



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

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

**24-25 квітня 2018 року**

**Збірка тез доповідей**



Одеса – 2018

### **Науковий комітет:**

**Єгоров Б. В.** – ректор ОНАХТ, д.т.н., проф.  
**Поварова Н. М.** – проректор із НР, к.т.н., доц.  
**Косой Б.В.** – директор ІХКЕ, д.т.н., проф. кафедри ТВЕ.  
**Хмельнюк М. Г.** – завідувач кафедри ХУКП, д.т.н., проф.  
**Мілованов В. І.** – завідувач кафедри КП, д.т.н., проф.  
**Симоненко Ю. М.** – завідувач кафедри КТ, д.т.н., проф.  
**Радченко М. І.** – НУК імені адмірала Макарова, д.т.н., проф.  
**Морозюк Л.І.** – д.т.н., проф. кафедри КТ.

### **Організаційний комітет:**

**Жихарєва Н.В.** – декан факультету НТтаІМ.  
**Буданов В. О.** – к.т.н., доц. кафедри ХУКП.  
**Морозюк Л.І.** – д.т.н., проф. кафедри КТ.  
**Трандафілов В.В.** – асистент кафедри ХУКП.  
**Грудка Б.Г.** – асистент кафедри КТ.

### **Тематичні напрями:**

- холодильні машини і установки, теплові помпи
- теплообмінні апарати і процеси тепломасообміну
- робочі речовини холодильних машин
- системи кондиціювання повітря
- компресори та пневмоагрегати
- енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки
- холодильна технологія
- криогенна 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***

©Одеська національна академія харчових технологій  
© Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій  
та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського

## СЕКЦІЯ №1 – “ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ І УСТАНОВКИ, ТЕПЛОВІ ПОМПИ, СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ”

### ТЕПЛО- ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ З АЛЬТЕРНАТИВНИМ ПЕРВИННИМ ДЖЕРЕЛОМ

*Тимофєєв К.О., магістр, НУХТ, м. Київ*

Питання використання теплових насосів в першу чергу пов'язане з проблемами первинного джерела тепла: для геотермального вертикального – розмір інвестицій, екологічність; для геотермального горизонтального - екологічність, значна площа використання земельної ділянки.

Матеріалом дослідження роботи є технічна документація нових та реконструйованих об'єктів по всій території Німеччини, що мають системи тепло-холодозабезпечення на базі теплового насосу з системою Ice Storage System. За існуючими джерелами було проведено порівняння інвестиційних затрат, екологічного впливу, масштабів використання земельної ділянки, ефективності роботи зазначених вище установок. Було виявлено, що полівалентне джерело теплової енергії є кращим у порівнянні з використанням лише геотермального теплового насосу.

При аналізі розміру ділянок, необхідних для побудови, було розглянуто 16 об'єктів, після чого було виявлено, що потреби площі зменшуються на 65-90%.

При аналізі впливу на екологію ґрунту було виявлено, що негативний вплив значно менший у порівнянні з розповсюдженим геотермальним теплообмінником. Підставою цього є менша площа контакту конструкцій з ґрунтом. Застосування такого первинного джерела дозволено навіть у водоохоронних зонах.

При аналізі інвестиційних затрат було виявлено, що потреби в інвестиціях для геотермального теплообмінного апарату складають 345 євро, для повітряного 225 євро, для Ice Storage System 100 євро для нових будівель та 150 євро при реконструкції за kW.

При аналізі термодинамічної ефективності роботи теплового насосу Ice Storage System було виявлено, що холодильний коефіцієнт COP має менші показники у порівнянні з геотермальним. Так, при температурі конденсації 50°C і температурою кипіння -5°C у геотермальному теплообміннику – COP для Ice Storage System менше на 17%. У порівнянні з повітряним і температурою кипіння +5°C - на 38%, а при температурі кипіння -20°C - COP Ice Storage System більше на 18%. Це пов'язано зі зниженням температури кипіння для забезпечення процесу кристалізації. Перевага кристалізації полягає у великій акумулюючій здатності цього теплообмінника. Також, висока ефективність досягається завдяки комбінованому використанню трьох енергетичних ресурсів: оточуючого повітря, сонячного випромінювання та геотермального тепла – наднизькопотенційних джерел. Забезпечивши розумну сучасну систему керування енергетичним ресурсом, можна створити ефективну, надійну взаємодію при зберіганні льоду, використанні сонячних колекторів та теплового насосу.

Додатковими перевагами є те, що лід, який утворився в процесі наморозування за опалювальний сезон, можна використовувати як джерело низької температури для охолодження (кондиціонування) приміщень влітку.

Результатами аналізу доведено, що запропонована технологія первинного джерела є ефективнішою за поширені на сьогоднішній день аналоги.

*Науковий консультант: Задорожний С.А., викладач циклової комісії холодильного устаткування КРГ НУХТ*

# ДВОРЕЖИМНА «ПОВІТРЯНА ЗАВІСА» - РАЦІОНАЛЬНЕ РІШЕННЯ ХОЛОДО- ТЕПЛОЗБЕРЕЖЕННЯ

Приступа О.В., магістр НУХТ, м. Київ

В будівлях загального призначення, широкого розповсюдження набули повітряні завіси. Адже вони являються простим та ефективним способом зменшення теплонадржень чи тепловтрат приміщень. Найчастіше, джерелом тепла виступає ТЕН, а джерелом холоду холодильна машина. Використання електричної енергії для нагріву є не ефективним використанням високопотенційної енергії. Отже постає питання підвищення ефективності використання енергії для забезпечення потреб повітряної завіси.

Аналізуючи літературні джерела було проведено порівняння систем тепло та холодо забезпечення повітряних завіс, їх ефективність та вартість. Проведено аналіз кожного вузла установки, визначено показники капітальних та експлуатаційних витрат. І як результат розроблено систему що дозволяє отримувати тепло та холод з акцентуванням на ефективності використання енергії.

Розроблено установку, яка працює в двох режимах – теплового насосу та холодильної машини. Так як існують однорежимні нагрівні або охолоджувальні системи, доцільним є використання системи, яка працює в двох режимах. Для перемикання режимів використовується два вузла. Один з яких складається з чотирьох соленоїдних вентилів та другий з чотирьох зворотних клапанів. Це дозволяє усунути теплообмін між холодними та теплими потоками робочої речовини, який присутній в аналогах. Для забезпечення оптимальних параметрів дроселювання використано електронний ТРВ. В системі застосовано два повітряні теплообмінники. Для розширення дослідження роботи передбачено можливість роботи різних компресорів (поршневі та спіральні).

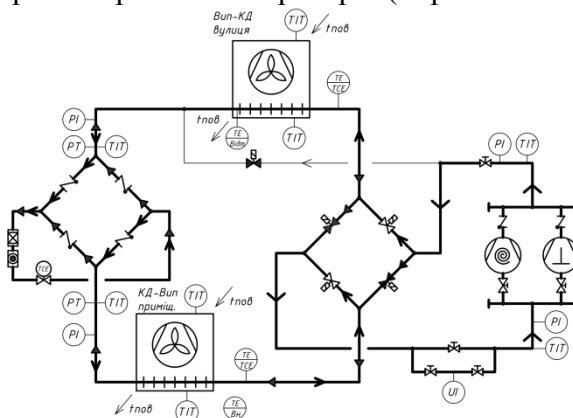


Рис.1. Принципова схема системи

Також розроблено автоматичну систему контролю, яка здійснюється давачами температури (хромель-копель), давачами тиску та газовим витратоміром.

На основі розробок зібрано діючу установку, яка дозволяє проводити наступні дослідження: 1. Оцінювати ефективність роботи поршневого та спірального компресору. 2. Оцінювати ефективність використання розроблених вузлів та електронного ТРВ. 3. Оцінювати ефективність та доцільність повітряної завіси в двоережимній системі. 4. Порівнювати капітальні та експлуатаційні витрати теплового насосу для тепло-/холодозабезпечення повітряної завіси. 5. Досліджувати роботу мікроканального теплообмінника в режимі конденсатора і випарника. 6. Досліджувати системні енергетичні та термодинамічні показники.

Науковий консультант: Задорожний С.А., викладач циклової комісії холодильного устаткування КРГ НУХТ

# РІВНЯННЯ РОЗРАХУНКУ ЧАСТКИ ВИМОРОЖЕНОЇ ВОДИ В ПРОЦЕСІ ЗАМОРОЖУВАННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

*Кропивницький М.О., студент ХДУХТ, м. Харків*

Сьогодні у зв'язку із прискореним ритмом життя населення на світовому продовольчому ринку усе більше підвищується попит на заморожені харчові продукти. Для вдосконалення процесів холодильної обробки необхідно знати динаміку цих процесів. Багаторічні дослідження процесів заморожування й розморожування харчової сировини показують необхідність уточнення методів теоретичного моделювання теплофізичних властивостей харчових продуктів, які обумовлюють характер і швидкість протікання в них процесів охолодження. Цим дослідженням присвячений ряд класичних робіт, так і ряд нових досліджень у цій області.

Як відомо, у всіх математичних моделях, що описують процеси з фазовим переходом під час заморожування-розморожування, входить частка вимороженої вологи  $\omega(t)$ . У теплофізичних розрахунках процесів холодильної обробки найчастіше для розрахунку кількості вимороженої вологи використовують модель, засновану на рівнянні Рауля, що описує процес заморожування харчових продуктів як процес кристалізації розчину порівняно невеликої молекулярної концентрації, що містить солі, білки й ін. компоненти

$$\omega(t) = A \cdot \left( 1 - \frac{t_{кр}}{t} \right), \quad (1)$$

де  $\omega$  – відносна доля вимороженої вологи;

$t$  – поточна температура;

$t_{кр}$  – криоскопічна температура;

$A$  – коефіцієнт, який враховує долю зв'язаної (незамерзаючої) вологи.

Недоліком цього рівняння є те, що воно добре описує експериментальні дані по кількості вимороженої вологи тільки на початковому етапі заморожування, що пояснюється наближенням, закладеним у законі Рауля, що виконується для ідеальних розчинів при невеликих концентраціях розчинених речовин, тобто поблизу криоскопічної температури. Тому для розрахунку кількості вимороженої вологи в широкому діапазоні температур використовуються емпіричне рівняння Г.Б. Чіжова

$$\omega(t) = \frac{B}{1 + \frac{C}{\ln(t + 1 - t_{кр})}}, \quad (2)$$

де  $B$ ,  $C$  – емпіричні коефіцієнти, які залежать від виду харчового продукту.

Було поставлено завдання виведення обґрунтованого аналітичного рівняння для розрахунку кількості вимороженої вологи в процесі заморожування харчових продуктів і порівняння його з відомими рівняннями на основі закону Рауля й емпіричної моделі Чіжова.

Слід зазначити, що рівняння (1) має один коефіцієнт  $A$ , якому приписується, але теоретично не обґрунтовується, фізичний зміст. У рівняння (2) входять два повністю емпіричних коефіцієнти, що по ідеї повинно забезпечувати більшу точність апроксимації експериментальних даних, однак теоретичного змісту ці коефіцієнти не мають, і встановити їхній зв'язок з фізико-хімічними характеристиками харчового продукту неможливо.

Об'єктом дослідження є температурна залежність кількості вимороженої вологи в

процесі заморожування харчових продуктів. Як метод дослідження використовуємо класичні рівняння, що описують термодинаміку системи неідеальний розчин-кристал з евтектикою, як найбільш просту модель харчового продукту під час заморожування-розморожування. У рамках цієї моделі харчовий продукт будемо вважати неідеальним багатокомпонентним розчином, у якому розчинником є вода й сухі розчинні компоненти, які повністю змішуються в рідкому стані, але абсолютно не змішуються у твердому стані й утворюються кристали тільки чистого льоду.

В результаті проведених досліджень, нами було отримано остаточне вираження для температурної залежності частки вимороженої води

$$\omega(T) = 1 - \frac{V_{s0}}{\gamma_w - e^{\frac{\mu_w \Delta h}{RT_0} \left( \frac{T_0}{T} - 1 \right) + \frac{\mu_w \Delta C}{R_0} \left[ \ln \left( \frac{T_0}{T} \right) + 1 - \frac{T_0}{T} \right]}} \quad (3)$$

У цьому рівнянні показник експоненти містить фізичні константи й теплофізичні характеристики води й, таким чином, є відомою функцією абсолютної температури. Величинами, що характеризують індивідуальними фізико-хімічними властивості продукту, є мольна частка розчинних речовин у воді  $\square_{s0}$  і коефіцієнт активності розчинника  $\square_w$ . Як відомо, коефіцієнт активності служить мірою відхилення поведінки компонентів розчину від ідеального. Ці відхилення можуть бути обумовлені різними хімічними й фізичними причинами – дипольними взаємодіями, утворенням водневих зв'язків, асоціацією, дисоціацією, сольватацією й ін.

