворення шару інею на теплообмінних поверхнях різноманітного геометричного виконання.

Більшість вчених починали з розробки базових диференційних рівнянь, які математично описували фізичні закони утворення та зростання шару інею. Аналітично розроблені моделі потім порівнювали з результатами експериментальних досліджень. Дослідницькі роботи доступні у відкритій літературі можна об'єднати у наступні групи:

1. Вивчення характеристик процесу росту шару інею. Ці роботи присвячені визначенню фізичних характеристик шару інею, таких як: щільність, теплопровідність, пористість та інш. Публікації цієї групи допомагають розробляти кореляції для аналізу результатів експерименту.

2. Темпи зростання шару інею на простих геометричних поверхнях, наприклад плоскій пластині. Швидкість зростання шару інею вивчається в залежності від основних факторів (вологості, швидкості повітря і т.д.). Результати робіт дозволяють зрозуміти механізми фізичних процесів, які експериментально досліджуються.

3. Темпи зростання інею на теплообмінних поверхнях апаратів різної геометрії. Дані роботи дозволяють сформулювати рекомендації щодо проектування енергоефективних теплообмінних апаратів, а також розробки напівемпіричних рівнянь для обробки результатів експерименту.

Шар інею, який наростає на теплообмінній поверхні, істотно підвищує термічний опір теплообмінної поверхні зі сторони вологого повітря. Конструктивний розрахунок повітроохолоджувачів повинен обов'язково враховувати динаміку інеєутворення. Здійснення проектних розрахунків невід'ємно пов'язано з системами автоматичного розрахунку. Розвиток сучасної науки і техніки дозволяють застосовувати автоматизовані системи проектування. Для забезпечення функціонування систем автоматизованого проектування потрібно створення відповідних методик і прикладних програм для розрахунку конкретних конструкцій теплообмінників, моделювання зміни його характеристик при зміні режимних параметрів.

У даній роботі проведено аналіз енергетичних характеристики серійного обладнання при варіюванні режимів роботи повітроохолоджувачів. Програмне забезпечення для автоматичного підбору теплообмінників з повітряним охолодженням фірми-виробника Гюнтнер дає можливість проводити функціонально гнучке моделювання умов експлуатації конкретних моделей випарників при зміні типу холодоагенту та режимних параметрів.

За результатами проведеного дослідження процесу інеєутворення в повітроохолоджувачах холодильних установок було вивчено динаміку зміни теплового потоку при варіюванні товщини інею. За результатами проведених теоретичних розрахунків збільшення товщини інею до 2 мм призводить до зменшення щільності теплового потоку до 14%. Це призводить до аналогічного зменшення потужності апарату. Цікавим є той факт, що програмне забезпечення фірми-виробника не

дає змогу проаналізувати роботу повітроохолоджувача за умови утворення шару інею завтовшки більше 2 мм (навіть для теплообмінників з доволі великим кроком оребрення). Вочевидь, це пов'язано з різким погіршенням умов роботи теплообмінника на фоні різкого зростанням аеродинамічного опору апарату та зростанням тривалості процесу відтайки апарату.

Науковий керівник: Стоянов П.Ф., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНДЕНСАТОРІВ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

Волянський А.О., Махов О.О. студенти 4 курсу ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Найважливішою особливістю регулювання параметрів холодильної установки з конденсаторами повітряного охолодження в процесі цілорічної експлуатації є підтримка температури охолоджуваного об'єкта (або продукту охолодження) при значному коливанні протягом року температури навколишнього повітря і відповідної зміни температури конденсації холодоагенту. У літню пору при підвищенні температури зовнішнього повітря зростає температура конденсації і енергоспоживання холодильної установки. Підвищені температури повітря в ряді випадків можуть перешкоджати досягненню необхідних для технологічного процесу низьких температур через збільшення теплового навантаження на конденсатор, зовнішніх теплопритоків і зменшення холодопродуктивності компресорів. При низькій температурі навколишнього повітря знижується тиск конденсації, у зв'язку з чим можливе істотне збільшення холодопродуктивності, що створює диспропорцію між наявною холодовидатністю установки і потребою в холоді.

Умова мінімуму експлуатаційних витрат при конкретних значеннях температури навколишнього повітря досягається регулюванням температури конденсації. Найбільш ефективними є такі способи регулювання, які реалізуються за рахунок зміни витрати повітря (зміною числа обертів вентиляторів, зміною кута повороту лопатей вентилятора, відключенням вентиляторів). Завдяки автоматичному регулюванню можна підтримувати температуру конденсації холодоагенту в межах ± 1 °С. У літню пору пікове підвищення тиску конденсації усувається адіабатним зволоженням повітря, збільшенням його масової витрати за допомогою збільшення частоти обертання валу вентилятора або за допомогою збільшення кута установки лопастей. Адіабатне зволоження повітря дозволяє знизити його температуру на 5-10 °С.

Одна з найважливіших задач в процесі проектування холодильних установок з конденсаторами повітряного охолодження - вибір схемного рішення вузла охолодження і конденсації холодоагенту. При підвищенні тиску конденсації в літню пору перегрів пари на вході в апарат може досягати 50-80 °С і мати значний вплив як на характер процесу конденсації, так і на ефективність роботи холодильних установок. Швидкість руху холодоагенту - один з параметрів, що визначають ефективність теплообміну при конденсації; його вплив може мати особливе значення при високому нагріванні холодоагенту. Одночасний вплив вхідних параметрів пара у взаємозв'язку з зовнішнім тепловим потоком визначає інтенсивність теплообміну при охолодженні і конденсації холодоагенту, формує умови початку конденсації і характер розподілу робочого тіла холодильної установки по рядах апарату.

У роботі проаналізовано динаміку зміни коефіцієнту теплопередачі конденсатора при варіюванні швидкості повітря та глибини підігріву повітря в апараті. Теплове навантаження та геометричні параметри поверхні теплообмінні залишалися при цьому без змін. Виявлено, що при зміні глибини підігріву повітря в апараті величина коефіцієнту теплопередачі практично не змінюється. При зміні швидкості повітря в живому перетині апарату в діапазоні від 5 до 8 м/с коефіцієнт теплопередачі зростає лише приблизно на 10%. Максимальна значення щільності теплового потоку (рис.1) у всьому дослідженому діапазоні швидкостей повітря відповідає глибині підігріву повітря 4 °С. При цьому щільність теплового потоку віднесена до зовнішньої поверхні теплообміну в розрахунках складала максимумно 285.6 Вт/м², мінімально – 230 Вт/м². Підвищення щільності теплового потоку при зменшенні глибини підігріву повітря відбувається за рахунок збільшення різниці температур між поверхнею теплообміну та середньою температурою охолоджуючого повітря.

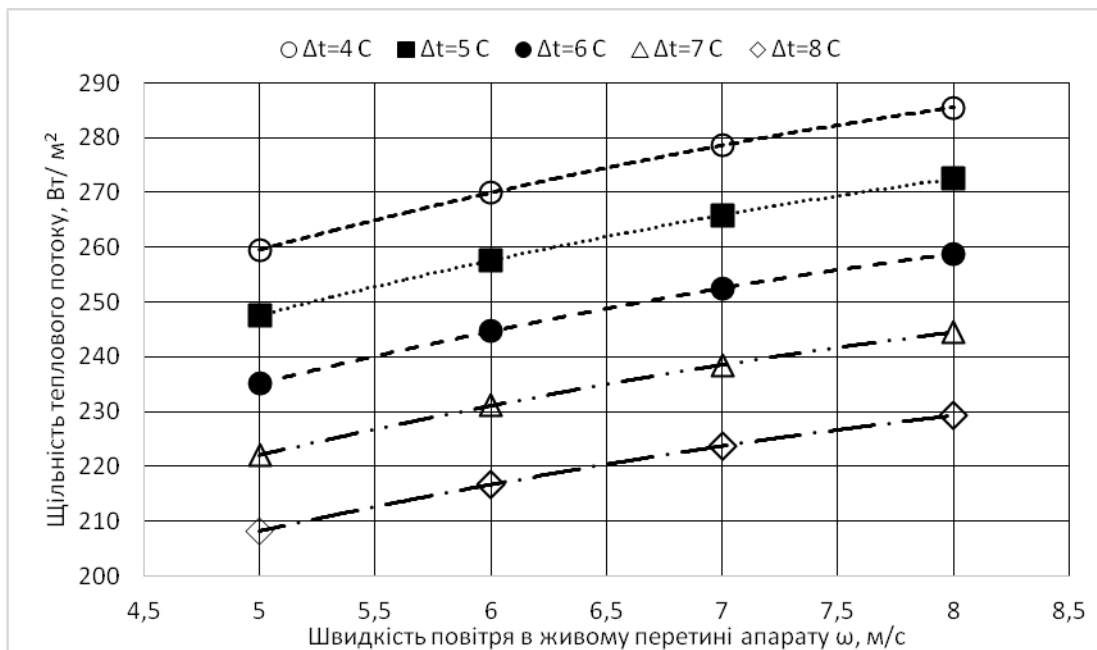


Рис.1 Динаміка зміни щільності теплового потоку віднесеної до зовнішньої поверхні конденсатора при варіюванні швидкості повітря та глибини підігріву повітря в апараті

Коректний та оптимальний вибір глибини підігріву повітря в теплообміннику дозволяє на 20 % підвищити інтенсивність процесу відводу теплоти з одиниці поверхні апарату. Дана рекомендація стосується питання оптимальної кількості рядів труб в апараті. Ця величина невід’ємно пов’язана з глибиною підігріву повітря. Раціональним є проектування малорядних теплообмінників або використання V-подібних конденсаторів.

Аналіз окремих показників теплообмінника не відображає повної картини експлуатації апарату та не дає однозначної відповіді на питання підбору енергоефективного обладнання. В окремих випадках розробники апаратів задаються більшим значенням проектної глибини підігріву повітря у зв’язку з особливостями конструктивного розрахунку теплообмінника та з метою зменшення кількості вентиляторів, зручного обслуговування апарату та інш. Викладені висновки стосуються конденсаторів холодильних установок з повітряним охолодженням невеликої потужності.

Науковий керівник: Стоянов П.Ф., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ

ЗАСТОСУВАННЯ КОНДЕНСАЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ В УТИЛІЗАЦІЙНИХ КОТЛАХ ПРИ СПАЛЮВАННЯ ВОДОПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЙ

Корнієнко В.С., к.т.н., викладач кафедри теплотехніки ХФ НУК, м. Херсон;

Кондя О.С., PhD аспірант кафедри ХТЕБХП ХНТУ, м. Херсон

Рівень використання теплоти спалювання палива може бути підвищений шляхом глибокого охолодження продуктів згоряння нижче температури точки роси, тобто за рахунок максимального використання не тільки фізичної теплоти газів, а й прихованої теплоти пари сірчаної кислоти і води, що містяться в них, конденсація яких внаслідок корозії і обмежує температуру відхідних газів. При спалюванні водопаливних емульсій (ВПЕ) з водовмістом $W^r = 30\%$ при температурах стінки t_{cm} нижче температури точки роси пари сірчаної кислоти H_2SO_4 на рівні $130...140\text{ }^\circ\text{C}$ спостерігається зниження інтенсивності низькотемпературної корозії (НТК), що є практично єдиною можливістю зниження температури відхідних з утилізаційного котла (УК) газів і підвищення економічності енергетичної установки. Зниження інтенсивності НТК до рівня $0,2\text{ мм/рік}$ дає можливість знизити t_{cm} до рівня $70\text{ }^\circ\text{C}$, що дозволяє застосувати установку конденсаційних поверхонь нагріву. Наявність конденсату на конденсаційних поверхнях призводить до підвищення інтенсивності забруднення конденсаційних поверхонь нагріву.

В даний час повністю відсутні конкретні кількісні дані значень коефіцієнта забруднення ε_3 для сухих і конденсаційних поверхонь УК, які залежать насамперед від швидкості газів і t_{cm} . Цей стан розглянутої проблеми визначив основні задачі дослідження.

При створенні моделі розвитку процесу забруднення для визначення періодичності очищення поверхонь нагріву, що визначають величину аеродинамічного опору, і зниження інтенсивності теплопередачі, що призводять до зменшення теплової потужності УК (його паропродуктивності), необхідно знати кінетику розвитку процесів корозії і забруднення низькотемпературних поверхонь нагріву (НТПН) УК. Закономірності їх розвитку можливо отримати тільки на підставі експериментальних досліджень, які доцільніше проводити на експериментальній установці. Проведення досліджень корозійних процесів тривалістю близько 1000 годин, при якій визначається значення ε_3 , ζ на експериментальній установці викликає великі труднощі. Тому були проведені дослідження кінетики корозійного процесу і процесу забруднення для отримання регресійних рівнянь, що дозволяють прогнозувати розвиток процесів корозії і забруднення на будь-який час дії потоку газів.

Отримано залежності питомих показників інтенсивності забруднення (за приростом їх маси) при впливі: коефіцієнта надлишку повітря α (до $2,5...2,9$), вмісту сірки S^r (до 2%) і водовмісту емульсії W^r ($2...30\%$).

Так як шар забруднень має пористу структуру, то для знаходження їх товщини δ_3 необхідно знати насипну густину. Насипна густина відкладень залежить від пористості шару Π (при спалюванні сухого палива пористість Π знаходиться

на рівні 0,3, а при спалюванні ВПЕ з водовмістом $W^r = 30\%$ пористість збільшується до 0,48).

На основі прийнятих припущень і експериментальних даних при $\tau = 100$ годин були отримані регресійні залежності $\delta_3 = f(\tau)$, а також $\delta_3 = f(t_{cm})$, що забезпечило можливість визначити їх значення при часі впливу потоку вихлопних газів $\tau = 1000$ годин.

З огляду на складну структуру і багатокомпонентний склад забруднень на НТПН, для визначення значень коефіцієнтів забруднення ε_3 конвективних поверхонь нагріву необхідне знаходження коефіцієнтів еквівалентної теплопровідності $\lambda_{екв}$. Отримані значення $\lambda_{екв}$ в залежності від t_{cm} при спалюванні стандартних палив (мазуту і малов'язких палив ДП+ДЛ) при $W^r = 2\%$ і ВПЕ на їх основі з водовмістом $W^r = 17$ і 30% .

При визначенні α_1 враховувався вплив акустичного поля на конвективних теплообмін, внаслідок чого α_1 збільшується в 1,4 рази і знаходиться на рівні $156 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. На основі експериментально-розрахункових досліджень отримані залежності коефіцієнтів забруднення ε_3 , теплопередачі k_3 і теплової ефективності ζ при спалюванні ВПЕ для сухих і конденсаційних поверхонь нагріву УК при температурах стінки в діапазоні $70 \dots 210 \text{ }^\circ\text{C}$ при швидкості газів від 8 до 24 м/с.

Для сухих поверхонь нагріву: коефіцієнти забруднення ε_3 при t_{cm} більше $130 \text{ }^\circ\text{C}$ при спалюванні ВПЕ на основі мазутів з водовмістом $W^r = 30\%$ при $\tau = 1000$ годин в $\sim 2,5$ рази нижче, ніж при спалюванні мазутів з $W^r = 2\%$; коефіцієнти теплопередачі відповідно вище в 1,6 рази; коефіцієнти теплової ефективності вище в 1,4 рази.

Для конденсаційних поверхонь нагріву: коефіцієнти забруднення ε_3 при спалюванні ВПЕ з $W^r = 30\%$ значно вище (в ~ 10 разів) в порівнянні з сухими поверхнями; коефіцієнти теплопередачі k_3 і теплової ефективності ζ значно нижче в порівнянні з сухими поверхнями (в $\sim 5 \dots 6$ разів).

На основі досліджень кінетики розвитку забруднень надається можливість оцінити періодичність очищення НТПН. Визначена періодичність очищення сухих поверхонь нагріву на рівні $2000 \dots 2500$ годин. Для забезпечення збільшення значення k_3 , ζ для конденсаційних поверхонь до рівня сухих рекомендується зменшити періодичність між очищеннями до 8 годин. Тоді використання конденсаційних поверхонь стає ефективним з точки зору зменшення масогабаритних показників котлів при одночасному забезпеченні більшої глибини утилізації теплоти вихлопних газів двигунів внутрішнього згорання.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИКЛІВ РЕКОНДЕНСАЦІЇ ГАЗІВ

Крутоус В.П., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

В залежності від способу транспортування скрапленого газу судна розподіляються на: напірні, на пів рефрижераторні, та рефрижераторні.

Залежність вантажомісткості суден від способу транспортування:

Вантажомісткість суден, тис.м. куб	Кількість суден % в залежності від способу транспортування		
	Напірні	Пів рефрижераторні	Рефрижераторні
до 2	30	70	фактично відсутні
2...5	10	80	10
5....10	фактично відсутні	95	5
10...20	фактично відсутні	40	60
більше 20	фактично відсутні	фактично відсутні	100

Були проведені розрахунки циклів в залежності від схем ре конденсації газів.

Згідно розрахунків, приведемо порівняльні характеристики прямого (на пропані), та не прямого (на R407a) циклів ре конденсації.

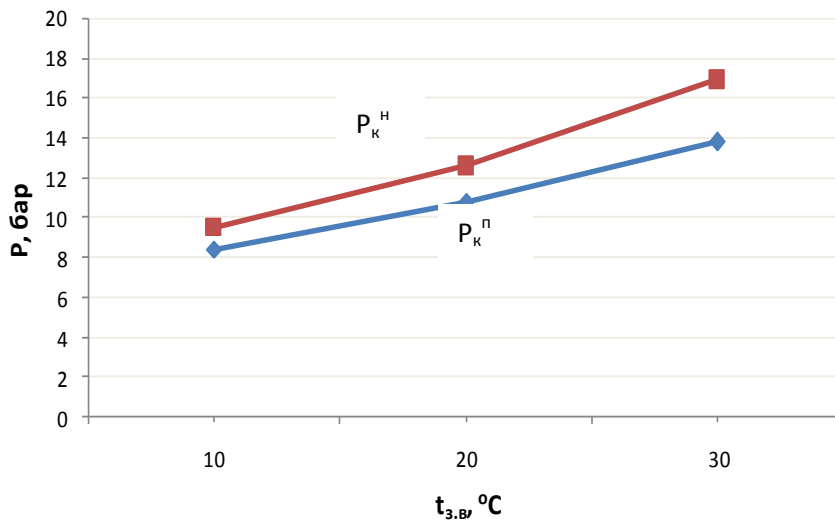


Рис. 1 – Залежність тисків конденсації $P_{к}^п$ для прямого та $P_{кн}^н$ не прямого циклів від температури заборної води $t_{3,B}$

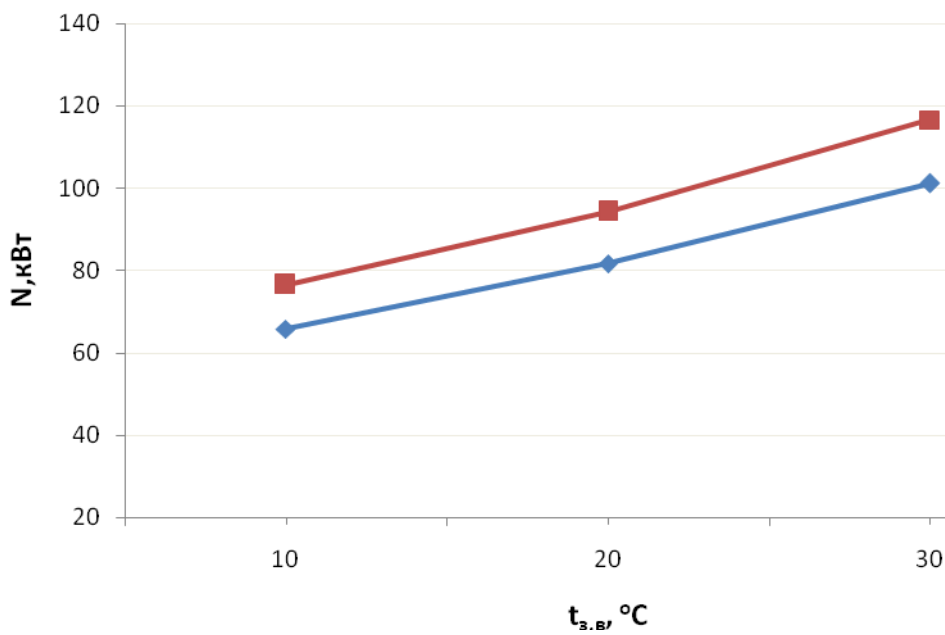


Рис. 2 – Залежність потужностей компресора нижнього ступеня прямого $N_{п.н}$ і не прямого циклів $N_{п.п}$ від температури заборної води $t_{3,B}$

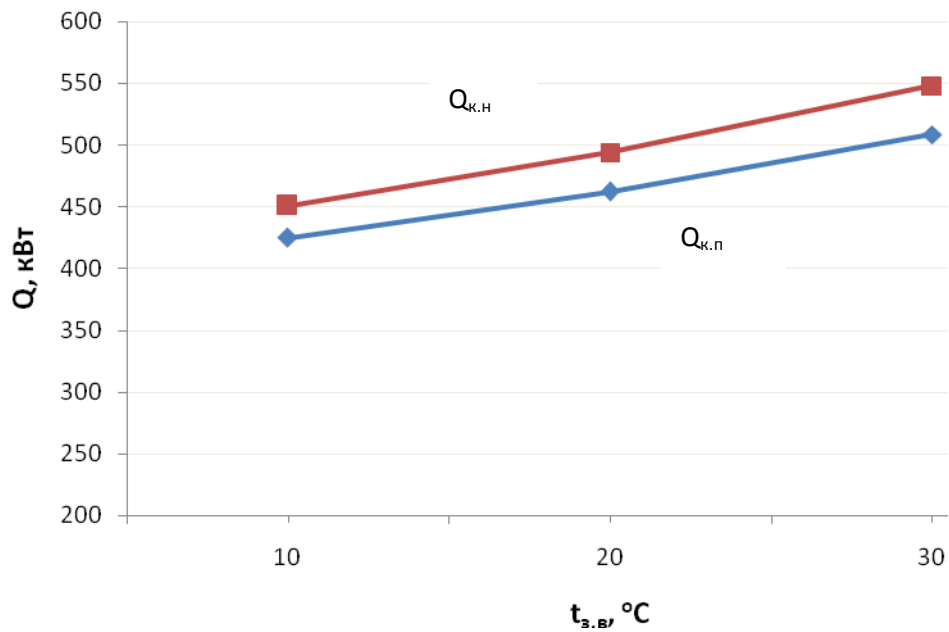


Рис. 3 – Залежність теплового навантаження на конденсатори прямого і не прямого циклів від температури заборотної води $t_{зв}$

Як видно із отриманих даних, схема прямого циклу ре конденсації має перевагу над не прямим.

Науковий керівник: Подмазко О.С., доцент., к.т.н., кафедра Холодильні установки і кондиціонування повітря, ОНАХТ

СЕКЦІЯ №5 – “КРІОГЕННА ТЕХНІКА”

МЕТОДИ ОДНОЧАСНОГО ОДЕРЖАННЯ ДВОХ ЧИСТИХ КРІОГЕННИХ ПРОДУКТІВ В УСТАНОВКАХ РОЗДІЛЕННЯ ПОВІТРЯ

Татаренко М.С., студент ФНТІМ ОНАХТ, г. Одеса

У зв'язку з необхідністю отримувати в установках розділення повітря середньої продуктивності декілька кріогенних продуктів високої чистоти актуальним є розрахунок і дослідження схеми установки для одночасного одержання газоподібних кисню з концентрацією 99.7% і азоту з концентрацією 99,9999%.