Таким чином, саме ці дві величини підлягають визначенню за експериментальним даними про долю вимороженої вологи. Рівняння (3) легко приводиться до рівняння прямої лінії щодо шуканих параметрів

$$\frac{1}{1 - \omega(t)} = \frac{\gamma_w}{V_{s0}} F(t) - \frac{1}{V_{s0}}, \quad (4)$$

$$\text{де } F(t) = e^{\frac{\mu_w \Delta h}{RT_0} \left( \frac{T_0}{T_0+t} - 1 \right) + \frac{\mu_w \Delta C}{R_0} \left[ \ln \left( \frac{T_0}{T_0+t} \right) + 1 - \frac{T_0}{T_0+t} \right]},$$

t – температура в градусах Цельсія.

Для перевірки адекватності запропонованої моделі нами були взяті дані по частці вимороженої вологи в яловичині опубліковані в класичних роботах

L. Riedel, В. П. Латишева, отримані методами калориметрії, а також нові дані, отримані В.П. Оніщенко й колегами методом ЯМР високої роздільної здатності.

Регресійний аналіз цих даних проводився по трьох рівняннях: рівняння на основі закону Рауля, рівняння Чіжова і запропонованої нами моделі (3). Коефіцієнти регресії знаходились в середовищі пакета Mathcad з використанням стандартних процедур. Причому у випадку використання рівнянь (2) і (3), які не лінійні стосовно шуканих регресійних коефіцієнтів, після процедури лінеаризації (4) проводився другий етап нелінійної регресії, початковим наближенням для якої були коефіцієнти, отримані методом лінійної регресії.

Як і слід було сподіватися використання закону Рауля обмежує застосовність рівняння (1) областю невеликих відхилень від криоскопічної температури (областю лінійної залежності між температурою й концентрацією розчинених речовин). Рівняння Чіжова (2) дає завищені значення частки вимороженої вологи при низьких температурах. У той же час запропоноване рівняння дає відносну погрішність апроксимації в 3 рази меншу, чим відомі рівняння, застосовувані для розрахунку частки вимороженої води. Але основна перевага запропонованого рівняння полягає в тому, що коефіцієнти, що входять до нього мають чіткий фізичний зміст, зокрема мольна частка розчинних речовин у соку яловичини становить  $V_{s0}=1,8\%$ , а коефіцієнт активності води  $\gamma_w=1,008$ , тобто розчин

практично ідеальний.

Таким чином, на основі класичних законів хімічної термодинаміки отримане рівняння для розрахунку частки вимороженої води в процесі заморожування харчових продуктів. Рівняння містить фізичні константи й теплофізичні характеристики води, а також коефіцієнти, що характеризують індивідуальні фізико-хімічні властивості продукту – мольна частка розчинних речовин у воді  $V_{s0}$  і коефіцієнт активності води  $\gamma_w$ . Проведено апроксимацію температурної залежності раніше опублікованих експериментальних даних по частці вимороженої води в яловичині, що підтвердила адекватність запропонованої моделі. Відносна помилка апроксимації склала 1,9%, тоді як для моделі, заснованої на рівнянні Рауля – 5,6%, а для емпіричного рівняння Чіжова – 7,3%.

Запропоноване рівняння може бути використане для розрахунку ефективної питомої теплоємності при вирішенні крайового завдання заморожування-розморожування, а також для аналізу впливу хімічного складу харчових продуктів на процеси холодильної обробки.

*Наукові керівники: Потапов В.О., д.т.н., проф., завідувач кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ  
Семенюк Д.П., к.т.н., проф. кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕЛЬНИХ М'ЯСНИХ СИСТЕМ В ПРОЦЕСІ ЗАМОРОЖУВАННЯ - РОЗМОРОЖУВАННЯ**

*Семейкін В.Ю., магістрант ХДУХТ, м. Харків*

На українському продовольчому ринку все більше підвищується попит на заморожені харчові продукти. Використання холоду при виробництві м'яса та м'ясопродуктів є одним з найбільш ефективних методів консервування, що дозволяє максимально зберегти якість, харчову та біологічну цінність продуктів протягом тривалого часу.

В той же час під час заморожування відбувається ряд незворотних змін продукту, викликаних кристалоутворенням та біохімічними реакціями. Це в першу чергу стосується багатокомпонентних м'ясних систем, що обумовлено їх гетерогенністю за хімічним, фізичним та колоїдним станом, умовами попередньої обробки, особливістю вирощування тварини тощо. Тому актуальним є отримання даних про вплив заморожування-розморожування на теплофізичні властивості м'ясних систем. У зв'язку з цим метою даної роботи є експериментальне дослідження питомої теплоємності модельних м'ясних систем під час їх заморожування-розморожування.

Модельні м'ясні системи одержували шляхом подрібнення яловичини на м'ясорубці із додаванням частки жиру сирцю. З подрібненої сировини формувались зразки у формі низького циліндра діаметром  $5 \times 10^{-2}$  м та висотою  $1 \times 10^{-2}$  м. Термопари розмішувались в декількох точках зразка: в центрі, на верхній та нижній поверхнях, а також над зразком у холодильній камері. Заморожування зразків здійснювали на лабораторному експериментальному стенді в інтервалі температур  $-20 \dots +20$  °С, який оснащено вимірювачем-регулятором на базі процесора ОВЕН ТРМ 138-Р. Температура зразків вимірювалася автоматично з дискретністю  $\Delta\tau=1 \times 60$  с та зберігалась на комп'ютері. На рис. 1 наведено приклади термограм заморожування-розморожування зразків. На рис. 2 наведено приклад ефективної питомої теплоємності яловичини під час заморожування. Ефективна питома теплоємність розраховувалась за формулою.

$$C_e(t_j) = k \left[ -\frac{\Delta\tau}{\bar{t}_{j+1} - \bar{t}_j} (t_{sj} - t_{\infty j}) - \tau_j \right], \quad (1)$$

де  $\bar{t}_j$  – значення середньої температури зразка, °С;

$t_{sj}$  – значення середньої температури поверхні зразка, °С;

$t_{\infty j}$  – значення температури охолоджуючого середовища, °С;

$\Delta\tau$  – дискретність вимірювання температури, с.

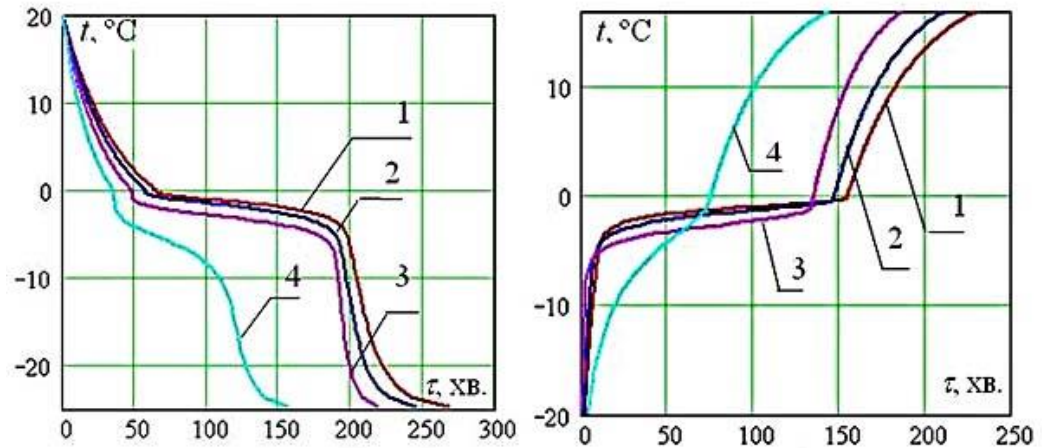


Рис. 1. Термограми заморожування-розморозування модельних м'ясних систем (криві 1, 2, 3 – зразки м'ясних посічених систем з яловичини з масовою часткою жиру 5,8 %, 9,5 %, 13,2 % відповідно, крива 4 – жир-сирець); а – заморожування, б – розморозування

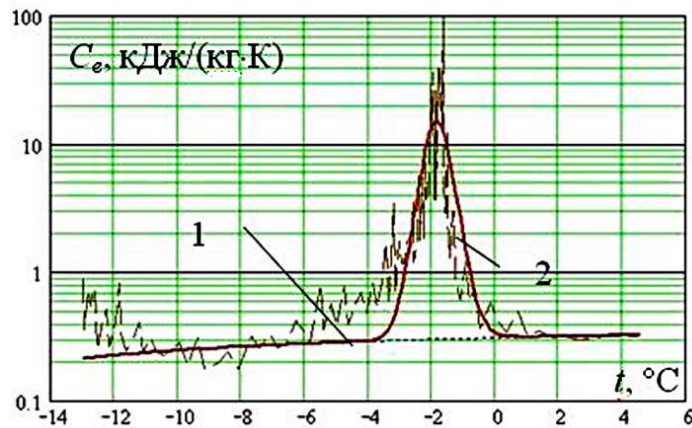


Рис. 2. Ефективна питома теплоємність яловичини:  
1 – експериментальні дані; 2 – апроксимація

За графіком температурної залежності ефективної питомої теплоємності визначали: температуру максимальної швидкості кристалотворення, кріоскопічний інтервал температур, питому теплоту фазового переходу в кріоскопічному інтервалі температур, частку вимороженої вологи в кріоскопічному інтервалі температур.

Проведені дослідження дозволять в подальшому розраховувати режими заморожування - розморозування в технології виробництва напівфабрикатів м'ясних продуктів.

Науковий керівник: *Потапов В.О., д.т.н., проф., зав. кафедри холодильної та торговельної техніки і прикладної механіки ХДУХТ*

## ОСОБЛИВОСТІ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ ВПРИМІЩЕННІ БАСЕЙНУ ПОЛІГРАФІЧНОГО ЦЕХУ. ПОРІВНЯННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РІЗНИХ ПРОЦЕСІВ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ

*Р.Е.Талибли, магістр ОНАХТ, м. Одеса, Є.О.Бабой, магістр ОНАХТ, м. Одеса*

Осушення повітря в приміщенні басейну - це не тільки комфортний мікроклімат, але і відсутність конденсату на стінах, вікнах і стелі. Більш того, це ефективний спосіб попередження появи цвілі.

При нормальній для басейну температурі з 1 м<sup>2</sup> водної поверхні випаровується близько 200 г води на годину (4,8 л / добу). Наслідком цього є підвищена вологість. Згідно з діючими нормами, вологість повітря в приміщенні плавальних басейнів повинна бути не більше 60%. Досягатися такі умови вологості повинні при значній площі відкритої води з температурою близько 24-26°C і при температурі повітря в приміщенні на 1-2 °C вище температури води. Завдання не з легких. Способи її рішення розрізняються ефективністю, енерговитратами і можливостями реалізації в конкретних умовах.

Найпростіший спосіб знизити вологість у приміщенні басейну - обмежити випаровування води з поверхні резервуара, покривши її водонепроникною плівкою. Однак цей спосіб можна застосувати тільки в той час, коли басейн не використовується. У великих громадських басейнах, активно експлуатуються більшу частину часу доби, такий спосіб виявляється малоефективний. У будь-якому випадку приховування дзеркала басейну плівкою дозволяє знизити енерговитрати на підтримку мікроклімату в приміщенні басейну, але не вирішує проблему створення системи, відповідальної за підтримку мікроклімату. І чим активніше експлуатується басейн в приміщенні, тим більше необхідна система, що підтримує мікроклімат з комфортним для людини і безпечним для конструкцій рівнем вологості повітря.

Для досягнення оптимальних параметрів повітря при поліграфічному виробництві необхідно підтримувати оптимальну вологість для певного виду паперу оскільки, відносна вологість повітря впливає на фізичні властивості паперу. При занадто високій вологості змінюється розмір паперу, що погано впливає на його проходження через друкарський станок. Також якщо вологість повітря нижча або вища від заданої норми, то на папір неможливо нанести фарбу. Оптимальними параметрами для цеху поліграфічного виробництва є 40÷45%. Для підтримання таких параметрів можливо використання наступних методів: адсорбційне та абсорбційне осушення повітря (роторний барабан, розчини CaCl та LiBr), і механічне осушення повітря. Завдяки порівнянню цих процесів у різних умовах можна визначити ефективність осушення повітря того чи іншого методу при різних вихідних параметрах повітря.

Виходячи з цього ефективність методу осушення повітря залежить від умов які необхідно підтримувати у приміщенні, параметрів повітря яке поступає у приміщення а також кількості вологи яку необхідно видаляти в залежності від параметрів повітря, які необхідно встановити в приміщенні. Також завдяки цьому можна заздалегідь визначити ефективність використання одного з методів при різних технологічних умовах.