Розділення повітряної суміші в установках здійснюється методом ректифікації в колонах. Трудність одночасного одержання чистих кисню і азоту пояснюється тим, що крім кисню і азоту в повітрі відносно велика кількість аргону – 0.93%. Зі зменшенням змісту кисню в азоті у ректифікаційній колоні, зміст аргону в ньому залишається майже незмінним і тому різко збільшується зміст аргону у верхньої частини колони, що призводить до зростання числа тарілок у колоні, а тому і її габаритів, а головне – неможливість одержання обох чистих продуктів.

Приведено рішення і розрахунок схеми установки розділення повітря для одночасного одержання чистих кисню і азоту.

Науковий керівник – доц. Цветковська Л.Н. , к.т.н., доцент кафедри кріогенної Техніки ОНАХТ

ВИБІР РОБОЧИХ РЕЧОВИН ДЛЯ МАШИНИ ТЕПЛО-ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ “СОНЯЧНОГО БУДИНКУ”

Куколев А.К., студент, ФНТІМ ОНАХТ, г. Одеса,

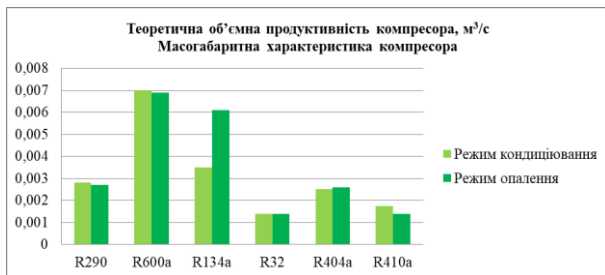
Сучасним напрямком в використанні сонячної енергії є будівництво і експлуатація “Сонячних будинків”. Сонячна енергія трансформується в теплову і використовується для опалення і гарячого водопостачання. Сонячна енергія прямо перетворюється в електричну, і електрика використовується для отримання трьох ефектів: для побутових потреб, для кондиціонування повітря або опалення (рис.1).



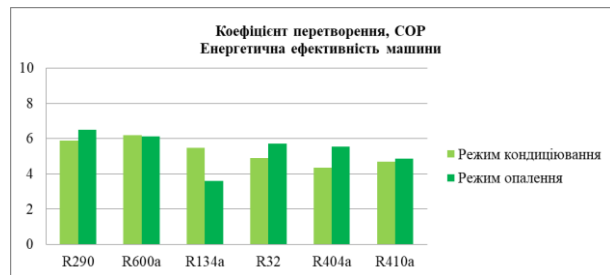
Рис. 1. Сонячний будинок с сонячним фотоелектричним перетворювачем

У тропічних країнах необхідно використовувати всі три ефекти. Вони мають значне сонячне випромінювання, високі температури влітку та денний час доби, низькі температури взимку та в нічні часи доби. Тоді холодильна машина при сезонних і добових коливаннях температур навколишнього повітря

повинна мати два робочі режими – холодильний та теплонасосний. Для забезпечення працездатності машини необхідно вибрати робочу речовину, яка задовольняє вимоги забезпечення енергозбереження та екологічної безпеки. В роботі розглянуто компресорну холодильну машину, яка працює в режимі кондиціювання (рис.2).



а



б

Рис. 2. Характеристики машини тепло=холодопосточання.

а – масогабаритні характеристики машини, б – енергетична ефективність.

Термодинамічний аналіз довів (рис 2), що з вказаних робочих речовин до використання в практичному проекті можна рекомендувати R32 і спіральний компресор фірми Bitzer SE.

Науковий керівник: Соколовська –Єфименко В.В., к.т.н., доцент кафедри криогенної

Техніки ОНАХТ.

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ КОМЕРЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Л. И Морозюк, В. В. Соколовская, А. В. Мошкатюк

*Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная,
112, г. Одесса, 65039, Украина, kli24062006@gmail.com*

Решение проблемы ресурсо- и энергосбережения энергетических установок тесно связано с техническим состоянием теплообменного оборудования.

Ее решение для холодильной и криогенной техники связано с созданием высокоэффективной теплообменной аппаратуры.

Работоспособность теплообменного аппарата зависит не столько от его типа, сколько от того насколько технологический процесс и его параметры соответствует условиям, в которых он эксплуатируется.

Одним из определяющих факторов, отрицательно влияющих на работу теплообменного аппарата, является появление и рост твердых осадений на теплообменной поверхности.

Такие факторы приводят к значительному снижению общей интенсивности процесса передачи тепла, снижению тепловой производительности, повышению расхода тепло-хладоносителя, температурного напора, и в конечном итоге, топливно-энергетических ресурсов.

Прогнозирование скорости образования осадений на теплообменных поверхностях - наиболее трудная и наименее изученная проблема. Сложность ее связана с наличием большого количества взаимовлияющих факторов, определяющих процессы осаждения таких как кристаллизация, характер движения потока и др. При этом оценка одних и тех же факторов разными специалистами часто приводит к прямо противоположным выводам.

Воздушные теплообменные аппараты широко применяются в коммерческих системах и системах кондиционирования воздуха. Одной из главных причин, препятствующих эффективной работе воздушных теплообменников, является влияние внешних факторов, например, повышенное содержание газа, пыли, копоти в воздухе, осаждение песка или пуха цветущих деревьев на теплообменной поверхности. В связи с этим важно проанализировать явление твердых осадений в таких системах.

Такой анализ позволит разобраться в механизме осаждения, разработать математические модели явления осаждения, получить реальные критерии для учета при проектировании действительных условий эксплуатации теплообменников с целью энергосбережения.

Исследование осадений осуществляется с нескольких позиций: экспериментально, теоретически и методами математического моделирования.

В литературе описано несколько типов механизмов осаждения в зависимости от наличия твердых частиц в газовом потоке, от материала и геометрии теплообменников [1,2].

Воздушные теплообменные аппараты подвержены следующим механизмам осаждения:

- механическому частичному: пыли, копоти, песка;
- биоосаждениям в виде бактерий или плесени;
- замерзающим осадениям в виде инея или льда.

В работе проведен обзор литературы по механизмам осаждения и его влияния на работу воздушных теплообменных аппаратов коммерческого назначения. Рассмотрены экспериментальные исследования механических и биологических осадений на наружной ребристой поверхности воздухоохладителей [3] и воздушных конденсаторов [4].

Обзор литературы показал, что осадения в теплообменных аппаратах со стороны воздуха зависят от множества факторов в том числе: типа осадений, размера частиц загрязняющего вещества, скорости движения воздуха. На процесс формирования осадений значительное влияние оказывает конструкция теплообменного аппарата, геометрия оребренной поверхности и даже свойства хладагента, которым заправлена холодильная машина [5].

Установлено, что процесс формирования осадений является неравновесным нестационарным как количественно, так и качественно. Результаты расчетов показали, что в большей мере увеличиваются аэродинамические потери, чем ухудшается теплообмен.

1. Mostafa, M. Awad (2011). Fouling of heat transfer surfaces, heat transfer – theoretical analysis, experimental investigations and industrial systems, prof. Aziz Belmilioudi (Ed.), ISBN: 978-953-307-226-5, InTech.
2. Standards of the tubular exchanger manufacturers Association (2007). 9th edn., TEMA Inc, New York.
3. L. Yang, J.E. Braun, E.A. Groll, (2004). The role of filtration in maintaining clean heat exchanger coils. Final Report ARTI-21CR/611-40050-01, Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute (ARTI).

4. Л. І. Морозюк, В. В. Соколовська, С. В. Гайдук, А. В. Мошкатиюк (2017). Метод експериментального дослідження повітряних конденсаторів малих холодильних машин і теплових насосів. *Холодильна техніка та технологія*, 53(3), 4-11.
5. Qureshi, B. A., Zubair, S. M. (2012). The impact of fouling on performance of a vapor compression refrigeration system with integrated mechanical sub-cooling system. *Applied Energy*, 92, 750-762.

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ КОМПРЕСОРІВ УСТАНОВОК ПОВТОРНОГО ЗРІДЖЕННЯ ГАЗІВ НА СУДАХ

Чабан Р.О., Костенко Є.В., студенти, ФНТІМ ОНАХТ, г. Одеса,

При транспортуванні зріджених газів частина їх під впливом тепла з зовнішнього середовища випаровується, що призводить до підвищення тиску в вантажних танках. Не випаровується зріджений газ в тому випадку, якщо він транспортується при високому тиску і температурі, що відповідає температурі навколишнього середовища. За таких умов економічно доцільно транспортувати не горючі газу, а тільки високотоксичні. Тиск у вантажних танках повинно контролювати спеціальними системами. Регулювати тиск парів зрідженого газу можна шляхом їх повторного зрідження.

Установки повторного зрідження газу на судах-газовозах працюють в різних умовах, які і визначають методи повторного зрідження. При температурі до -42°C зріджуються: бутан, пропан, пропілен і аміак, при -104°C - етилен і етан, при -163°C - метан.

Різні технологічні умови забезпечують поршневі крейцкопфні компресори. Стиснення здійснюються одноступенево, або двоступенево.

Компресори випускає світова фірма «BURCKHARDT COMPRESSION».

Принципова схема компресора зображена на рисунку.

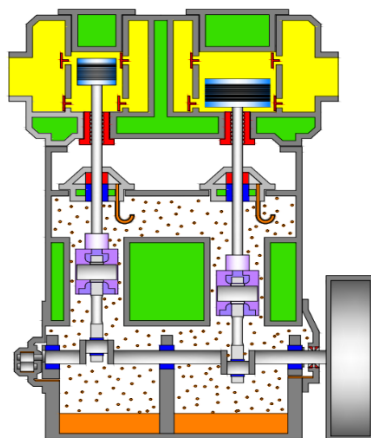


Рис. Принципова схема двоступеневого компресора «BURCKHARDT COMPRESSION».

Особливість конструкції: тип ущільнення механізму руху.

Технологія застосовується між поршнем, стінкою циліндра і штоком. Ефект ущільнення – лабіринт, який створюють численні крихітні дросельні точки. У кожній з цих дросельних точок енергія тиску перетворюється в кінетичну енергію в результаті обмеження потоку. Процес продовжується при кожній комбінації камери та об'єму дроселювання по ходу поршня і штока до моменту

досягнення необхідного зниження тиску. Невелика кількість газу, що проходить крізь ущільнення повертається в компресор.

Особливість конструкції: суворе розділення змащених направляючих елементів в колінчастому валу від безконтактних ущільнюючих елементів поршня і штока. Оливідокремлювальний пристрій, розташований біля направляючої вальниці, забезпечує найбільше ефективне видалення оливи з штока поршня. Пристрій перешкоджає вхід оливи в циліндр.

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

ПОРІВНЯЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ІЗОБУТАНА З ІНШИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ АГЕНТАМИ

Піштя А.Ю., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

В останній час все більш використовують природні холодильні агенти, зокрема ізобутан (R600a). При цьому постає питання – можливо чи використовувати холодильне обладнання, яке до цього працювало на інших холодильних агентах? На рис.1 показана залежність температури кипіння від тиску.

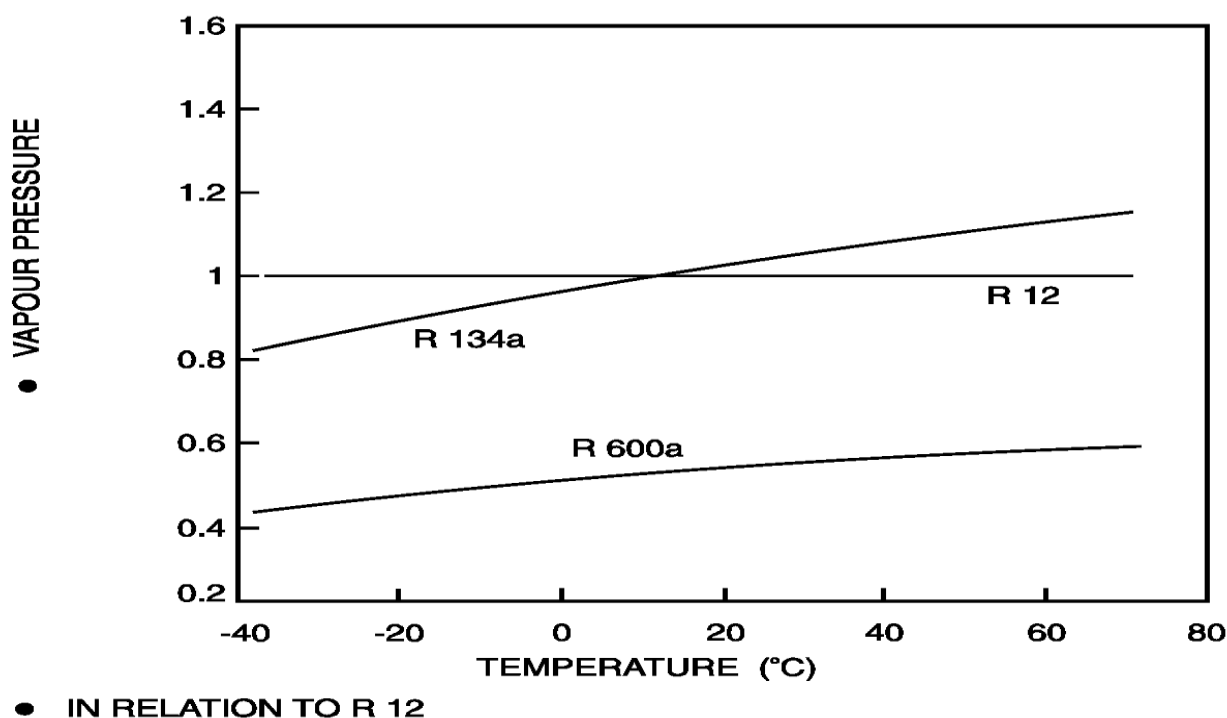


Рис.1. Залежність температури кипіння від тиску

Компресор, що працює на R600a має менший об'єм зони стискування, а ніж той компресор, що працює на R12 та R134a.

Мінеральне, або синтетичне масло можна використовувати і для R600a.

В холодильних системах, використовуючих в якості хладагента R134a різниця в кількості заправки для R600a буде біля 40% від заправки R134a.

Але, це не являється загальним для всіх систем правилом, в багатьох системах доза заправки підбирається дослідним шляхом для R600a.

Дуже важливо враховувати дозу заправки для R600a. Вага вимірюється до грамів.

Особливу обережність необхідно приділяти при заправці: не допускати попадання повітря в систему. Так як системи з R600a працюють при тисці нижче атмосферного.

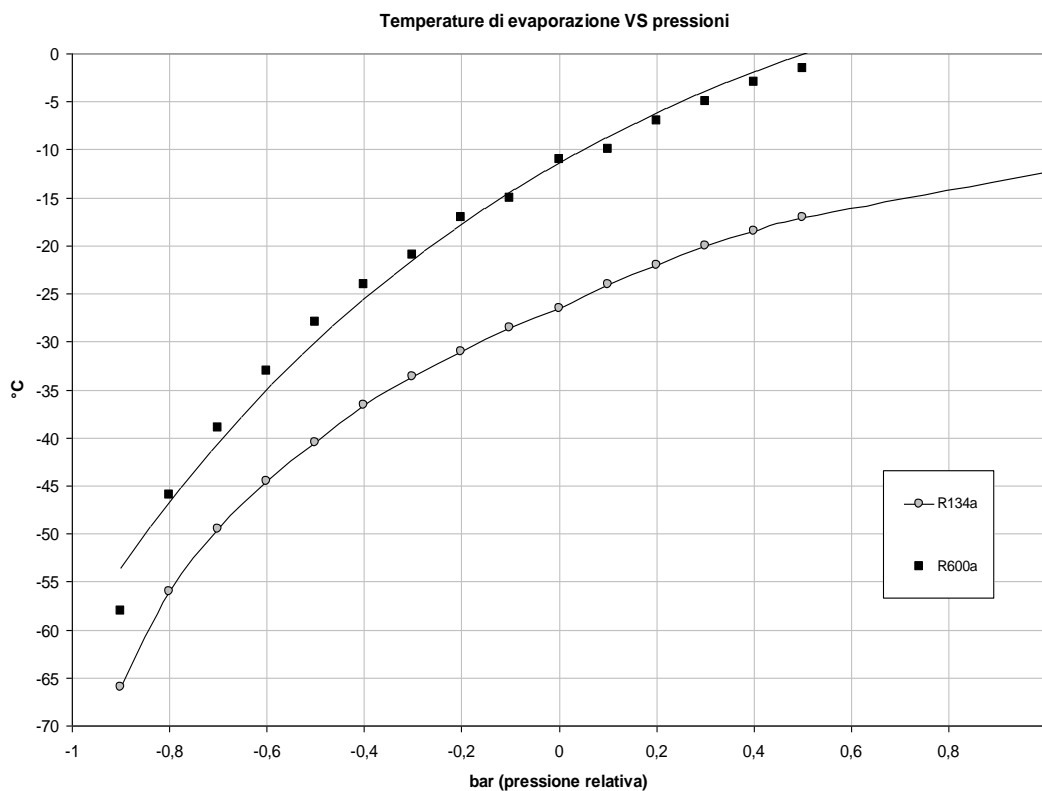


Рис.2. Залежність температури кипіння від тиску для R600a та R134a

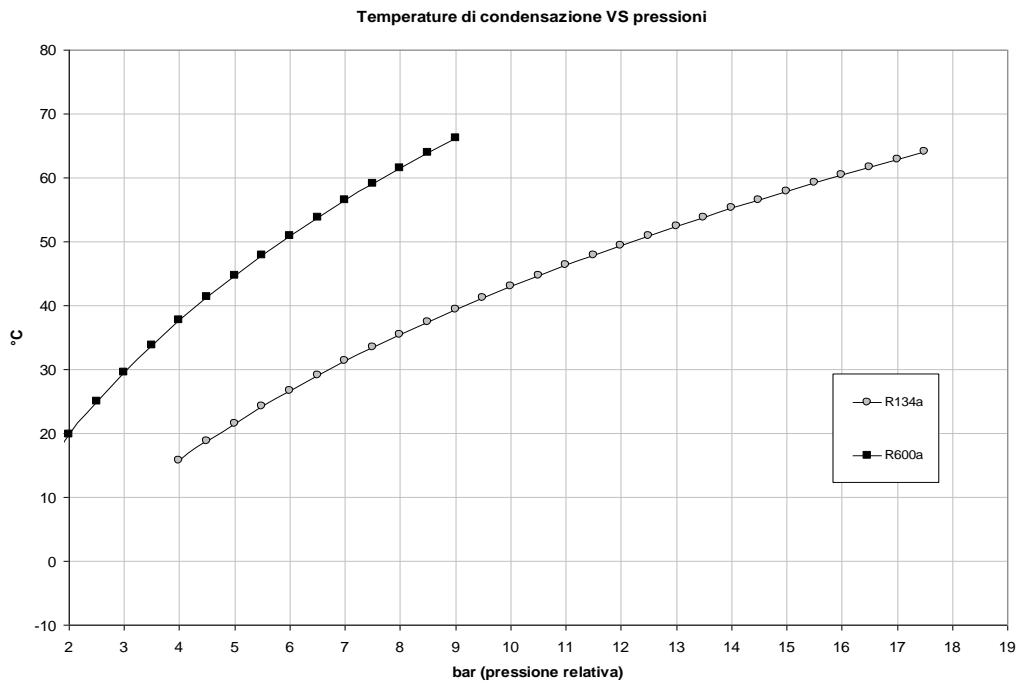


Рис.3. Залежність температури конденсації від тиску для R600a та R134a

В разі необхідності ремонту системи, що працює на R600a, перед початком пайки стиків, необхідно відвакуумувати систему для видалення надлишків R600a.

Пайку трубопроводів необхідно здійснювати тільки при відсутності газу в системі.

Науковий керівник: Подмазко О.С., доцент., к.т.н., кафедра Холодильні установки і кондиціонування повітря, ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА CO₂

Музика М.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

За останні роки перспективність CO₂ як холодоагенту помітно зросла. Діоксид вуглецю - один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, актуальний з точки зору ефективності застосування і безпеки для навколишнього середовища. Застосування традиційних холодоагентів обмежується різними нормативами, причому в усьому світі спостерігається тенденція до їх посилення. У зв'язку з цим природні холодоагенти знаходять все більше застосування.

Холодоагент CO₂ належить до групи так званих природних холодоагентів (аміак, пропан, бутан, вода та ін.) Має нульовий потенціал руйнування озонового шару Землі (ODP = 0) і є еталонною одиницею при розрахунку потенціалу глобального потепління (GWP = 1). У кожного з природних холодоагентів є свої недоліки, наприклад, аміак токсичний, пропан горючий, а у води обмежена область застосування. На відміну від них CO₂ не токсичний і не горючий, хоча його вплив на навколишнє середовище не є однозначним. З одного боку, CO₂ міститься в навколишньому повітрі і необхідний для протікання життєвих процесів. З іншого боку, вважається, що більша концентрація вуглекислоти в повітрі є однією з причин глобального потепління.

Ініціатива повернутися до використання CO₂ в холодильній техніці належить скандинавським країнам, де закони значно обмежують використання холодоагентів HFC та HCFC. В якості холодоагенту для промислових установок традиційно застосовується аміак, але його кількість в системі обмежена. Це не є проблемою для установок, що працюють на високі і середні температури (до -15/-25 °C), де кількість аміаку скорочується застосуванням вторинного холодоносія. Для більш низьких температур застосування вторинного холодоносія неефективно через великі втрати на різниці температур, в цьому випадку використовують CO₂.

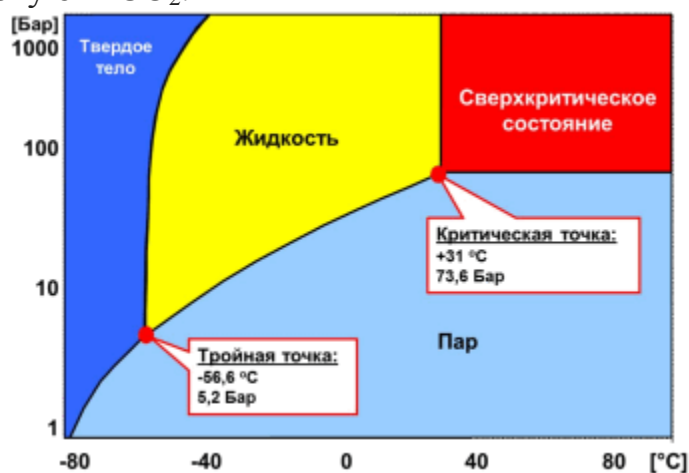


Рис. 1

На рис.1 приведена фазова діаграма CO₂. Криві лінії, які розділяють діаграму на окремі ділянки, визначають граничні значення тисків і температур для різних фаз: рідкої, твердої, парової або надкритичної. Точки на цих кривих визначають тиски і відповідні їм температури, при яких дві фази знаходяться в рівноважному стані, наприклад, тверда і парова, рідка і парова, тверда і рідка.