### Література

1. Липа А. И. Кондиционирование воздуха. Основы теорий. Современные тех-нологий обработки воздуха. / Липа А. И. – изд. второе перераб., доп., - М.: Издательство ВМВ, 2010 – 607 с.
2. Вишнеvский Е.П. Анализ особенностей использования основных методов осушения воздуха // Журнал С.О.К., №3/2004.
3. Вишнеvский Е.П., Салин М.Ю. Достоинства адсорбционного метода глубо-кого осушения воздуха крытых ледовых арен // Журнал С.О.К., №8/2008.

4. Вишнеvский Е.П. Анализ особенностей использования основных методов осушения воздуха // Журнал С.О.К., №3/2004.
5. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. / А. Ананьев, Л. Н. Балуева, В. П. Мурашко — М.: Евроклимат, 2008.
6. Батурин В.В. Основы промышленной вентиляции. Изд. 4е, сокр. — М.: Профиздат, 1990.
7. Вишнеvский Е.П., Салин М.Ю. Обеспечение микроклимата на объектах агропромышленного комплекса // Журнал С.О.К., №7/2009

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



УДК 697.91.94.97

## **ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПРИПЛИВНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ І КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ**

*Басов А.М., студент ІХКЭ ОНАХТ, Жихарева Н.О., магістрант ІПЕМ,  
м. Одеса*

Огляд методів розрахунку в системах вентиляції та кондиціонування через масштабність проблеми ставить техніко-економічну задачу, рішення якої може бути корисним на ранній стадії проектування. При створенні розгалужених мереж вентиляції, як правило, ставляться завдання по зниженню витрати споживаної енергії і капітальних витрат. У більшості випадків для зниження енергоспоживання потрібне збільшення капітальних витрат. Компромісний варіант зазвичай знаходять, оптимізуючи повну вартість капітальних і експлуатаційних витрат протягом повного циклу використання основного обладнання системи вентиляції.

У промисловості найчастіше використовуються вентилятори великих типономіналів, які забезпечують потребу в вентиляції декількох виробничих приміщень або агрегатів, що вимагають індивідуальної вентиляції. Аналіз існуючого вентиляційного обладнання показує, що часто вентилятори більшого номіналу мають кращий (більш низький) важливий показник SFP, Вт/(м<sup>3</sup>/год) (скорочена англ. "Spesific Fan Power"), що представляє собою відношення споживаної потужності вентиляційної установки до витрати повітря, яке подається з заданим напором. Ця обставина призводить до створення розгалужених мереж з різними потребами об'єктів у витраті і натиску повітря. Однак не завжди така кореляція має місце і крім того, як було зазначено зазвичай більш важлива сумарна вартість створення і експлуатації системи повітророзподілення протягом усього "життєвого циклу".

Відомі різні способи зменшення енергоспоживання в розгалужених системах вентиляції. Можна згадати деякі з ГНІХ: зменшення витрати повітря в гілках, де є його надлишок за рахунок введення додаткових аеродинамічних опорів, підбір більш ефективних вентиляторів з ЕС - електродвигунами мають більший ККД, підбір інших елементів припливної установки (перш за все фільтра і нагрівача) з меншим аеродинамічним опором, раціонального компоновання, що забезпечує підключення "магістралі" ближче до виходу вентилятора і ін. Найчастіше такі технічні рішення призводять до підвищення капітальних витрат і не завжди можливо застосувати через дизайнерських і компоновальних обмежень на конкретному об'єкті. При цьому не завжди розглядається рішення використовувати вентилятор-доводчик на "магістралі", хоча в ряді випадків таке рішення дозволяє не тільки зменшити необхідний натиск основного

великого вентилятора, але при цьому зменшити не тільки його споживану потужність, але і його номінал і відповідно вартість. Необхідно відзначити, що вставка на вході в галузі додаткових аеродинамічних опорів у вигляді заслінок, шибєрів, діафрагм зазвичай призводить до деякого збільшення шуму. [1, 3]

На конкретному прикладі (цех деревобробної промисловості) розглянуто методику оцінки технічних рішень, прийнятих на етапі проектування з метою зменшення сумарної вартості створення і експлуатації припливної системи, що подає повітря в кілька промислових приміщень або технологічних агрегатів. Наведено кількісний техніко-економічний аналіз 3-х варіантів реалізації припливної системи, що забезпечує подачу заданої кількості повітря до заданого напором в три приміщення.

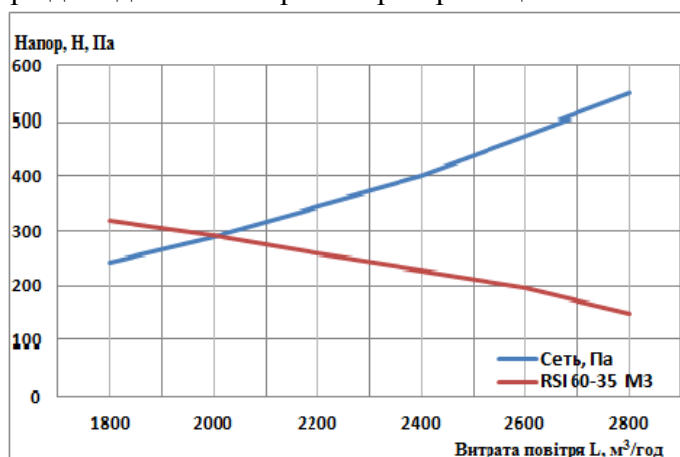


Рис. 1. Визначення «робочої точки» припливної системи з вентилятором

За цією методикою проведено аеродинамічний розрахунок припливної системи з вентилятором і знайдена "робоча точка". (Рис 1.) На конкретному прикладі розглянуто методику оцінки технічних рішень, прийнятих на етапі проектування з метою зменшення сумарної вартості створення і експлуатації припливної системи, що подає повітря в кілька промислових приміщень або технологічних агрегатів. Наведено кількісний техноекономічний аналіз 3-х варіантів реалізації припливної системи, з розрахунком терміну окупності, що забезпечує подачу заданої кількості повітря з заданими напором в три приміщення. Дані конкретні рекомендації по енергозбереженню при експлуатації припливних систем вентиляції та кондиціонування повітря.

При створенні розгалужених мереж вентиляції, як правило, ставляться завдання по зниженню витрати споживаної енергії і капітальних витрат. Компромісний варіант зазвичай знаходять, оптимізуючи повну вартість капітальних і експлуатаційних на повітророзподілення, з особливостями його розрахунку.

#### Інформаційні джерела:

1. Перепека В.И. Жихарева Расчеты систем кондиционирования и вентиляции.– Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
2. Степанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Санкт-Петербург: Издательство «АВОК Северо Запад», 2005. – 399 с.
3. Жихарева Н.В. Хмельнюк М.Г. Перепека В.И. Энергозбереження при експлуатації припливних систем вентиляції та кондиціонування повітря// Холодильна техніка і технологія 2016. – № 2 (151) – С.15–21.

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

# АНАЛІЗ ПОЛІТРОПІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ ВОДОЮ В СКП ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДІВ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ

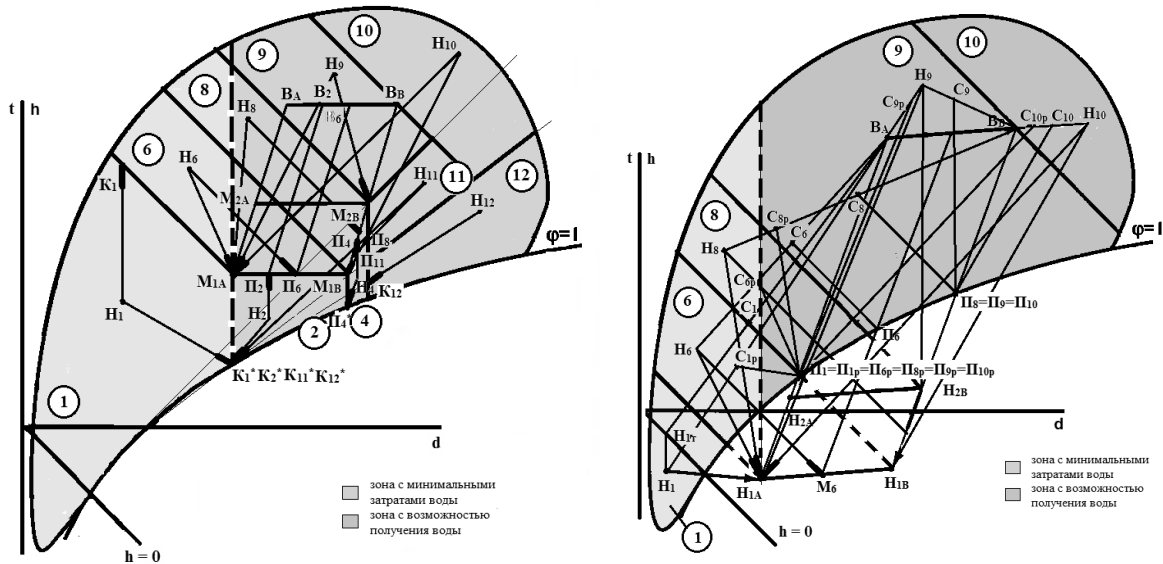
*Брилько В.А., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

При вивченні областей використання нових типів регулярних насадок (РН) для зволоження повітря використано метод оптимальних режимів проф. А.А. Римкевича, за допомогою якого вперше проаналізовано кліматичні паспорти міст України (Київ, Одеса, Харків). Розглянуто всі класи тепловологісних навантажень виробничих приміщень. Для кожної кліматичної зони зовнішнього повітря проведено порівняльний аналіз вихідної термодинамічної моделі (ТДМ) СКП із умовами виконання ранжировок РА-2 та РА-3, що вказують на мінімізацію витрат припливного повітря  $G_n$  і води  $G_{жс}$ , відповідно. При цьому весь зовнішній клімат умовно розділено на дві зони: у першій витрата водизведена до мінімуму, а у другій можливо отримання додаткової кількості вологи із атмосферного повітря.

Запропонований розділ загальної області зовнішнього клімату, який за даними кліматичного паспорту міста в  $t, h$  – діаграмі має певні межі, на дві: у першій витрата води може бути зведена майже до мінімуму при умові проведення відповідного політропного процесу при  $\overline{\Delta d} = d_n - d_n < 0$ , а у другій можливе отримання додаткової вологи із атмосферного повітря при  $\overline{\Delta d} > 0$ . Межі вищевказаних умовних підобластей зовнішнього повітря визначається величиною волого вмісту припливного повітря:

$$d_n = d_b - \frac{Q_n}{\varepsilon \cdot G_n}$$

де  $G_n, G_n$  – витрата, відповідно, припливного та зовнішнього повітря, кг/с;  $d_n, d_e$  – вологовміст, відповідно, зовнішнього та внутрішнього повітря, кг/кг;  $Q_n$  – повне теплове навантаження приміщення, кВт;  $\varepsilon = Q_n / W_n$  – тепловологісне навантаження приміщення, кДж/кг;  $W_n$  – повне вологісне навантаження приміщення, кг/с.



*Рис.1. ТДМ СКП обробки повітря водою, перший та третій класи навантажень*

Для виробничих приміщень, а також об'єктів, що характеризуються великими тепловими навантаженнями, обробка зовнішнього повітря для всього річного циклу роботи СКП може забезпечуватися зволожувачами із РН, як універсальними контактними апаратами.

*Науковий керівник: Піцанська Н.О., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРОЕЖЕКТОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

Токарчук В.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Паро ежекторна холодильна машина (ПЕХМ) відноситься до класу парових тепло використовуючих генераторів холоду і є установкою, в якій здійснюються суміщені паросиловий цикл Ренкіна і зворотний цикл паро компресорної холодильної машини (ПКХМ).

Парова тепло використовуюча холодильна машина (ПТХМ) з термодинамічної точки зору може розглядатися як пристрій, в якій поєднуються функції паросилової установки (ПСУ), що перетворює тепло на механічну роботу, і парової холодильної машини (ПХМ), що витрачає цю роботу для виробництва холоду.