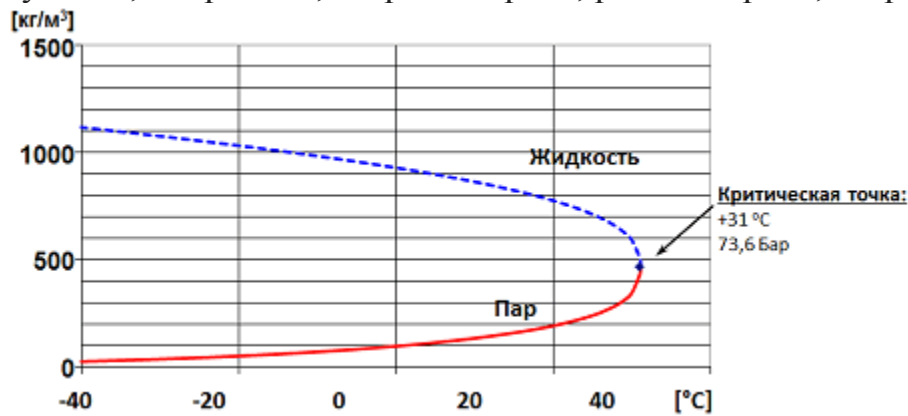


Рис. 2

При атмосферному тиску CO₂ знаходиться в твердій або паровій фазах. При такому тиску рідка фаза не існує. При температурах нижче -78,4 ° С діоксид вуглецю знаходиться в твердій фазі («сухий лід»). При підвищенні температури CO₂ сублимує в парову фазу. При тиску 5,2 бар і температурі -56,6 °С холодоагент досягає, так званої, потрійної точки. У цій точці всі три фази знаходяться в рівноважному стані. При температурі + 31,1 °С CO₂ досягає своєї критичної точки, де його щільності в рідкій і паровій фазі однакові (рис. 2). Отже, відмінність між двома фазами зникає і CO₂ знаходиться в понадкритичному стані.

Діоксид вуглецю може використовуватися в якості холодоагенту в холодильних системах різних типів, як субкритичних, так і транскритичних. При використанні CO₂ в якості холодоагенту необхідно враховувати як потрійну, так і критичну точку для будь-яких типів холодильних систем. У субкритичному циклі CO₂ (рис. 3) весь діапазон робочих температур і тисків лежить між критичною і потрійною точками. Одноступеневі холодильні цикли CO₂ аналогічні іншим холодоагентам, але мають деякі несприятливі чинники, пов'язані в першу чергу з обмеженням значень температур і тисків.

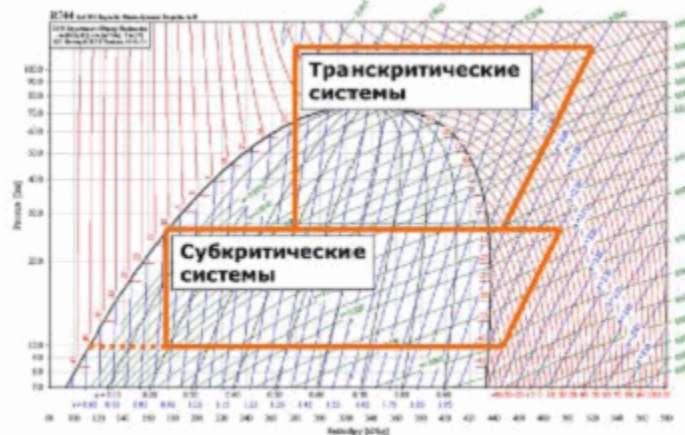


Рис. 3

Транскритичні холодильні системи на CO₂ в даний час використовуються в невеликих і комерційних холодильних установках, а саме: в мобільних системах кондиціонування повітря, невеликих теплових насосах і системах охолодження супермаркетів. Транскритичні системи практично не застосовуються в промислових холодильних установках. Робочий тиск в субкритичному циклі, як правило, знаходиться в діапазоні від 5,7 до 35 бар при відповідній температурі від -55 до 0 °С. При відтаванні випарника гарячим газом значення робочого тиску збільшується приблизно на 10 бар.

Найбільш широко CO₂ застосовується в каскадних системах промислових холодильних установок. Це обумовлено тим, що діапазон робочих тисків дозволяє використовувати стандартне обладнання (компресори, регулятори й редуктори).

Існують різні види каскадних холодильних систем на CO₂: системи з безпосереднім кипінням, системи з насосною циркуляцією, системи на CO₂ із вторинним розсільним контуром або комбінації цих систем.

*Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н.,
доц. кафедри Холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ*

СЕКЦІЯ №7 – “ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ”

ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ СИСТЕМИ НА БАЗІ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

О.Шумський, бакалавр ОНАХТ, м.Одеса

На сьогоднішній день через наростання проблеми дефіциту невідновлюваних природних енергоресурсів, ціни на які нестримно зростають, і будуть рости надалі, впровадження енергозберігаючих технологій генерації теплоти і використання нетрадиційних і відновлюваних енергоджерел замість спалювання природного палива стає не стільки популярним, скільки життєво необхідним. В економіці України ці проблеми проявляються особливо гостро, так як для генерації теплоти комунального призначення, обсяг якої в загальному енергетичному балансі країни становить близько 55%, витрачається більше 27% споживаного палива. До того ж ця галузь економіки є найбільш технічно відсталою з цілим рядом проблем технічного, економічного та екологічного характеру. Також все частіше підіймається питання екологічної проблеми підтримки здорового і комфортного середовища існування людини.

Традиційні джерела теплопостачання характеризуються низькою енергетичною та екологічною ефективністю, великими втратами теплоти в теплових мережах (при нормі 8% вони досягають 20% та вище). Не можна не враховувати також низький ексергетичний ККД використання хімічної енергії палива, який в системах опалення складає 6-10%.

Перспективним напрямом для вирішення проблеми дефіциту паливно-енергетичних ресурсів, та зниження обсягів викидів CO₂ в атмосферу є застосування альтернативних джерел енергії - теплонасосних установок та створення комплексних систем теплопостачання та холодопостачання на базі теплових насосів [4].

На підставі ексергоекономічного аналізу, проведеного експертами, можна зробити висновок, що системи з відновлюваними джерелами на базі теплового насоса є найбільш ефективні з економічної точки зору. При середній вартості електричної енергії на рівні 0,75 грн / кВт · год і середньорічному коефіцієнті перетворення $\mu = 2,5$ вартість виробленої теплоти буде менше, в середньому, на 12% щодо газового котла. [1,2]

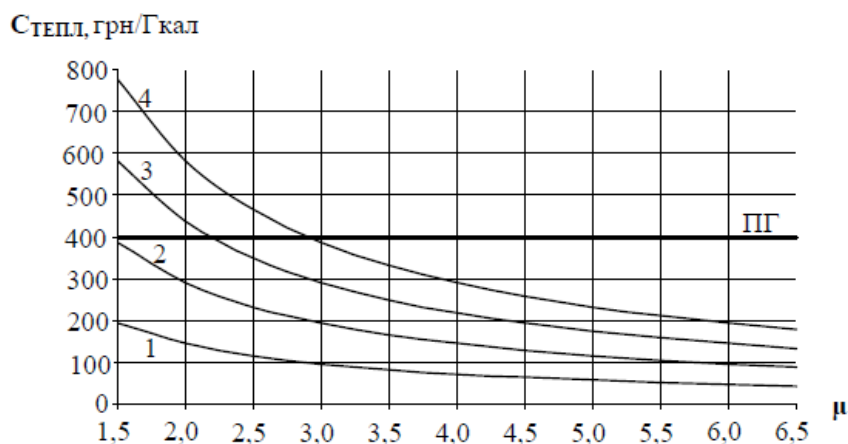


Рис 1. Залежність енергетичної складової в собівартості 1 Гкал теплової енергії при різних умовах її виробництва: 1-4 - виробництво за допомогою теплового насоса при вартості електроенергії: (1) - 0,25грн / кВт · год; (2) - 0,5 грн / кВт · год; (3) - 0,75грн / кВт · год; (4) - 1грн / кВт · год ПГ - виробництво в енергетичних котлах при ККД котельні 80% і вартості природного газу 2500 грн. / 1000 м³

За проведеними дослідженнями тепловий насос з коефіцієнтом сезонної продуктивності - 2,5 в порівнянні з котлом, що має коефіцієнт річної продуктивності на рівні 80%, викидає в атмосферу CO₂ на 68% менше, ніж газовий котел тієї ж потужності за аналогічний часовий відрізок. [2,3]

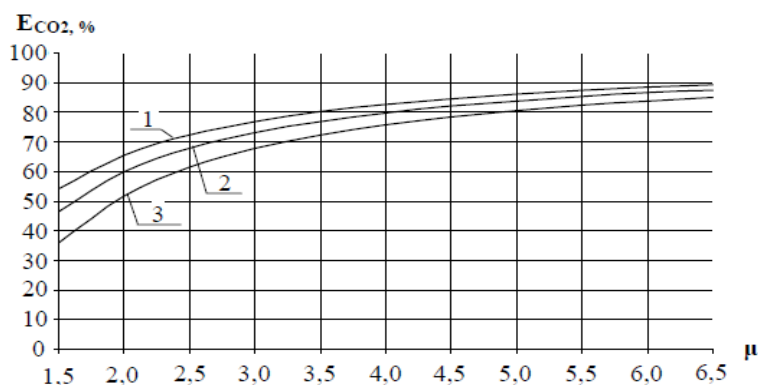


Рис 2. Зниження викидів парникових газів в залежності від коефіцієнта перетворення енергії μ і коефіцієнта використання одиноїчної потужності теплонасосної установки K_и 1) K_и = 60%; 2) K_и = 80%; 3) K_и = 100%

Впровадження енергоджерел на базі теплових насосів в автономні системи тепlopостачання і холодopостачання у житлово-комунальному господарстві, де це впровадження раціонально і є конкурентоспроможним, дозволить комплексно вирішити проблеми, актуальні для України з боку використання поновлювальних джерел енергії та екологічної безпеки.

Література

1. Долинский А.А., Драганов Б.Х. Тепловые насосы в системе теплоснабжения зданий // Пром. теплотехника. – 2008. – т. 30 № 6 – с. 71 – 83

2. Усенко А.Ю., Усенко Ю.И., Адаменко Ю.И., Бикмаев С.Р. Анализ эффективности использования теплового насоса для снабжения теплом бытовых потребителей // Металургическая теплотехника. – 2010. - №2 (17). – с. 197 – 204.
3. Мацевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Клепанда А.С., Об использовании тепловых насосов в мире и что тормозит их широкомасштабное внедрение в Украине // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 2 (120). – с. 2 – 17.
4. Хмельнюк М.Г. Енергетичний менеджмент, діагностика та аудит. Навчальний посібник. /Яковлева О.Ю., Остапенко О.В., Бежан В.А./ Одеса, ч.2 книга II – 293с ISBN 978-617-7613-59-5

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

РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІЗУ СТУПЕНЯ НЕБЕЗПЕКИ ТА ОЦІНКИ РІВНЯ РИЗИКУ АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ

Сливинська М.В.¹, аспірант, Климашенко Р.В. студент¹, Желіба Т.О.²

¹Одеська національна академія харчових технологій

²Одеський національний політехнічний університет

Якщо небезпека існує, то її ймовірність ніколи не може бути зведена до нуля. Регламентування ставить за мету звести індивідуальний та соціальний ризику, пов'язані з небезпекою, до рівня "терпимого", "прийняттого", "виправданого" з точки зору суспільства. Питання про визначення цих рівнів складне, в деякому ракурсі не має розв'язання і суттєво залежить від сприйняття ризику людьми. Можуть розглядатись тільки ті небезпеки, які людина може контролювати.

Небезпека може реалізуватися у випадку, коли персонал не може розпізнати її існування, не має достатнього рівня знання та вмінь по попередженню небезпек чи неспроможний прогнозувати наслідки. Як окремі фізичні особи так і державні органи можуть вважати визначений рівень небезпеки "прийнятним" навіть у випадку неможливості кількісного визначення рівня небезпеки та ризику. Підстави для цього, як правило, чисельні і різноманітні.

Ступінь небезпеки від АХС теоретично виявлений, підтверджений наслідками аварій, які відбулися за час експлуатації промислових аміачних холодильних систем. Признанням цього факту з юридичної точки зору є установлені законодавством держави та НТД норми та правила для будови та безпечної експлуатації АХУ. Для регулювання рівня небезпеки та можливих наслідків аварійних ситуації і аварій державою введений спеціалізований нагляд за дотриманням вимог діючого Законодавства.

Усі види оцінки небезпеки та ризику їх виникнення включають в себе велику кількість суб'єктивних міркувань. Ніякий науковий аналіз не являється абсолютно об'єктивним, так же як і думка громадськості не являється абсолютно суб'єктивною. Істина в тому, що в науковому аналізі домінує об'єктивність, тоді як у суспільному погляді на питання багато суб'єктивних міркувань. Суспільством переоцінюється кількість небезпеки та ризику від техногенних аварій, випадків насильства та злочинів і недооцінюється смертність від раку, діабету, СНІД та ін. Тобто переоцінюється небезпека, пов'язана з рідкими випадками, та недооцінюється, обумовлена повсякденними, поширеними причинами. Цілі аналізу ризику не є абстрактними. Аналіз повинен указувати на конкретні заходи у тих випадках, коли ризик оцінюється як надлишковий в порівнянні з отриманою вигодою.

Оцінка рівня ризику аміачних холодильних систем проводиться по пороговому значенню кількості небезпечної речовини токсичної хмари аміаку [1].

Для НХР, які утворюють токсичну хмару, залежність кількості загиблих N від маси викиду Q та характерної для промислових районів щільності населення має вигляд.

$$N = M_i Q \quad (1)$$

де M_i – питома смертність для конкретної речовини, $M_i=0,05$ чол./тонну [1].

Існує твердження, що великою аварією є така, в якій кількість тих, хто загинув, не менше 20 чоловік. Та можна впевнено стверджувати, що аварія, в якій загинуло тільки 2 людини, як велика, традиційно не розглядається чи не сприймається. Звідси витікає, що межа між основними та іншими небезпеками лежить в інтервалі 3÷19 смертельних випадків при реалізації небезпеки. Десять загиблих при аварії лежить в основі нормування кількості небезпечних речовин [ECD, 1982]. Тому, прийнявши $N=10$, отримуємо пороговий рівень кількості NH_3 в токсичній хмарі, який при відповідних умовах може призвести до великих аварій.

$$Q = \frac{N}{M_i} = \frac{10}{0,05} = 200 \text{ тонн.} \quad (2)$$

Таким чином на основі статистичного аналізу аварій, що відбувались з викидом NH_3 та утворенням токсичної хмари, майже всі АХС потенційно не розглядається як об'єкт можливих великих аварій. Оцінка рівня ризику аміачних холодильних систем проводиться й по пороговому значенню кількості небезпечної речовини в паровій "хмарі" [1]. Для парової хмари, маса якої більше тонни, важко прогнозувати який буде режим її перетворення при контактуванні з джерелом спалаху – швидким (вибухом – детонаційним, дефлаграційним) чи повільним, з утворенням вогневого шару. Статистичний аналіз аварій (залежність кількості смертельних випадків від маси парової хмари) недостатньо надійний і свідчить, що кількість загиблих при перетворенні парової хмари не залежить від її маси. Це заважає визначенню порогових значень об'ємів зберігання горючих газів на базі статистичного аналізу.

Для парових хмар залежність кількості загиблих чоловік N під час перетворення хмари масою Q для щільності населення P має вигляд [1]:

$$N = 3 \cdot P \cdot Q^{0,666} \quad (3)$$

Якщо прийняти середню щільність промислових районів $P = 0,85$ тис. чол./км², $N = 10$ чоловік, то:

$$Q = \left(\frac{10}{3 \cdot 0,85} \right)^{\frac{1}{0,666}} \approx 7,8 \text{ тонн} \quad (4)$$

Зауважимо, що 7,8 тонн це маса пари.

Тобто вибухове перетворення парової хмари чи вогняного шару масою 7,8 т необхідно вважати великою аварією. Для утворення такої хмари в наслідок випаровування аміаку під час аварії з розгерметизацією АХУ, маса розливу повинна бути 15÷78 тонн. Це значно перевищує ємність посудин АХУ, тому за результатами аналізу статистичної інформації, можливі аварії АХУ з утворенням парових хмар потенційно не можуть бути віднесені до великих.

Оцінка рівня ризику аміачних холодильних систем проводиться й використання частотного підходу до аварій з хмарою NH₃. Частотний підхід запропонований в [1] дозволяє визначити порогові рівні небезпечних речовин для заданих порогових рівнів смертності у тих випадках, коли достатня кількість вихідних даних.

Суть підходу у тому, що дані про всі аварії представляються у вигляді двох залежностей:

$F=F(Q)$ – залежність частоти F виникнення аварії, в яких задіяна НХР масою не менше Q тонн від величини Q ;

$F=F(N)$ – залежність частоти F виникнення аварій, в яких загинуло не менше N чоловік від величини N .

Задавшись пороговим рівнем смертності N , визначається $F=F(N)$ – частота виникнення аварій, в яких гине не менше N чоловік. Для отриманого F по залежності $F=F(Q)$ знаходиться Q (кількість НХР), яка відповідає F . З урахуванням того, що частота виникнення аварій, в які залучено не менше Q тонн НХР, і частота виникнення аварії, в яких гине не менше N чоловік, співпадає, робиться висновок про те, що пороговий рівень вмісту НХР Q відповідає пороговому рівню смертності N . На рис.1. подано частотний підхід до хмари аміаку [1]. Для $N=10$ чоловік знаходимо, що $Q=500$ тонн для всіх типів аварій.

Таким чином є всі підстави вважати, що АХС не мають очікуваного рівня великих аварій техногенного характеру.

1. Маршалл В. Основные опасности химических производств. Пер. с англ. М.: Мир, 1989.

Науковий керівник, к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ Желіба Ю.О.

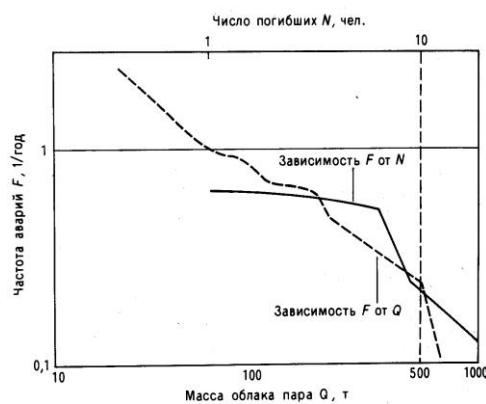


Рис.1. Частотний підхід до хмари аміаку

СИСТЕМА УТИЛИЗАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ ГПД С АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ И ДВУХПОТОЧНОЙ ПОДАЧЕЙ ОБРАТНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

УДК 621.438.13:621.57

Остапенко А.В., к.т.н., доцент, Зубарев А.А., ст. препод., НУК имени адмирала Макарова, г. Николаев

В русле общемировой тенденции децентрализации энергоснабжения все большее распространение получают установки автономного энергообеспечения тригенерационного типа, в которых сбросная теплота приводных двигателей-электрогенераторов трансформируется в холод теплоиспользующими холодильными машинами, а холод используется на технологические нужды и кондиционирование воздуха различных объектов [1-3]. Особенно перспективным является применение для привода электрогенераторов газопоршневых двигателей (ГПД), выпускаемых в когенерационном исполнении – с штатными теплообменниками, в которых сбросная теплота отводится на нагрев воды (теплоносителя), теплота которого в свою очередь трансформируется в холод абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ). Особенностью таких установок является то, что они комплектуются из нескольких когенерационных двигателей и теплоиспользующих машин для того, чтобы обеспечить требуемую мощность путем включения в работу части двигателей. Термическое состояние ГПД обеспечивается поддержанием температуры обратного (охлажденного) теплоносителя на входе ГПД не выше 70 °С. В то же время эффективность трансформации теплоты в холод в АБХМ высокая при снижении температуры теплоносителя в АБХМ не более чем на 10...15 °С, то есть до 75...80 °С (при температуре теплоносителя на выходе из ГПД – на входе АБХМ 90 °С). Из-за противоречивых требований по эффективной работе ГПД и АБХМ по температуре теплоносителя для поддержания температуры обратного теплоносителя на входе ГПД на безопасном уровне 70 °С он дополнительно охлаждается в градирне "аварийного сброса". При этом потери теплоты достигают 30%, в результате чего эффективность трансформации теплоты снижается до 0,55 по сравнению с 0,8 – эффективностью работы самой АБХМ.

После анализа работы установки были выдвинуты гипотезы, о том что совершенствования системы трансформации сбросного тепла ГПД возможно путем

совершенствования когенерационной системы отвода теплоты от ГПД на основе принципа возврата обратного теплоносителя двумя потоками с разной температурой, а также совершенствованием самой системы трансформации в направлении расширения диапазона эффективной трансформации сбросного тепла путем использования ступенчатой трансформации в 2-х теплоиспользующих машинах.

На основе данных гипотез была предложена двухпоточная система утилизации с двумя АБХМ, сочетающая в себе совершенствование и когенерационного модуля и системы трансформации представленная на рис. 1.

Принцип работы такой системы заключается в том, что двухпоточная подача обратного теплоносителя разными потоками позволяет повысить температуру на выходе из когенерационного модуля до 95°C и, как следствие, тепловой коэффициент 1-й АБХМ как высокотемпературной ступени. На выходе из 1-й ступени АБХМ получают обратный теплоноситель с более высокой температурой 79°C по сравнению с 75°C базового варианта с одной АБХМ. Часть этого теплоносителя подается во вторую АБХМ как низкотемпературную ступень.

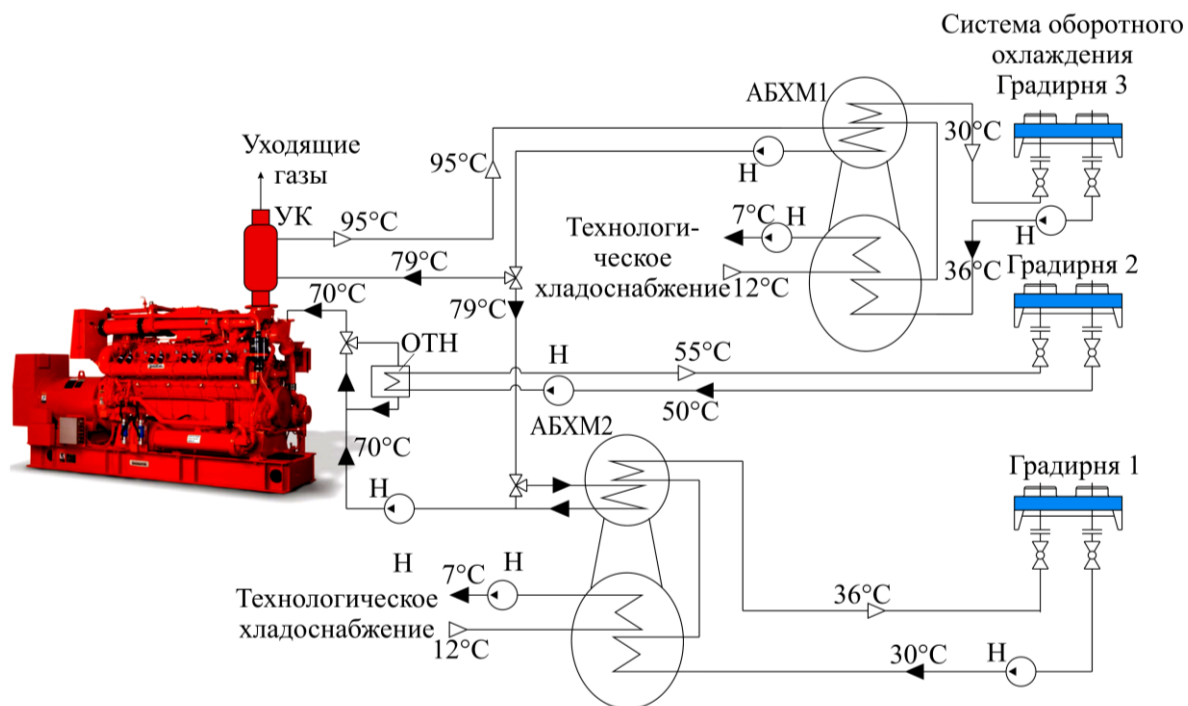


Рис. 1. Схема системы двухступенчатой трансформации сбросной теплоты ГПД в двух АБХМ: УК – утилизационный котел; ОТН – охладитель обратного теплоносителя;