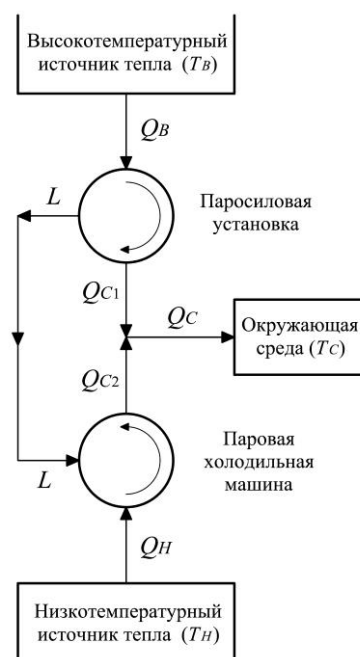


Рис.1. Принципова термодинамічна схема парової тепловикористовуючої холодильної машини

На рисунку1 приведена принципова термодинамічна схема ПТХМ, на якій є перелік основних тіл, що беруть участь у процесі, вказані напрями теплообміну і результати трансформації енергії. На схемі приймач тепла – навколишнє середовище, має температуру  $T_C$ , високотемпературне джерело тепла (ВИТ) має температуру  $T_B > T_C$ , а низькотемпературне джерело тепла (НІТ) –  $T_H < T_C$ . Принцип дії ПТХМ полягає в наступному. ПСУ, до якої від ВИТ підводиться тепло  $Q_B$ , проводить механічну роботу  $L$  і віддає навколишньому середовищу тепло  $Q_{C1} = Q_B - L$ . Одержана в прямому циклі робота  $L$  використовується в ПХМ для відведення тепла  $Q_H$  від НІТ і при цьому в навколишнє середовище передається тепло  $Q_{C2} = Q_H + L$ .

Таким чином, за рахунок використання тепла  $Q_B$  високотемпературного джерела проводиться холод в кількості  $Q_0 = Q_H$ , а в навколишнє середовище відводиться тепло в кількості  $Q_C = Q_{C1} + Q_{C2} = Q_B + Q_H$ .

Якщо температури джерел тепла і теплоприймача можуть вважатися постійними, то зразковим циклом для зображеної на рисунку1 схеми ПТХМ є суміщені оборотні прямий цикл Карно, що використовує різницю температур ( $T_B - T_C$ ) і зворотний цикл Карно, що реалізується в інтервалі температур ( $T_C - T_H$ ).

Коефіцієнт перетворення ПСУ  $\mathcal{E}^K$  і холодильний коефіцієнт ПХМ  $\mathcal{E}^K$  виражаються в наступній формі:

$$g^K = \frac{L^K}{Q_B} = \frac{T_B - T_C}{T_B} \quad (1)$$

$$\varepsilon^K = \frac{Q_H}{L^K} = \frac{T_H}{T_C - T_H} \quad (2)$$

Із співвідношень (1) і (2) витікає, що при реалізації зворотних циклів Карно величини  $g^K$  і  $\varepsilon^K$  залежать тільки від температур джерел і приймачів тепла і на їх чисельні значення не впливають властивості робочого тіла.

Значення  $g^K$  знаходиться в межах від 0 до 1, а  $\varepsilon^K$  – від 0 до  $\infty$ .

Відомо, що більший вплив на величину  $g^K$  і  $\varepsilon^K$  надає зміна нижньої температури, чим верхньої:

$$\left| \frac{\partial g^K}{\partial T_B} \right| < \left| \frac{\partial g^K}{\partial T_C} \right| \quad \text{і} \quad \left| \frac{\partial \varepsilon^K}{\partial T_C} \right| < \left| \frac{\partial \varepsilon^K}{\partial T_H} \right| \quad (3)$$

Показником енергетичної ефективності ПТХМ, в якій здійснюються оборотні прямою і зворотний цикли Карно, є тепловий коефіцієнт  $\zeta^K$ , що обчислюється за формулою:

$$\zeta^K = \frac{Q_H}{Q_B} = g^K \cdot \varepsilon^K = \frac{T_B - T_C}{T_B} \cdot \frac{T_H}{T_C - T_H} \quad (4)$$

Коефіцієнт перетворення ідеальної ПТХМ передбачає оборотне протікання процесів і показує вищу межу трансформації. Його чисельне значення також визначається тільки температурами джерел і приймача тепла і не залежить від властивостей робочого тіла, що реалізовує цикл ПТХМ.

Значення  $\zeta^K$  знаходиться в межах від 0 до  $\infty$ .

Вплив зміни граничних температур  $T_B$ ,  $T_C$  і  $T_H$  на значення  $\zeta^K$  визначається наступною рівністю:

$$\frac{\partial \zeta^K}{\partial T_B} = \frac{T_H \cdot T_C^2 - T_H^2 \cdot T_C}{(T_C - T_H)^2 \cdot T_B^2} \quad (5)$$

$$\frac{\partial \zeta^K}{\partial T_C} = \frac{T_H^2 \cdot T_B - T_H \cdot T_B^2}{(T_C - T_H)^2 \cdot T_B^2} \quad (6)$$

$$\frac{\partial \zeta^K}{\partial T_H} = \frac{T_C \cdot T_B^2 - T_C^2 \cdot T_B}{(T_C - T_H)^2 \cdot T_B^2} \quad (7)$$

Аналіз показує, що:

$$\left| \frac{\partial \zeta^K}{\partial T_B} \right| < \left| \frac{\partial \zeta^K}{\partial T_H} \right| < \left| \frac{\partial \zeta^K}{\partial T_C} \right| \quad (8)$$

З виразу (8) виходить, що найбільший вплив на  $\zeta^K$  надає зміну температури приймача тепла  $T_C$ . Це пояснюється тим, що  $T_C$  робить одночасний вплив на ефективність як прямого, так і зворотного циклів ПТХМ.

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

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ**

*Жердецька Т.В., Дичинський В.І., студенти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

В умовах прискорення науково-технічного прогресу завдання підвищення енергоефективності систем кондиціонування 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. Ми вирішуємо триєдину проблему – оптимізацію (мінімізацію) енергоспоживання при жорсткому дотриманні нормативних вимог до комфортного середовища, неухильне дотримання технологічних вимог у виробничих процесах і мінімізацію шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища.

Нами розглянуті шляхи підвищення енергоефективності багатозональних систем кондиціонування повітря чистих приміщень, деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує енергоефективність і знижує споживання електроенергії в річному циклі використання систем кондиціонування на основі енергетичних балансів теплофізичних процесів.

Основними цільовими напрямками вдосконалення багатозональних систем кондиціонування останнім часом є такі:

- підвищення комфорту мікроклімату об'єкта чистих приміщень, 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 нестаціонарних 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-витяжної вентиляції;
- розробка віддаленого управління і комп'ютерної системи централізованого управління, узгодженого в необхідних випадках з пріоритетом індивідуального управління.

У даній роботі визначені шляхи підвищення ефективності багатозональних систем кондиціонування повітря чистих приміщень та за розробленою методикою 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, інверторний привід, рекуперація та обладнання (компресор, вентилятор, теплообмінники, фільтри.)

Розроблена методика може бути використана для спільного вибору агрегату прямої системи кондиціонування повітря для чистих приміщень, інверторного

кондиціонера і конструкції відповідних зовнішніх огорожень на ранній стадії проектування.

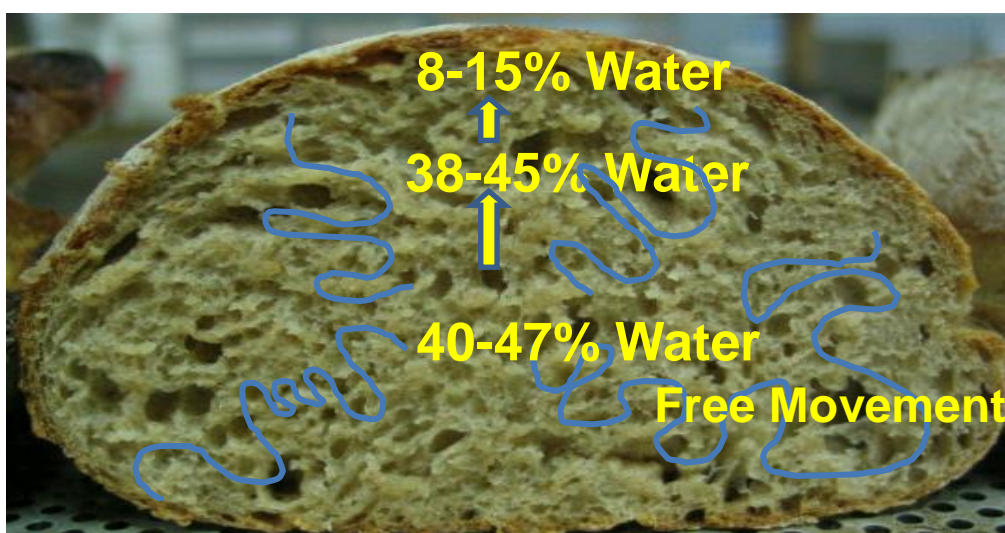
Результати математичного моделювання дозволяють визначити енергоефективне обладнання багатозональних систем кондиціонування повітря чистих приміщень при врахуванні чинників та параметрів оптимізації.

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

## ВИКОРИСТАННЯ ВАКУМНОГО ОХОЛОДЖУВАННЯ В ХЛІБОПЕКАРНІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

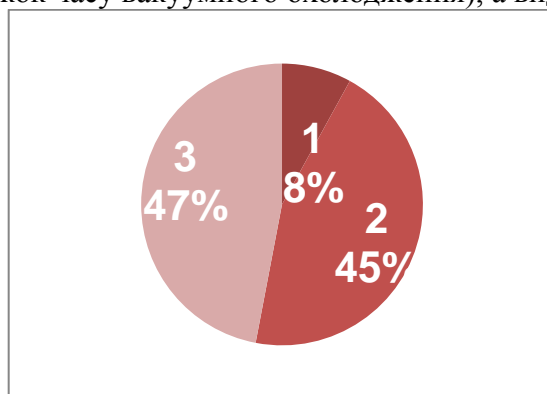
*Клюско В.А., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

В хлібопекарній промисловості використовують, як шокову заморозку так і вакуумне охолодження. Принцип вакуумного охолодження хліба представлений на рис.1.



*Рис. 1. Принцип вакуумного охолодження хліба*

В результаті вакуумного охолодження знижується вміст води в продукті, що дозволяє збільшити час зберігання хлібу, або другого виробу із тіста. При цьому хліб не «сушиться» (значно малий проміжок часу вакуумного охолодження), а видаляється зайва вода.



а) свіже тісто

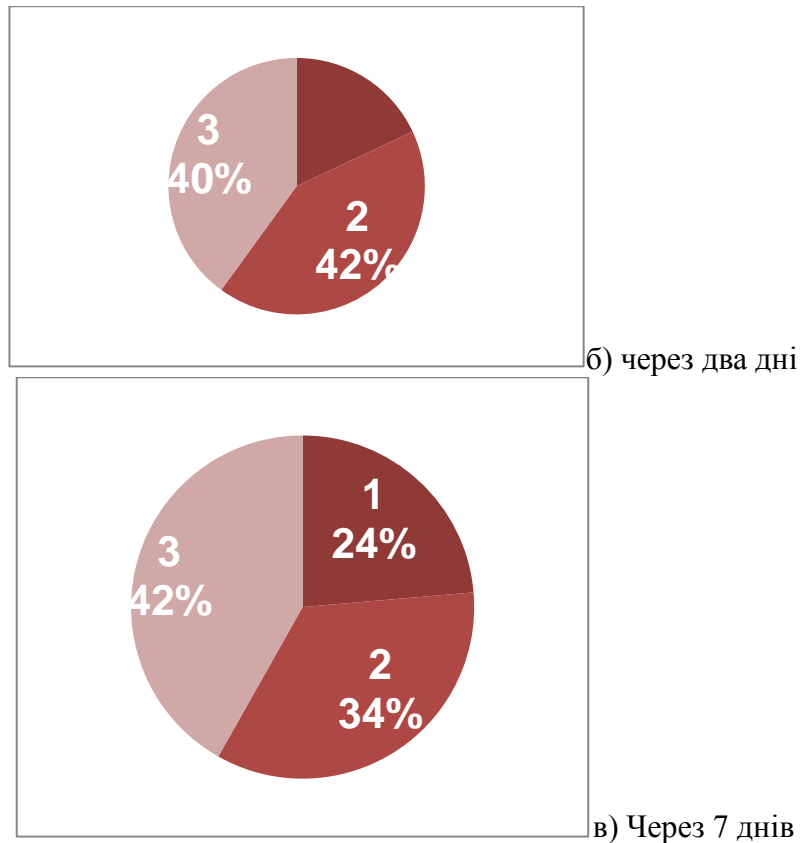


Рис. 2. Вміст води в продукті:  
1 – коринка; 2 – під коринкою; 3 – центр хліба

Вигоди від використання вакуумного охолодження:

1. Зниження часу випікання на 30%.
2. Спрощення складування та логістики завдяки збільшенню часу придатності до споживання хлібних виробів, та зменшення витрат на упаковку.

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

## ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ ПРИ РЕАЛІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОЩУВАННЯ ЕНТОМОКУЛЬТУР

*Колісник Д.Ю., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

На сьогодні інформація щодо обладнання для забезпечення мікроклімату ентомологічних приміщень дуже розрізнена. Втім ціна використання такого обладнання суттєва і має велике значення у оцінці реалізації адаптивних технологій з точки зору техніко-економічної оцінки. Наприклад установка мікроклімату для функціонування модуля (16 боксів) виробництва зернової молі, продуктивністю близько 6000 м<sup>3</sup>/ч вітчизняного виробника буде коштувати близько 50 000 грн. Вартість кліматичного обладнання має суттєве значення на техніко-економічну оцінку реалізації технологій вирощування ентомокультур.

Для забезпечення вирощування та життєдіяльності більшості ентомокультур необхідні певні значення температур і відносної вологості, що коливаються в наступних діапазонах:  $t = 24 \div 25^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi = 75 \div 85\%$ . Розповсюджене використання спліт систем для

забезпечення цих параметрів не є технічно правильним рішенням, тому що не дозволить отримати бажані значення відносно вологості повітря. Виникає необхідність у детальному розрахунку кліматичного обладнання. Визначення та аналіз теплонадходжень до виробничих лабораторій, розрахунок необхідної витрати повітря забезпечить можливість в подальшому обрати апарати (складові кліматичної установки) із необхідними характеристиками.

Суттєве значення має попередній розгляд необхідних процесів обробки зовнішнього повітря в *d-h* діаграмі. Визначені процеси, що забезпечують підготовку повітря перед його подачею в ентомологічну лабораторію, теплий період року, рис. 1:

- Н'-Н – підігрів повітря у повітрянагрівачеві I-го підігріву (ПНІ);
- Н'-К – адіабатне зволоження повітря в камері зрошування (КЗ);
- К-П – підігрів повітря у повітрянагрівачеві II-го підігріву (ПНІІ).

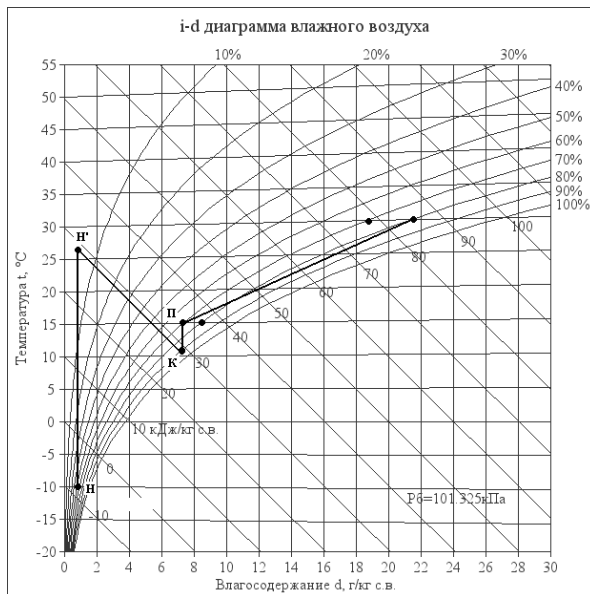


Рис. 1. Побудова в *d-h* діаграмі процесів обробки зовнішнього повітря для холодного періоду року

Підготовка повітря у теплий період року складається з наступних процесів, рис.2.

- Н'-К – політропне охолодження повітря в камері зрошування (КЗ) або у поверхневому повітроохолоджувачі (ПО);
- К-П – підігрів повітря у повітрянагрівачеві II-го підігріву (ПНІІ).

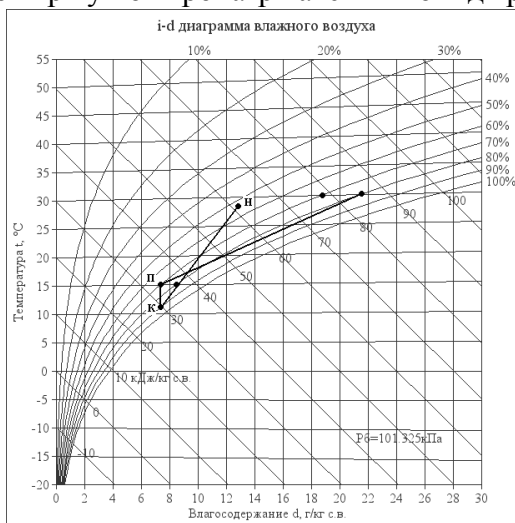


Рис. 2. Побудова в *d-h* діаграмі процесів обробки зовнішнього повітря для теплого періоду року

При реалізації технологій вирощування ентомокультур система забезпечення мікроклімату повинна собою представляти примусову систему кондиціонування повітря, постійне джерело теплопостачання та датчики для реєстрації зміни температури і вологості повітря.

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

## **ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ В ПРОЦЕСІ ХОЛОДИЛЬНОЇ ОБРОБКИ ТА ЗБЕРІГАННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ**

*Ткаченко М.О., Петров В.В., студенти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

Застосування штучного холоду вирішує питання збереження високих споживчих та органолептичних характеристик харчових продуктів. Холодильна обробка призводить до гальмування росту бактерій в продуктах харчування та завдяки цьому суттєво знижуються їх втрати та небезпека харчового отруєння. В Україні останні роки спостерігається збільшення врожайності сільськогосподарської продукції, особливо плодово-ягідних та овочевих культур. Однак, питання якісного холодильного зберігання сільськогосподарської продукції досить застається невирішеним. Це призводить до швидкого псування доволі суттєвої частки врожаю та врешті зниження рентабельності фермерських підприємств. Втрати харчових продуктів внаслідок технологічно неналежного зберігання досягають 20-30% зібраного врожаю.

Для ефективного зберігання плодоовочевої продукції та зменшення втрат важливим є виконання певних правил збирання врожаю та післязбиральної обробки. Для створення оптимальних умов зберігання продуктів харчування необхідно мати вичерпну інформацію відносно теплофізичних властивостей продуктів та особливостей їх довгострокового зберігання. При цьому, наприклад, партії плодів та овочів слід розглядати не як однорідну масу, а як таку, що складається із плодів здорових, травмованих, уражених хворобами, крупніших та дрібніших, більших або менших фізіологічно розвинених.

Основні складові холодильної обробки: температура, відносна вологість повітря, швидкість зниження температури продукту та газовий склад повітря. Оцінка витрат енергії на охолодження або заморожування продуктів з метою визначення оптимального температурного діапазону холодильної обробки представляє собою доволі складну справу, яка залежить від багатьох факторів. Головними з них виступають вид продукту, спосіб холодильної обробки, холодильний агент, проміжний холодоносій та тип холодильної машини.

Для зберігання плодоовочевої продукції існує кілька методів, а саме:

1. використання холодильних машин та установок;
2. вентиляція холодильних сховищ з використанням природнього холоду, системи «free cooling»;
3. адіабатичне охолодження, коли мокрі поверхні продувають сухим теплим повітрям;
4. комбінація декількох методів.

Використання холодильних установок дозволяє найбільш гнучко контролювати температури зберігання продуктів харчування. Однак, використання цього методу є доволі дорогим та енергоємним. На практиці для кліматичних умов України в останні роки доволі часто для фруктоовочесховищ використовують холодильні установки в комбінації з системою «free cooling» або вентиляцію зовнішнім повітрям.

При проектуванні енергетично оптимальних холодильних установок терміналів для

зберігання харчових продуктів необхідно дотримуватися наступних рекомендацій:

1. не слід економити на компресорному та теплообмінному обладнанні, так як це може суттєво знизити надійність системи холодопостачання та підвищити експлуатаційні витрати;

2. схему зберігання продукту (насіпом або в контейнерах) необхідно обирати з урахуванням нормативних строків його зберігання, вантажообігу холодильника та інш. умов;

3. обов'язково слід враховувати технологічні особливості зберігання продуктів харчування (наприклад, температуру та відносну вологість повітря в камері);

4. у разі необхідності обладнати холодильні камери додатковими технічними системами (наприклад, осушення повітря, генерації газових середовищ).

Обладнання холодильних складів має створювати середовище з температурою та відотною вологістю повітря якомога ближчими до ідеальних. У разі порушення технологічних умов зберігання строк зберігання продукції буде суттєво скорочуватися.

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



## **ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВІТРЯНИХ КОНДЕНСАТОРІВ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК**

*Ващенко Д.С. студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

Оптимізація параметрів роботи повітряних конденсаторів холодильних установок тісно пов'язана з дослідженням впливу на енергоефективність апарату наступних параметрів: швидкості теплоносія (повітря), конфігурації поверхні теплообміну, типу оребрення, матеріалу з якого виготовлено оребрення та теплообмінні труби, параметрів зовнішнього середовища, режиму роботи вентиляторів, питомі витрати охолоджуючого середовища та інш.

Повітряні конденсатори торгівельного холодильного обладнання при зміні холодовидатності в межах 10-15 кВт змінюють свої габаритні розміри приблизно у тій же мірі, як і компресор. При збільшенні холодовидатності розміри конденсатора збільшуються значно швидше, аніж компресорів. Це призводить до необхідності передбачення окремого конденсаторного відділення, яке улаштовується, наприклад, на даху торгівельних приміщень. Повітряні конденсатори є доволі металоємними апаратами та займають багато місця, тому подальше поліпшення характеристик апаратів з повітряним охолодженням є пріоритетною задачею.

Холодильні установки малої потужності з повітряними конденсаторами поширені в малому торгівельному обладнанні, побутових холодильних апаратах і кондиціонерах. Тепловіддача в них здійснюється дуже ефективно внаслідок примусової подачі великої кількості повітря за допомогою осьового або відцентрового вентилятора через конденсатор холодильного агрегату, за винятком дуже малих побутових апаратів, які охолоджуються при природній циркуляції повітря. Конденсатори повітряного охолодження для малих холодильних установок легко монтуються, недорогі в обслуговуванні, надійно працюють при низькій зовнішній температурі повітря. Однак для їх роботи необхідно досить велика кількість повітря, при цьому робота вентилятора створює шумовий ефект. У зонах з дуже жарким кліматом тиск конденсації може піднятися вище нормального через відносно високі температури навколишнього середовища. У випадку, коли є необхідна площа поверхні теплообміну, конденсатори з повітряним охолодженням нормально експлуатуються у всіх кліматичних зонах.

Використання конденсаторів з повітряним охолодженням в холодильних установках залежить від таких особливостей їх проектування та експлуатації:

- можливості нестійкої подачі холодоагенту в охолоджувальний пристрій при зниженні тиску конденсації;
- збільшення необхідної площі теплообміну конденсатору при високій температурі конденсації (в літній час);
- зміни теплового навантаження на охолоджувальний пристрій в процесі експлуатації (підтоплення частини поверхні теплообміну конденсатору);
- зменшення інтенсивності відтавання охолоджувальних пристроїв при зниженні тиску конденсації (через зменшення температури пара на нагнітанні компресора).

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°C і мати значний вплив як на характер процесу конденсації, так і на ефективність роботи всієї холодильної установки.

Швидкість руху холодоагенту - один з параметрів, які визначають ефективність теплообміну при конденсації; його вплив може мати особливе значення при високому нагріванні холодоагенту. Одночасно вплив вхідних параметрів пари у взаємозв'язку з зовнішнім тепловим потоком визначає інтенсивність теплообміну при охолодженні і конденсації холодоагенту, формує умови початку конденсації і розподілу фаз холодильного агента по рядах апарату.

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

---

## **МОДЕЛЮВАННЯ, РОЗПОДІЛ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ ЛАБОРАТОРІЇ «КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ» В ПРОГРАММНОМУ КОМПЛЕКСІ SOLIDWORKS FLOWSIMULATION**

*Циганов Є.О., студент факультета КІПтаК ОНАХТ  
Сазанський А.Р., студент факультета НТтаІМ ОНАХТ*

Системи кондиціонування є невід'ємною частиною інфраструктури сучасних міст. Системи кондиціонування передбачають великий комплекс процесів обробки повітря, за допомогою яких можуть бути задоволені найвищі і різноманітні вимоги до параметрів повітряного середовища закритих приміщень.

Нами розглянуті особливості системи кондиціонування лабораторії «Кондиціонування повітря» з погодинним визначенням холодопродуктивності, необхідної для забезпечення комфортної температури в приміщенні, яка працює в нестационарному режимі теплоприпливів та тепловиділень. Приміщення відчують істотний вплив коливань зовнішніх умов на мікроклімат повітряного середовища. Умови комфорту повітряного середовища, що формуються температурної обстановкою, характеризуються як температурою внутрішнього повітря, так і його радіаційною температурою, що є результатом впливу температур всіх огорожувальних поверхонь приміщення.