ГК – газовый котел; Н – насос; градирня 2 – аварийного сброса тепла

За счет такого решения системы утилизации наблюдается рост теплового коэффициента 1-й АБХМ, так как температура теплоносителя, подаваемого в нее, на 5°C выше базовой. Кроме того избыточная теплота теплоносителя, ра-

нее сбрасываемая в градирне «аварийного сброса» в атмосферу, трансформируется в холод во 2-й низкотемпературной АБХМ, тем самым сводя потери тепла в системе утилизации к минимуму. В итоге тепловой коэффициент предложенной системы утилизации $\zeta_{СУ(2Аб\ 2пот.)}$ значительно превышает его значение для базовой системы утилизации $\zeta_{СУб}$ и приближается к значению теплового коэффициента базовой АБХМ $\zeta_{АБХМ(90)}$, как видно из рис.2.

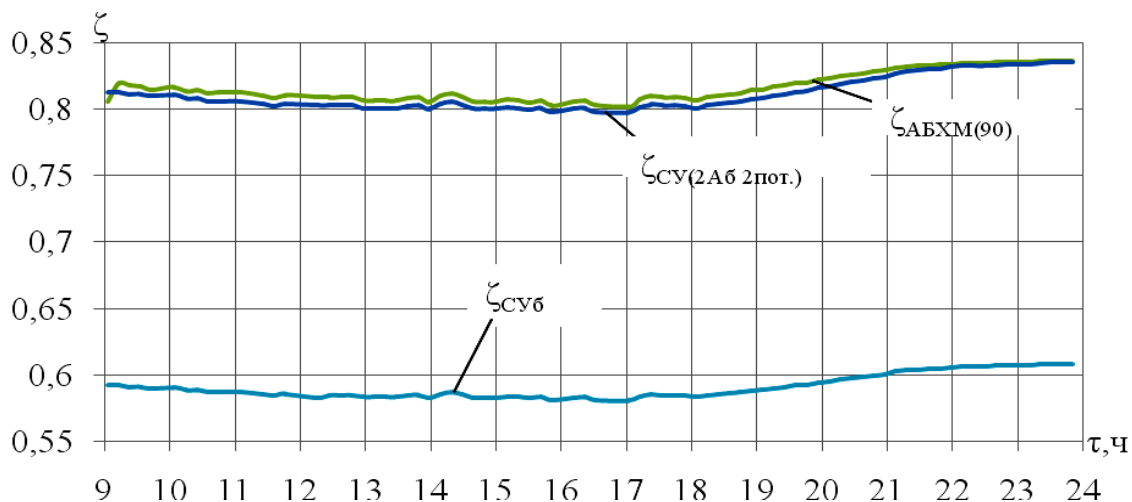


Рис. 2. Значения тепловых коэффициентов АБХМ $\zeta_{АБХМ(90)}$ и системы утилизации сбросной теплоты ГПД базового варианта $\zeta_{СУб}$, а также варианта с двухпоточной подачей теплоносителя $\zeta_{СУ(2Аб\ 2пот.)}$ в течение $9^{00} - 24^{00}$ (28.07.2011)

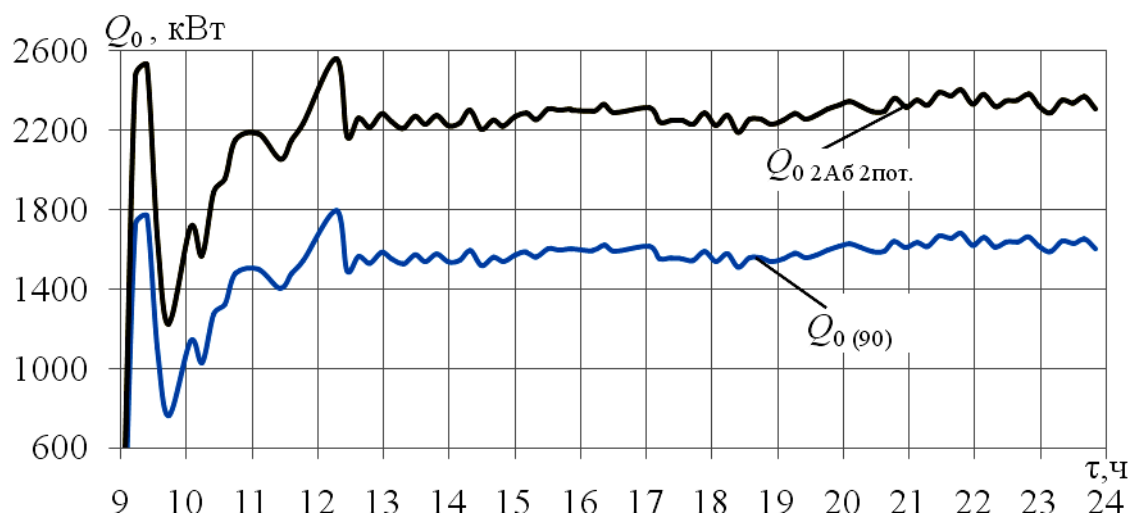


Рис. 3. Количество холода, полученного для систем утилизации: базовой $Q_{0(90)}$ и с двумя АБХМ и двухпоточной подачей теплоносителя $Q_{0\ 2Аб\ 2пот}$

На рис. 3 представлены значения холодопроизводительности предложенной системы утилизации $Q_{0,2АБ,2пот}$ и для сравнения ее значения для базовой системы утилизации с 1-й АБХМ $Q_{0,(90)}$, работающей на теплоносителе с температурой 90°C

Информационные источники:

1. Campanary, S. Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications [Text] / S. Campanary, E. Macchi // ASME paper GT-2003-38275. – 10 p.
2. Consonni S. Optimization of Cogeneration Systems Operation – Part A: Prime Movers Modelization / S. Consonni, G. Lozza, E. Macchi // Proceedings of the ASME Cogen-Turbo Symposium. – Nice, France. –1989. – P. 313– 322
3. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термо-трансформаторов / В.С. Мартыновский // М.: Энергия, 1979. – 288 с

ЗМІСТ

СЕКЦІЯ №1 – “ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ І УСТАНОВКИ, ТЕПЛОВІ ПОМПИ”	3
ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ТА ОПАЛЕННЯ НА БАЗІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ У КОМБІНАЦІЇ З ВІДНОВЛЮВАНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ЕНЕРГІЇ.....	3
<i>Ткач С.В., магістрант, ІХКЕ, ОНАХТ</i>	3
ІЗОТЕРМІЧНІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ В УКРАЇНІ	5
<i>В. Гайдаржи, бакалавр ОНАХТ, м.Одеса</i>	5
МІНІМІЗАЦІЯ ЗАПРАВКИ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ	7
<i>Кушко Максим, магістрант групи ХМ-151м ОНАХТ, м. Одеса</i>	7
ВИКОРИСТАННЯ АБСОРБЦІЙНИХ ВОДО-АМІАЧНИХ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ В УМОВАХ НЕНАДІЙНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ ТА З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПОТЕНЦІАЛУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	10
<i>Клімкін В.О., студент ОТК ОНАХТ, м. Одеса</i>	10
<i>Семко А.С., студент ОТК ОНАХТ, м. Одеса</i>	10
ТРАНСПОРТУВАННЯ ЗРІДЖЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ МОРСЬКИМ ТРАНСПОРТОМ	13
<i>Г.В. Міньков, бакалавр ОНАХТ, м.Одеса</i>	13
ПРОБЛЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДАТА-ЦЕНТРІВ.	15
<i>Р.В. Климашенко, магістрант, ОНАХТ, м. Одеса</i>	15
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ХОЛОДИЛЬНИМ ПІДПРИЄМСТВОМ.....	17
<i>Селіванов І.О., бакалавр, Абрамова О.В., бакалавр</i>	17
<i>ДонНУЕТ імені Михайла Туган-Барановського, м. Кривий Ріг</i>	17

АНАЛІЗ СЕЗОННОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ТА ОПАЛЕННЯ НА БАЗІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ У КОМБІНАЦІЇ З ВДЕ	19
<i>Сазанський А.Р., магістрант, ІХКЕ, ОНАХТ.....</i>	<i>19</i>
СПОСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ ТА ЗМІНИ ТИСКУ КОНДЕНСАЦІЇ В ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМАХ.....	22
<i>Путейко Д.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	<i>22</i>
ОХОЛОДЖЕННЯ ГІДРОАБРАЗИВНОГО СТРУМЕНЯ ДЛЯ РОЗРІЗАННЯ ЗАМОРОЖЕНИХ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ	26
<i>Островчук О.О., магістрант</i>	<i>26</i>
<i>ДонНУЕТ імені Михайла Туган-Барановського, м. Кривий Ріг</i>	<i>26</i>
<i>ДОННУЕТ ІМЕНІ МИХАЙЛА ТУГАН - БАРАНОВСЬКОГО, М. КРИВИЙ РІГ, УКРАЇНА</i>	<i>28</i>
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ЗА РАХУНОК УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ	29
<i>Ненов М.Г., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>29</i>
РЕФРИЖЕРАТОРНИЙ ТРАНСПОРТ: ДОСЯГНУТИЙ ПРОГРЕС І СТОЯТЬ ПЕРЕД НИМ ЗАВДАННЯ	32
<i>Студента групи ХМ-152 Крушельницького Дмитра</i>	<i>32</i>
ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕФЕКТИВНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ.....	34
<i>Дзевенко М.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>34</i>
ШЛЯХИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ОБЛАДНАННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ХОЛОДОАГЕНТІ R22	39
<i>Р.В. Грищенко аспірант, Р.В. Троць магістрант, НУХТ, м.Київ.....</i>	<i>39</i>
OPERATIONAL EFFICIENCY IMPROVEMENTS FOR REFRIGERATION SYSTEMS DURING SUMMER PERIOD.	41
<i>Nesterov P.S., Kosoy B.V.</i>	<i>41</i>
<i>Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa.</i>	<i>41</i>

РОЛЬ ХОЛОДУ В СВІТОВІЙ ЕКОНОМІЦІ	44
<i>Талибли Р. Е., аспірант каф. ХУіКП ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>44</i>
REFRIGERATION MACHINES PROSPECTS DEVELOPMENT FOR GAS CARRIERS.....	50
<i>Tereshenko Ruslan, gas mechanical engineer, Bernhard Schulte Shipmanagement Group.....</i>	<i>50</i>
<i>Tereshenko Roman gas mechanical engineer, Bernhard Schulte Shipmanagement Group.....</i>	<i>50</i>
СЕКЦІЯ №2 – “КОМПРЕСОРИ ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИ”	52
ЗНИЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ СТИСНЕННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ.....	52
<i>Ярошенко А.А, бакалавр ІХКЕ ОНАХТ, м.Одеса</i>	<i>52</i>
АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ АМІАЧНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА СЕРЕДНЬОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ	54
<i>студ. групи 147 Янковський О.О.</i>	<i>54</i>
ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ВУГЛЕКИСЛОТНИХ КОМПРЕСОРІВ.....	58
<i>доцент Яковлев Ю.О., студент СВО «Магістр» ф- ту НТтІМ Кременецький Володимир Вікторович</i>	<i>58</i>
ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ БЕЗШАТУННОГО КОМПРЕСОРА НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ХОЛОДОАГЕНТАХ.....	60
<i>Доцент Яковлев Ю.О., студент СВО «Магістр» ф- ту НТтІМ Войтюк Сергій Юрійович</i>	<i>60</i>
УТИЛІЗАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ	62
<i>студент Шевельов К. Одеська національна академія харчових технологій..</i>	<i>62</i>
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГАЗОКОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ	64
<i>Войтюк С.Ю., студент 4-го курсу ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>64</i>

ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНОЇ КОМПРЕСІЇ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ГТУ	66
<i>Кобалава Г. О., викладач</i>	<i>66</i>
<i>Істоміна І. В., студентка</i>	<i>66</i>
<i>Херсонська філія Національного університету кораблебудування</i>	<i>66</i>
<i>ім. адм. Макарова, g.lavatau@gmail.com</i>	<i>66</i>
АЛЬТЕРНАТИВНІ ОЗОНОНЕРУЙНУЮЧІ ХОЛОДОАГЕНТИ – ОСНОВА ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ І ЕКОЛОГОБЕЗПЕЧНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ.....	69
<i>студ. Пустовіт М.О., Одеська державна академія харчових технологій</i>	<i>69</i>
ОСНОВИ РЕКОНСТРУКЦІЇ КОМПРЕСОРНОГО ОБЛАДНАННЯ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ ГТУ УКРАЇНИ	73
<i>студ. Клебан Я. Л., Одеська національна академія харчових технологій</i>	<i>73</i>
ВИПРОБУВАННЯ МАЛИХ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ З МЕТОЮ ЇХ СЕРТИФІКАЦІЇ.....	75
<i>студ. Закушняк М.Ю. Одеська національна академія харчових технологій ...</i>	<i>75</i>
ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ЗА ДОПОМОГОЮ НАНОЧАСТОК.....	78
<i>інженер Балашов Д. О., Одеська національна академія харчових технологій</i>	<i>78</i>
ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ІЗОБУТАНУ В ЯКОСТІ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ХОЛОАГЕНТУ В МАЛИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ.	81
<i>Студ. Ковальчук В.В. ОНАХТ</i>	<i>81</i>
ПРОБЛЕМИ ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ОБЛАДНАННЯ В ГАЗОТРАНСПОРТНІЙ СИСТЕМІ УКРАЇНИ.....	84
<i>Клебан Я.Л.,магістр ІХКЕ ОНАХТ, м.Одеса</i>	<i>84</i>
<i>Одеська національна академія харчових технологій.....</i>	<i>84</i>

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВУЗЛА ТУРБИНИ ВИСОКОГО ТИСКУ	87
<i>студ. групи 147 Жалоба В.Р.</i>	87
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА ГАЗОПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОНОМНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ПРЕДПРИЯТИЯ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ	90
<i>Радченко А.Н., к.т.н., доцент, Грич А.В., к.т.н., доцент, Зубарев А.А., ст. преподаватель кафедры кондиционирования и рефрижерации, НУК им. адм. Макарова, г. Николаев</i>	90
СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ	94
<i>Грич А.В., к.т.н., доцент кафедри кондиціювання та рефрижерации, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, nirad50@gmail.com, artem.grich@gmail.com</i>	94
ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ	96
В РІЗНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ	96
<i>Б. С. Портной¹, Я. Зонмін²</i>	96
¹ <i>Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна</i> .	96
² <i>Цзяньсунський університет науки і технології, КНР</i>	96
ГЛИБОКЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ	98
<i>Б.С. Портной</i>	98
<i>Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна</i>	98
ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА	100
ЕЖЕКТОРНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ	100
ЗА РАХУНОК ТЕПЛОТИ РЕЦИРКУЛЯЦІЙНИХ ГАЗІВ	100
<i>Пирисунько М.А., викладач, Радченко Р.М., к.т.н., доц.,</i>	100
<i>НУК ім. адм. Макарова, Миколаїв</i>	100

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК МЕТОДОМ ПАРОГАЗОВОГО ЦИКЛУ.	103
<i>Студент Іванов О. Одеська національна академія харчових технологій.....</i>	<i>103</i>
СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ФРУКТОХРАНИЛИЩ.....	105
<i>Ангелюк М.Н., бакалавр ІХКЭ ОНАПТ, г.Одесса.....</i>	<i>105</i>
ВПЛИВ ВКЛЮЧЕНЬ НАНОЧАСТОК TiO_2 НА ПАРАМЕТРИ МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА.....	107
<i>Балашов Д.О., ІХКЕ ОНАХТ, м.Одеса.....</i>	<i>107</i>
РОЗВИТОК КОНСТРУКЦІЙ СУЧАСНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ	110
<i>студент Войцешко О.В.</i>	<i>110</i>
ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГАЗОТУРБІННОГО НАДУВУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ.	111
<i>студент Григоренко А.....</i>	<i>111</i>
СЕКЦІЯ №3 – “СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ”	113
ОСОБЛИВОСТІ СУДОВИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	113
<i>Шаповалов Д.В., Ткач Д. М. , бакалаври ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса,.....</i>	<i>113</i>
СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ГЕРМЕТИЧНИХ ПРИМІЩЕНЬ СУДНА	115
<i>Макруха О. І. , Харітонов М. А. бакалаври ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>115</i>
МУЛЬТИЗОНАЛЬНІ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ	117
СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	117
<i>Черненко А.О. - студент ОТК ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>117</i>
<i>Беркань Ір.В. – викладач-методист ОТК ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>117</i>

ОСОБЛИВОСТІ СУДОВИХ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ З ДОВОДЧИКАМИ-ПОВІТРОРІЗПОДІЛЬНИКАМИ	121
<i>Ткач М.А, Хапокниш ІА. , магістри ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса,</i>	<i>121</i>
ОСОБЛИВОСТІ КАНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ..	123
<i>Коханський А.Ф., Донченко А.С., Григорьев В. А. бакалаври ІХКЭ ОНАХТ м. Одеса,</i>	<i>123</i>
АНАЛІЗ СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ МІКРОКЛІМАТУ ДЛЯ ВИРОЩУВАННЯ ЕНТОМОАКАРИФАГІВ	124
<i>Данилюк В.І., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	<i>124</i>
УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИСТРОЇВ ЗВОЛОЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА БАЗІ РЕГУЛЯРНИХ НАСАДОК ДЛЯ ТЕРМОВОЛОГІСНОЇ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ В ЕНТОМОЛОГІЧНИХ ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕННЯХ	128
<i>Верхолук Д.Я., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	<i>128</i>
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ	131
<i>Вербовський А.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>131</i>
ОСОБЛИВОСТІ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПРИМІЩЕННЯ З БАСЕЙНОМ	135
<i>Федянін М. О., Воробйов Т.А. бакалаври ІХКЭ ОНАХТ м. Одеса,</i>	<i>135</i>
АНАЛІЗ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ VRF СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ	137
<i>Басов А.М., Соловйова П.В., бакалаври ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса,</i>	<i>137</i>
ОСОБЛИВОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ АВТОМОБІЛІВ	139
<i>Петях І. В. Корнієнко В.П. , Перегинець С М. бакалаври ІХКЭ ОНАХТ м. Одеса,</i>	<i>139</i>

СЕКЦІЯ №4 – “ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ І ПРОЦЕСИ.....	141
ТЕПЛОМАСООБМІНУ”	141
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ І РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ РЕБЕРНИХ БАТАРЕЙ.....	141
<i>Коберницький О.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>141</i>
МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ФОРМУВАННЯ ШАРУ ІНЕЮ НА ПОВЕРХНІ ПРИЛАДІВ ОХОЛОДЖЕННЯ.....	143
<i>Ващенко Д.С., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>143</i>
<i>Стоянов Я.О., студент 4 курсу НУ «ОНМА», м. Одеса</i>	<i>143</i>
ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНДЕНСАТОРІВ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ	145
<i>Волянський А.О., Махов О.О. студенти 4 курсу ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>145</i>
ЗАСТОСУВАННЯ КОНДЕНСАЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ В УТИЛІЗАЦІЙНИХ КОТЛАХ ПРИ СПАЛЮВАННЯ ВОДОПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЙ	148
<i>Корнієнко В.С., к.т.н., викладач кафедри теплотехніки ХФ НУК, м. Херсон; Кондя О.С., PhD аспірант кафедри ХТЕБХІІ ХНТУ, м. Херсон</i>	<i>148</i>
ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИКЛІВ РЕКОНДЕНСАЦІЇ ГАЗІВ.....	150
<i>Крутоус В.П., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>150</i>
СЕКЦІЯ №5 – “КРІОГЕННА ТЕХНІКА”	153
МЕТОДИ ОДНОЧАСНОГО ОДЕРЖАННЯ ДВОХ ЧИСТИХ КРІОГЕННИХ ПРОДУКТІВ В УСТАНОВКАХ РОЗДІЛЕННЯ ПОВІТРЯ.....	153
<i>Татаренко М.С., студент ФНТІМ ОНАХТ, г. Одеса.....</i>	<i>153</i>
ВИБІР РОБОЧИХ РЕЧОВИН ДЛЯ МАШИНИ ТЕПЛО-	154
ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ “СОНЯЧНОГО БУДИНКУ”.....	154
<i>Куколєв А.К., студент, ФНТІМ ОНАХТ, г. Одеса,</i>	<i>154</i>

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ КОМЕРЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК	156
<i>Л. И Морозюк, В. В. Соколовская, А. В. Мошкатюк</i>	<i>156</i>
<i>Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина, kli24062006@gmail.com</i>	<i>156</i>
ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ КОМПРЕСОРІВ УСТАНОВОК ПОВТОРНОГО ЗРІДЖЕННЯ ГАЗІВ НА СУДАХ	159
<i>Чабан Р.О., Костенко Є.В., студенти, ФНТІМ ОНАХТ, г. Одесса,</i>	<i>159</i>
СЕКЦІЯ №6 – “РОБОЧІ РЕЧОВИНИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН”	161
ПОРІВНЯЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ІЗОБУТАНА З ІНШИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ АГЕНТАМИ	161
<i>Піштя А.Ю., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса.....</i>	<i>161</i>
ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА СО ₂	164
<i>Музика М.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса</i>	<i>164</i>
СЕКЦІЯ №7 – “ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ”	167
ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ СИСТЕМИ НА БАЗІ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ	167
<i>О.Шумський, бакалавр ОНАХТ, м.Одеса.....</i>	<i>167</i>
РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІЗУ СТУПЕНЯ НЕБЕЗПЕКИ ТА ОЦІНКИ РІВНЯ РИЗИКУ АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ.....	170
<i>Сливинська М.В.¹, аспірант, Климашенко Р.В. студент¹, Желіба Т.О.²</i>	<i>170</i>
¹ <i>Одеська національна академія харчових технологій</i>	<i>170</i>
² <i>Одеський національний політехнічний університет.....</i>	<i>170</i>
СИСТЕМА УТИЛІЗАЦІЇ СБРОСНОЇ ТЕПЛОТИ ПІД С АБСОРБЦІОННОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ И ДВУХПОТОЧНОЮ ПОДАЧЕЙ ОБРАТНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ.....	173

Остапенко А.В., к.т.н., доцент, Зубарев А.А., ст. препод., НУК имени адмирала Макарова, г. Николаев..... 173

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

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

23 - 24 квітня 2019 року

Збірка тез доповідей

Підписано до друку **24.04.2019**. Формат 60x84 1/16.
Умовн. друк. арк. **6.875**. Наклад **10** прим.
65082, Одеса, вул. Дворянська, 1/3