Теплові навантаження приміщення, як відомо, визначаються: теплом, що надходить через зовнішні огороження ( $Q_{огр}$ ) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ( $t_{в}$ ) і зовнішнім ( $t_{н}$ ); теплом, що надходить через внутрішні огороження ( $Q_{в-огр}$ ) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ( $t_{в}$ ) і за перегородкою ( $t_{к}$ ); теплом, що надходить внаслідок впливу сонячної радіації ( $Q_{рад}$ ), враховуючі особливості конструкції огороження  $t_i$ . Проведеними дослідженнями

встановлено, що для приміщень, обладнаних системами кондиціонування повітря (СКП), теплоприпливи  $Q_{огр}$  становлять 30-40 сумарних теплонадлишків в приміщеннях ( $Q_{надл}$ ). Значна частина тепла, що надходить через зовнішні поверхні огороження і скління, багато в чому визначається сонячною радіацією. Результати статистичного аналізу проектних матеріалів показують, що при постійній тепловій навантаженні зовнішнього повітря коливання теплового навантаження в приміщеннях за рахунок сонячної радіації можуть становити до 50% [4].

ОНАХТ факультету НТтаІМ, та розраховані тепло припливи від огорожень, людей, обладнання, освітлення.

Для проектування і попереднього виявлення можливих проблем роботи системи кондиціонування ми пропонуємо побудову об'ємної моделі з подальшою симуляцією і аналізом. Існують різні методи моделювання процесів. Найбільш популярним є комп'ютерне моделювання за допомогою систем автоматизованого проектування. До таких систем відносяться AutoCAD Autodesk, КОМПАС-3D АСКОН, SolidWorks та ін.

Проектування і симуляція руху повітря на основі мультизональної системи кондиціонування є метою дипломної роботи. В якості інструментального засобу обрана платформа автоматизованого проектування SolidWorks, для аналізу руху повітряних мас був використаний додатковий модуль інженерного аналізу SolidWorks – Flow Simulation. Flow Simulation дозволяє моделювати течії газів, управляти розрахунковою сіткою, виконувати комплексний тепловий розрахунок, а також розрахунок обертових об'єктів, створювати газодинамічні та теплові моделі технічних пристроїв та ін. (див. рис.1).

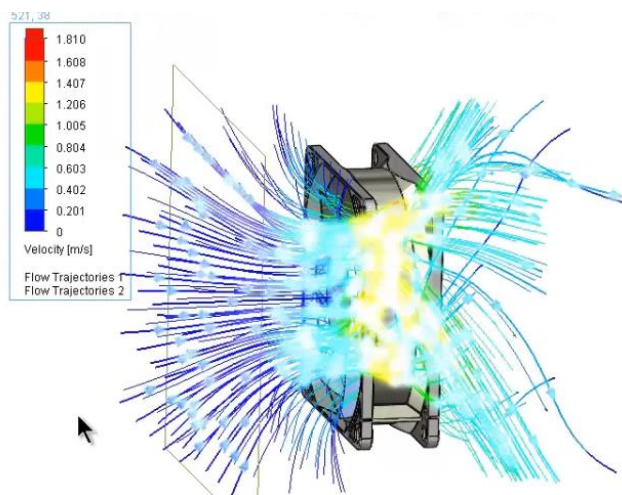


Рис. 1. Зображення повітряного потоку в Flow Simulation

Для лабораторії був виконаний розрахунок з урахуванням запізнювання методом Шкловера, який враховує радіацію від огороження та обладнання.

Імітація руху повітряних мас проводиться з метою отримання наступних показників: напрямки повітряного потоку і вектори його руху; зони з підвищеним тиском; "Мертві зони"; швидкість повітряного потоку. На підставі цих показників фахівці винесуть обґрунтовані рекомендації щодо поліпшення мікроклімату приміщення, оптимізації руху повітряних мас, розміщення і потужності вентиляційного обладнання та ін. Провести розрахунок в FlowSimulation швидше, ніж виготовити прототип або модель, оснастити датчиками, провести цикл випробувань і отримати дані, придатні для подальшої роботи.

#### Література

1. А.А. Алямовский. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике/А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А. И. Харитонович. – СПб.: БХВ-Петербург. 2008. – 1040 с.: ил.
2. А. А. Алямовский. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. –

СПб.: БХВ - Петербург. 2012. – 448.

3. Перепека В.И. Жихарева Расчеты систем кондиционирования и вентиляции.– Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.

4. Flow Simulation 2009 Tutorial. [Електронний ресурс]. – Режим доступа [https://learn.ztu.edu.ua/pluginfile.php/29485/mod\\_resource/content/1/solidworks\\_flow\\_simulation\\_2009\\_tutorial.pdf](https://learn.ztu.edu.ua/pluginfile.php/29485/mod_resource/content/1/solidworks_flow_simulation_2009_tutorial.pdf)

5. Жихарева Н.В. Особливості розрахунку теплоприпливів в приміщенні при кондиціюванні // Холодильна техніка і технологія – 2015 Том.51 . – № 6– С. 17–20

*Науковий керівники: Жихарева Н.В., к.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ  
Жуковецкая С.Л., старший викладач кафедри комп'ютерної інженерії ОНАХТ*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИКЛІЧНОСТІ РОБОТИ ВОДЯНОГО НАСОСУ ТА ЧАСУ ДОЗУВАННЯ ВОДОЮ ЗРОШУВАНОЇ НАСАДКИ ПРИ ТЕРМОВОЛОГІСНІЙ ОБРОБЦІ ПОВІТРЯ В СКП**

*Майстрок Д.І., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

При використанні дозованого (дискретного) зрошування регулярних насадок (РН) водою в зволожувачах повітря із регулярними насадками можливий варіант установки водяного баку, з якого самовитіканням вода з періодичністю подається на зрошування РН через відкриття водяного клапану, що працює у двохпозиційному режимі. Необхідність у роботі водяного насоса виникає тільки у випадку заповнення самого баку. Але найчастіше використовують роботу насоса безпосередньо для зрошування РН. Забезпечення вимог мінімізації затрат на електроенергію та водних ресурсів обумовлює дослідження циклічності роботи водяного насоса.

Циклічність роботи водяного насоса можна представити у вигляді:  $\tau_n = \tau_1 + \tau_2$  де  $\tau_1$  – час «змочування» поверхні насадки із одночасним випаровуванням води;  $\tau_2$  – час випаровування води з поверхні насадки.

Маса води, необхідна для «змочування» насадки, визначається:

$$m_{ж} = \delta \cdot F_n \cdot \rho_{ж} \quad (1)$$

де  $\delta$  – товщина умовно утриманого шару води, визначається експериментальним шляхом, м;  $F_n$  – площа поверхні насадки, м<sup>2</sup>;  $\rho_{ж}$  – щільність води при  $t_{ж}$ , кг/м<sup>3</sup>.

Час зрошування насадки визначається наступною залежністю:

$$\tau_{вкл} = \frac{m_{ж}}{G_{ж}} \quad (2)$$

де  $m_{ж}$  – маса води, що необхідна для змочування всієї поверхні насадки, кг.

Час до наступного зрошування визначається:

$$\tau_0 = \frac{m_{ж}}{G_i} \quad (3)$$

Було проведено дослідження часового циклу зрошування насадки. На рис.1 представлено графік часу випаровування води з поверхні насадки  $\tau$  в залежності від швидкості повітря  $w$  в «живому» перетині РН. Початковий час експозиції зрошування насадки склало 5 хв. Цей час гарантує повне зрошування всієї поверхні.

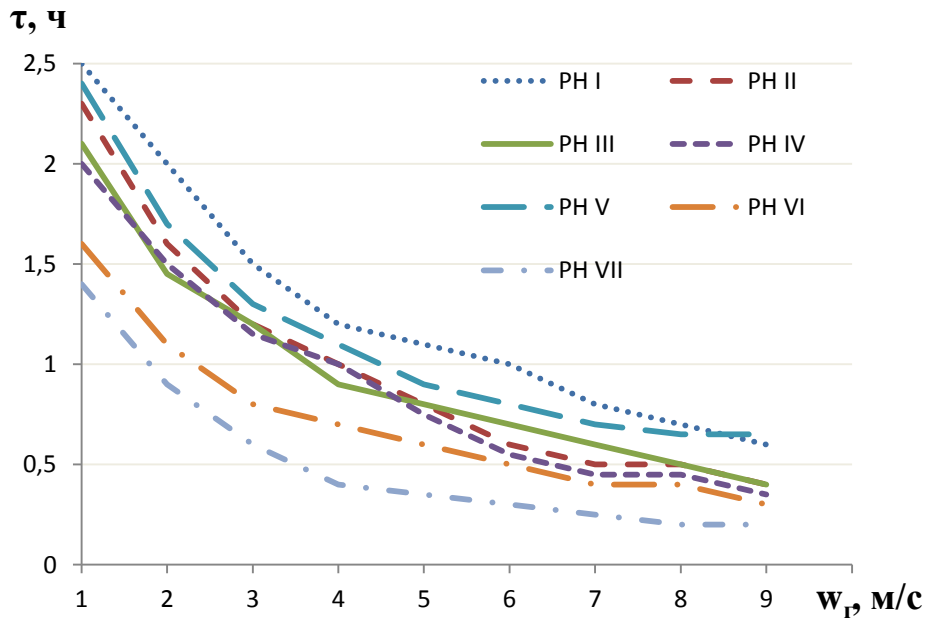


Рис.1. Залежність часу випаровування води  $\tau$  з поверхні насадки від швидкості потоку повітря в «живому» перетині насадки  $w_p$

Встановлено час повного випаровування вологи для дослідженого діапазону швидкостей повітряного потоку, який визначає параметри часового циклу зрошення  $\tau_{вкл} / \tau_{вискл}$  для зволожувачів із дозованим зрошенням РН: зволожувачі у дискретному режимі впродовж одного часу повинні працювати за часом подачі води  $\tau_{вкл} = 6 \div 7$  хв. із подальшим періодом випаровування вологи без зрошення РН  $\tau_{вискл}$ , при співвідношенні  $\tau_{вкл} / \tau_{вискл} = 1/8$ .

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

## АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК РЕБРИСТО-ТРУБЧАСТИХ ПОВЕРХОНЬ ТЕПЛОБМІНУ АПАРАТІВ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Янакієв В.І., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Оребрені поверхні теплообміну широко застосовуються в теплообмінних апаратах холодильних та теплоенергетичних установок. Зважаючи на постійне зростання потреби людства в підвищення рівня комфорту, стабільного розвитку харчової промисловості та ефективного зберігання продуктів харчування, тема дослідження вельми актуальна. Поверхні теплообміну з оребренням застосовують при необхідності вирівнювати термічні опори. Наприклад, з одного боку теплоносій має високий коефіцієнт тепловіддачі, з іншого боку - теплоносій з тепловіддачею значно нижчою. Відповідно, з боку теплоносія з низькою тепловіддачею існує великий термічний опір, який необхідно знизити. Один з методів зниження термічного опору - збільшення площі поверхні теплообміну з боку теплоносія з малою інтенсивністю тепловіддачі. Застосування розвиненої ребристої

поверхні теплообміну інтенсифікує процес тепловіддачі з цього боку, що призводить до зростання коефіцієнту теплопередачі і до загальної інтенсифікації процесу теплообміну. Однак, оребрення поверхні теплообміну застосовується не тільки для вирівнювання термічних опорів, але й для інтенсифікації процесів теплообміну. При цьому в залежності від умов експлуатації та технологічної необхідності можуть бути поставлені різні вимоги: в окремих випадках потрібна максимальна теплопередача, в інших - мінімальна маса або мінімальні габаритні характеристики теплообмінника. Правильне вирішення питання інтенсифікації процесу теплопередачі може бути отримано на основі точної аналізу конкретних умов теплопередачі.

Коефіцієнт теплопередачі теплообмінника  $K$  є важливою теплотехнічною характеристикою апарату. Його величина залежить від коефіцієнтів тепловіддачі середовищ та від термічного опору стінки через яку відбувається теплообмін та забруднень. При рівних умовах числове значення коефіцієнту теплопередачі залежить від того, до якої поверхні його відносять.

Важливою характеристикою апарату, яка впливає на його продуктивність та на величину коефіцієнту теплопередачі  $K$ , є коефіцієнт оребрення  $\beta$ . Використання теплообмінних поверхонь з високим коефіцієнтом оребрення дозволяє зменшити витрату суцільнотягнутих сталевих труб та агентоємність апаратів за рахунок збільшення поверхні ребер. При цьому на частку ребер, виготовлених з кольорових металів, доводиться до 95% всієї поверхні. У зв'язку з цим особливої актуальності набуває проблема вибору геометричних розмірів ребристої поверхні.

Відомо, що величина коефіцієнта оребрення теплообмінної поверхні визначається умовами рівності термічних опорів на сторонах середовищ, які обмінюються теплом. В цьому випадку коефіцієнти тепловіддачі всередині труб різні для процесів фазового переходу і руху однофазних середовищ. Залежно від призначення апаратів і відповідних процесів, що здійснюються в них, виконано аналіз впливу внутрішніх та зовнішніх умов теплообміну на вибір геометрії оребрення.

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



УДК 697.91.94.97

## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРОХОДЯТЬ В ПРИМІЩЕННЯХ ПРИ КОМФОРТНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯМ ПОВІТРЯ**

*Костюк О.В., Радіонов О.В. магістранти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

Для підтримки тепло та вологості параметрів повітря в приміщенні з оптимальним споживанням електроенергії необхідно враховувати багато зміни параметрів. На ці зміни впливають параметри навколишнього середовища, і всілякі впливу внутрішніх систем.

Розроблені методики розрахунків повністю не дозволяють враховувати миттєві зміни систем і доводиться розраховувати і підбирати кондиціонери за максимальними параметрами. Це при експлуатації призводить до завищених витрат електроенергії.

Розроблено математичну модель стану повітря в системі дозволяє передбачати тепло та вологості зміни в приміщенні враховуючи за своєчасно.

Грамотно оцінити впливу зміни параметрів в протягом часу

В основу математичної моделі лежать дослідження різних авторів при промисловому використанні систем кондиціонування

Розроблено коефіцієнти використання систем кондиціонування, що дозволяють

оцінити зміну параметрів тепло та вологості параметрів повітря. І в залежності від зміни параметрів оцінити їх взаємовпливу на систему.

Оптимізувати впливу різних параметрів на протязі часу.

#### **Висновки**

1. Розробка такої математичної моделі дозволяє провести реальний розрахунок кондиціонера (будь-якої системи) з урахуванням зовнішніх параметрів і їх зміни в процесі експлуатації. Цей захід дозволить знизити матеріальні витрати на придбання кондиціонера на 12-17% та експлуатаційні витрати при його роботі на 15-18%

2. Застосування цієї математичної моделі дозволяє спроектувати систему автоматичного управління кондиціонером.

#### **Інформаційні джерела:**

1. Перепека В.И. Жихарева Расчеты систем кондиционирования и вентиляции.– Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.

2. Степанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Санкт-Петербург: Издательство «АВОК Северо Запад», 2005. – 399 с.

3. Жихарева Н.В. Хмельнюк М.Г. Перепека В.И. Энергозбереження при експлуатації припливних систем вентиляції та кондиціонування повітря// Холодильна техніка і технологія 2016. – № 2 (151) – С.15–21.

*Наукові керівники: Когут В.Е., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАПТ,*

*Жихарева Н.В., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАПТ*

---

## **МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ РАДІУСУ ДІЇ ПОЖЕЖІ ТИПУ "ПОЖЕЖА-СПАЛАХ" НА АМІАЧНІЙ ХОЛОДИЛЬНІЙ УСТАНОВЦІ**

*Сливинська М.В., Сусяк Т.І., Вовненко В.С., ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса,  
Желіба Т.О., ОНПУ, м. Одеса*

Зараз аміак є холодильним агентом, який широко використовується у великому промисловому холоді. За низької вартості він має дуже хороші теплофізичні характеристики, що дозволяють знижувати сумарні експлуатаційні витрати під час експлуатації холодильного обладнання до мінімуму. Але, на жаль, використання аміаку в якості холодильного агента у разі виникнення події техногенного характеру може призвести до аварійної ситуації або аварії на об'єкті.

Один з сценаріїв формування наслідків аварії на аміачній холодильній установці виглядає так:

– надходження в навколишній простір рідкої фази аміаку, її розтікання в межах приміщення компресорного цеху, камер холодильної обробки, за їх межами;

– випар аміаку, утворення й поширення повітряно-аміачної хмари;

– займання повітряно-аміачної хмари з наступним згорянням у режимі пожежі – спалаху (вогненна куля);

– тепловий вплив "вогненної кулі" на технологічне устаткування, приміщення компресорного цеху, будівлі й спорудження інших дільниць підприємства, сусідніх об'єктів та житлової зони (особливо необхідно виділити тут вплив теплового випромінювання на людей);

– подальше розширення масштабів пожежі.

Метою цієї роботи був аналіз наслідків від пожежі типу «пожежа-спалах», який було проведено для АХУ Одеського портового холодильника. Для проведення розрахунків було

прийнято, що повітряно-аміачна хмара може утворитися в приміщеннях компресорного цеху, камерах холодильної обробки за рахунок випаровування в атмосферу повітря розлитого аміаку до досягнення мінімальної концентрації можливого займання (15% об.). Після займання може реалізуватися "пожежа-спалах".

З відомих термодинамічних властивостей аміаку вважаємо, що максимальна інтенсивність надходження пари аміаку в навколишнє повітря відбувається протягом перших 5÷10 хвилин із моменту розгерметизації холодильної установки, наступного розливу аміаку з утворенням "дзеркала випаровування". При цьому вважали (погіршення реальної ситуації), що з технологічного блоку холодильної системи витікає практично увесь аміак. У такому випадку інтенсивне випаровування розливої рідини аміаку відбувається у результаті тепловіддачі від більш теплої поверхні підлоги компресорного цеху, його приямків, а також теплоприпливів від повітря до поверхні розливу. Рідкий аміак через випаровування швидко охолоджується (захолюється), при цьому інтенсивність (швидкість) випаровування різко знижується. У зв'язку з цим час  $\tau_k$  контакту й випаровування рідкого аміаку приймався рівним 10 хвилинам = 600 сек. Маса аміаку, що перейшов у парову фазу, буде дорівнювати сумі  $(m_1+m_2)$  мас, де маса  $m_1$  – отримана за рахунок теплоти від поверхні підлоги (знизу),  $m_2$ , – отримана за рахунок теплоти від атмосферного повітря (зверху).

Як і слід було очікувати за інтенсивністю тепловіддачі розрахункове значення  $m_2$  є занадто малою величиною в порівнянні з  $m_1$ , тобто маса аміаку, що може випаритись, становить  $m \approx m_1$ .

Закономірності змішування пари аміаку й повітря приміщення компресорного цеху по суті не відомі, тому оцінку ефективного горизонтального розміру зони хмари, що характеризується нижньою концентраційною границею займання, проводили по нормативній емпіричній формулі

$$R_{\text{нкпр}} = 14,5632 \left( \frac{m}{\rho \cdot C_{\text{нкпр}}} \right)^{1/3}, \quad (1)$$

де:  $R_{\text{нкпр}}$  – радіус зони, що характеризується значенням концентрації аміаку, вищої або рівної нижній концентраційній границі;

$C_{\text{нкпр}}=15$  % об.займання суміші, м;

$m$  – маса аміаку, що випарився в атмосферу компресорного цеху, кг;

$\rho$  – густина газоподібного аміаку при нормальному тиску (1 атм.) і розрахунковій температурі, що приймають рівною максимальному значенню у відповідній кліматичній зоні (для м. Одеси – 38°C), кг/м<sup>3</sup>.

Із цього значення можна розраховувати радіус  $R_{\text{п}}$ (у метрах) зони теплової дії "пожежі-спалаху", тобто високотемпературних продуктів згоряння, по формулі

$$R_{\text{п}} = R_{\text{нкпр}} \cdot (E - 1)^{1/3}, \quad (2)$$

де  $E$  – коефіцієнт розширення продуктів згоряння й може бути прийнятий рівним 7.

Для проведення аналізу імовірнісних аспектів "пожежі-спалаху" у плані теплової дії на людей, можливої загибелі проводився розрахунок імовірності збитку в рамках закону нормального розподілу ймовірностей (через так звану "пробіт-функцію" –  $Pr$ ). Ці величини пов'язані співвідношенням

$$P(Y/A) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{Pr} e^{-\frac{(x-5)^2}{2}} \cdot dx. \quad (3)$$

де  $Y/A$  – подія, що полягає у виникненні збитку при реалізації умови виникнення аварії  $A$  (у точці зони дії факторів небезпеки).

Проведені розрахунки дають, що для ймовірності ураження людини, рівної 0,10, відповідна "пробіт-функція"  $Pr=3,72$ , а для  $H(Y/A)=50$  значення  $Pr=5,00$ .

Таким чином, імовірність смертельної поразки тепловим випромінюванням "пожежі-спалаху", рівна 0,50, може реалізуватися на відстані 55,2 м від компресорного цеху.

На відстані  $R=62,2\text{ м}=1,433 R_0$  величина дози прагне до нуля, а ймовірність смертельного впливу дорівнює нулю.

Таким чином, отримані розрахунки показують, що у разі аварійної ситуації небезпека ураження персоналу підприємства, який працює у компресорному цеху, дуже велика. Основним фактором зменшення радіусу зони ураження від можливих наслідків у режимі пожежі-спалаху (вогненна куля) є зменшення площі контакту рідкого аміаку з полом завдяки улаштування обвалувань навколо технологічних блоків з рідким аміаком, наявність робочих систем вентиляції передбачених вимогами НТД.

*Науковий керівник: Желіба Ю.О., к.т.н., доц. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАПТ*

---

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ МАЛОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ НА ЧИСТИХ НАТУРАЛЬНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ**

*Коваль І.І., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

Аналізуючи найбільш відомі, розроблені в різний час в нашій країні і за кордоном, холодоагенти–замінювачі R12, R22, R502 та інші, можна переконатися, що у кожного з них є уразливі місця з точки зору виконання перерахованих вимог. Через це в перспективі усі вони можуть опинитися об'єктами різного роду екологічного регулювання, яке в кінцевому підсумку зведеться до заборони їх виробництва і споживання.

Крім того, для усвідомленого застосування альтернативних речовин в виробництві нової техніки і сервісі парку холодильного обладнання, що експлуатується, необхідно мати досить великий об'єм інформації про термодинамічні властивості цих речовин, їх взаємодії з іншими матеріалами і речовинами в холодильній машині, а також дані про санітарно–гігієнічні властивості і т.д. Ці відомості не завжди є для пропонованих на ринку речовин, у тому числі і вітчизняних.

Важливими чинниками успішного впровадження нових холодоагентів є також наявність вітчизняного виробництва як самих речовин, так і компресорів, призначених для роботи на них, і можливість експорту холодильної техніки, що працює на таких речовинах.

Вимоги, що пред'являються до холодоагентів, підрозділяються на наступні групи:

- екологічні – озонобезпечність (ODP), низький потенціал глобального потепління (GWP), негорючість і нетоксичність;

- термодинамічні – велика об'ємна холодопродуктивність; низька температура кипіння при атмосферному тиску; невисокий тиск конденсації; хороша теплопровідність; мала щільність і в'язкість холодоагенту, що забезпечують скорочення гідравлічних втрат на тертя і місцеві опори при його транспортуванні; максимальна наближеність до замінюваних холодоагентів (для альтернативних озонобезпечних холодоагентів) по тисках, температурах, питомою об'ємною холодопродуктивністю і холодильному коефіцієнту;

- експлуатаційні – термохімічна стабільність, хімічна сумісність з матеріалами і холодильними мастилами, достатня взаємна розчинність з мастилом для забезпечення

його циркуляції, технологічність застосування; негорючість і пожежобезпечність; здатність розчиняти воду, незначна плинність; наявність запаху, колір і т. д.;

- економічні – наявність товарного виробництва, доступні (низькі) ціни.

Холодоагенти, що відповідають перерахованим вимогам, знайти практично неможливо, тому у кожному окремому випадку вибирають холодоагент з урахуванням конкретних умов роботи холодильної машини, і перевагу слід віддавати таким, які задовольняють принципівим і визначальним вимогам.

Альтернативними речовинами можуть бути чисті (прості) речовини і суміші. Перевага віддається передусім чистим речовинам.

*Науковий керівник: Піцанська Н.О., к.т.н., доц., кафедра холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ*



## ОЦІНКА ПОТЕНЦІЙНИХ ЗАПАСІВ ЕНЕРГІЇ НА ЗЕМЛІ

*Корнован Д.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

Збільшення масштабів виробництва і споживання енергії пов'язане зі зростанням темпів видобутку нафти, газу, вугілля, урану, запаси яких обмежені. Як наслідок цього виникає протиріччя між виробництвом енергії і обмеженими можливостями природного середовища.

Згідно з літературними даними, потенційні запаси енергії на Землі можна класифікувати таким чином:

Таблиця. Класифікація енергетичних ресурсів

Джерела енергії	Кількість енергії, 10 <sup>12</sup> кВт · год
Не поновлювані	
Енергія паливних копалин	55364
Атомна енергія	
а) Атомно-ядерне паливо	547000
б) Тепло Землі	113,6
Поновлювані (у рік)	
а) Енергія Сонця	667800
б) Теплова енергія морів і океанів	70134
в) Енергія приливів і відливів	70000
г) Енергія вітру	17360
д) Гідроенергія	18

З таблиці видно, що щорічне надходження сонячної енергії на поверхню Землі приблизно в 10 разів перевищує усі запаси енергії паливних копалин і порівняно із запасами ядерної енергії.

З часом запаси не поновлюваної енергії скорочуватимуться, що неминуче приведе до збільшення питомої ваги поновлюваних джерел енергії в загальному енергетичному балансі нашої планети. Необхідність переходу людства на нові види енергії, не пов'язані з горючими копалинами, обумовлена також проблемою охорони довкілля від забруднення.

Використання екологічно чистих поновлюваних джерел енергії, в першу чергу

сонячної, «ресурси» якої невичерпні в близькому майбутньому, є прогресивним напрямом енергетики.

Великі роботи із створення систем, що використовують сонячну енергію, ведуться в США, Японії, Франції, Італії, Австралії, Ізраїлі, Індії та інших країнах. Нині 63 держави мають програми по науково-дослідних, дослідних і конструкторських роботах в області використання сонячної енергії.

Побутове споживання енергії в США складає 22,2% від загального енергоспоживання і щорічно збільшується на 3,2%. У цій країні тільки в 1981 році було побудовано більше 100 тис. систем сонячного гарячого водопостачання і опалювання будинків, в 1982 році більше 300 тис. будівель і споруд було оснащено геліоустановками. У США річне споживання геліоприймачів в 1980 році досягло 1,8 млн. м<sup>2</sup>, з них близько 1 % було призначене для використання в системах сонячного холодопостачання.

В Японії в 1978 році було продано 380 тис. геліонагрівачів, в 1980 - 750 тис., а в 1985 році планувалося випустити їх у кількості 1,5 млн. штук. Випуском геліотехнічних пристроїв займаються близько 100 фірм, і до 1990 року ними було оснащено 7 млн. будинків.

В Італії в 1980 році виробництво сонячних колекторів на державних підприємствах склало 120 тис. м<sup>2</sup>. При існуючому темпі зростання очікується щорічне збільшення їх виробництва на 200 тис. м<sup>2</sup>.

У Новій Зеландії виготовленням геліоприймачів займається більше 20 фірм, і до 1995 року намічалось довести долю сонячної енергії в загальному енергобалансі країни до 4,7 - 7,8%.

Найбільш сприятливі умови існують для застосування сонячної енергії в цілях кондиціювання повітря, тому що графіки приходу сонячної радіації і потреби в кондиціюванні практично співпадають.

Крім того, кондиціювання є однією з найбільш енергоємних областей, особливо в країнах з жарким кліматом. Так, наприклад, в Австралії витрата електроенергії на потреби кондиціювання повітря складає 30 % від загального об'єму споживання енергії, тоді як для потреб гарячого водопостачання ця величина складає 7,7 %.

Перспективність використання сонячної енергії, особливо для цілей літнього кондиціювання, недостатня вивченість сонячних генераторів холоду визначило мету роботи - вибір, теоретичне і експериментальне дослідження ефективної і надійної сонячної холодильної машини, розробка найбільш економічної конструкції, методики розрахунку для різних умов експлуатації, визначення раціональних сфер її застосування.

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



## **ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА СУМІШАХ НАТУРАЛЬНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИН**

*Харченко М.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

У другій половині ХХ століття людина зіткнулася з гострою екологічною проблемою – виснаженням озонового стратосферного шару, що стало першим в історії людства глобальним випадком впливу на довкілля антропогенних чинників. Коли ця проблема була усвідомлена, це привело до істотного переосмислення заходів, пов'язаних з боротьбою проти забруднення довкілля. В результаті цього було розроблено і впроваджено міжнародне законодавство, втілене у вигляді підписаного в 1987 р. Монреальського

протоколу і ставляче перед собою мету виключити з практичного застосування ряд холодильних агентів, що широко використовуються, які відносяться до класу хлорфторвуглеців (CFC), що спричиняють значний вплив на руйнування озонового шару Землі. З метою заміщення в холодильній і компресорній техніці вказаних речовин пропонувалося зробити основний акцент на розробку і застосування альтернативних холодильних агентів. Але в той же час, проблема виявилася куди більше серйозніша, ніж вона передбачалася спочатку, зважаючи на виникнення обмежень по викидах в довкілля речовин, які підвищують парниковий ефект атмосфери.

У міру подолання проблеми озонової кризи кінця минулого століття на даний момент саме глобальне потепління атмосфери Землі виходить на перший план і стає головною екологічною проблемою XXI століття. У зв'язку з цим виник істотний тиск на холодильну і компресорну техніку з метою значного скорочення викидів в довкілля парникових газів. Особливо це стосується різних гідрофторвуглеців (HFCs). Внаслідок цього інтерес фахівців і вчених все більше почала притягати можливість повсюдного застосування в холодильній і компресорній техніці природних речовин, які практично не спричиняють вплив на парниковий ефект атмосфери. Серед цих речовин можна виділити аміак, вуглеводні, діоксид вуглецю і деякі інші.

Зеотропні суміші мають свої переваги і недоліки. З одного боку, зміна складу робочого тіла при циркуляції його по контуру холодильної системи може призвести до зростання холодопродуктивності і холодильного коефіцієнта в порівнянні з цими характеристиками для чистих холодоагентів. З іншого боку, застосування зеотропних сумішей призводить до зниження інтенсивності теплообміну у випарнику і конденсаторі.

Ще один недолік зеотропної суміші – потенційна можливість зміни її складу при появі витоків в контурі холодильної системи, що впливає на пожежобезпечність і холодопродуктивність установки. Щоб понизити вірогідність зміни складу в області концентрацій, де переважає пожежонебезпечний компонент, в суміш додають негорючий компонент, тиск насиченої пари якого близько до тиску пари пожежонебезпечного компонента або вище його. Якщо суміш містить хоч би один горючий компонент, то необхідно при заправці уникати потрапляння повітря в систему.

Основні механізми зміни складу багатокомпонентного холодоагенту в холодильній установці наступні:

- парорідинне розділення зеотропних сумішей в компресорі і теплообмінних апаратах;
- різна розчинність компонентів суміші в холодильному мастилі;
- селективна втрата якого–небудь компонента із–за витoku компонента внаслідок негерметичної системи; зміни маси багатокомпонентного робочого тіла в окремих елементах холодильної системи при різних теплових навантаженнях.

При практичному використанні зеотропних сумішей рекомендується:

- заправляти холодильну систему з балона, заповненого рідким холодоагентом;
- суміші з виразно вираженим температурним "глайдом" не слід рекомендувати для застосування в холодильних установках із затопленим випарником;
- враховувати неоднакову розчинність кожного компонента сумішевого холодоагенту в холодильних мастилах;
- при розрахунку характеристик холодильної машини слід брати до уваги зміну складу багатокомпонентного холодоагенту.

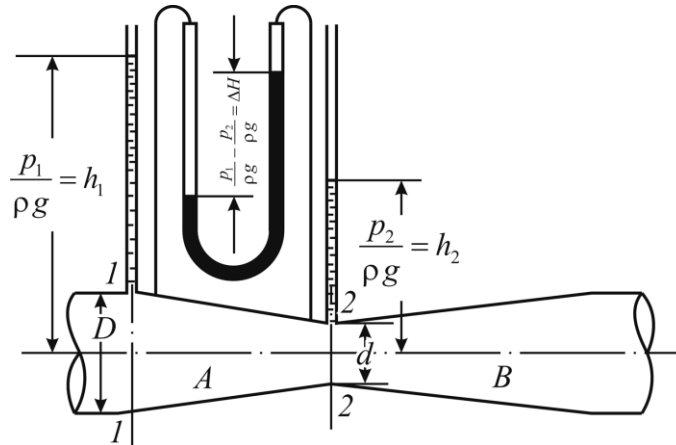
*Науковий керівник: Піщанська Н.О., к.т.н., доц., кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ*



## ТЕХНІЧНІ ПРИСТРОЇ НА БАЗІ СОПЛА ВЕНТУРІ

*Кравченко В.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

Вимірювання витрати пружних і крапельних рідин в напірних трубопроводах при сталому русі здійснюється за допомогою витратоміра Вентурі, сопла, або діафрагми. Принцип дії їх заснований на вимірюванні величини перепаду тиску, що виникає в результаті звуження прохідного перерізу трубопроводу.



*Рис. 1. Витратомір потоку Вентурі*

**Витратомір потоку Вентурі** (див. рис. 1) складається з циліндричного патрубку, з'єданого з трубопроводом двома конічними вставками. Діаметр широких решт конічних ділянок дорівнює діаметру трубопроводу, в якому вимірюється витрата. У перетинах 1-1 і 2-2 вимірюється статичний тиск. Різниця тиску в перетинах вимірюється пьезометром (дифманометром).

Залежність між витратою рідини і падінням напору може бути легко отримана з основних рівнянь гідромеханіки: рівняння нерозривності потоку і рівняння Бернуллі. Склавши рівняння Бернуллі для перетинів 1-1 і 2-2 в широкій і звуженій частинах витратоміра відносно горизонтальної площини порівняння 0-0, збігається з віссю труби, нехтуючи втратами напору на даній ділянці між обраними перерізами, отримаємо:

$$\frac{p_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1)$$

Формула (1) ілюструє геометричний сенс рівняння Бернуллі. При геометричній інтерпретації трактування рівняння Бернуллі всі члени формули (1) можуть бути представлені відрізками:

де  $g$  – прискорення вільного падіння в умовах Землі,  $\text{м/с}^2$ ;

$Z$  – висота положення вибраного перерізу над площиною порівняння,  $\text{м}$ ;

$\frac{p}{\rho g}$  – пьезометрична висота або висота, на яку на яку піднімається рідина під дією тиску в заданій точці, якщо в цю точку помістити пьезометр (рис. 1),  $\text{м}$ ;

$\frac{v^2}{2g}$  – швидкісний напір,  $\text{м}$ ;

$\left( Z + \frac{p}{\rho g} \right)$  – повний гідростатичний напір,  $\text{м}$ ;

$H_{\text{полн}}$  – повний гідродинамічний напір,  $\text{м}$ .

Слід підкреслити, що всі члени рівняння (1) мають лінійну розмірність - м.

Так як витратомір розташований горизонтально, то  $Z_1 = Z_2$ . Перенесемо значення пьезометричних напорів в ліву, а значення швидкісних напорів в праву частину рівняння, тоді повний гідростатичний напір:

$$\frac{\rho g H_1}{\rho g} - \frac{\rho v_1^2}{\rho g} = \frac{\rho g H_2}{\rho g} - \frac{\rho v_2^2}{\rho g}$$

Використовуючи рівняння нерозривності потоку, висловимо значення швидкості  $v_2$  через швидкість  $v_1$ .

$$Q = v_1 S_1 = v_2 S_2, \text{ звідки } v_2 = v_1 \frac{S_1}{S_2},$$

де  $S_1, S_2$  – площі поперечних перерізів потоку в перетинах 1-1 і 2-2.  $S_1 = \frac{\pi D^2}{4}, S_2 = \frac{\pi d^2}{4}$  де  $D$  і  $d$  – діаметри труби в перетинах 1-1 і 2-2.

Позначивши вимірювану диференціальним манометром різницю напорів в перетинах 1-1 і 2-2 через

$$\frac{\rho g H_1}{\rho g} - \frac{\rho v_1^2}{\rho g}, \text{ запишемо: } \frac{\rho g H_1}{\rho g} - \frac{\left(v_1 \frac{S_1}{S_2}\right)^2}{2g} = \frac{\rho g H_2}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g}.$$

або, підставляючи значення  $S_1$  і  $S_2$ : 
$$\frac{\rho g H_1}{\rho g} - \frac{v_1^2 \left(\frac{D^4}{d^4} - 1\right)}{2g} = \frac{\rho g H_2}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g}.$$

Тоді величину швидкості потоку легко і просто визначити, заміривши значення  $\Delta H$  (різниця рівнів рідини в трубках дифманометра)

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g\Delta H}{\frac{D^4}{d^4} - 1}}.$$

Знаючи, що витрата рідини  $Q = v_1 \cdot S_1$  і підставив замість  $v_1$  і  $S_1$  їх значення, отримаємо:

$$Q = \frac{\pi D^3}{4} \sqrt{\frac{2g\Delta H}{\frac{D^4}{d^4} - 1}}.$$

Об'єднавши в цьому рівнянні всі величини, постійні для даного витратоміра в єдиний комплекс, отримаємо величину  $C$ , яка називається константою витратоміра

$$C = \frac{\pi D^3}{4} \sqrt{\frac{2g}{\frac{D^4}{d^4} - 1}}$$

Тоді  $Q = C \sqrt{\Delta H}$

Явище, коли в перетині 2-2 спостерігається падіння тиску і збільшення швидкості в порівнянні з перетином 1-1 використовується в різноманітних технічних пристроях, таких як термопресор, ежектор, холодний скрублер.

**Термопресор** (див. рис.2) був запропонований (теоретично) для зниження температури пари перед компресором високого тиску за рахунок використання випарювально - контактного охолодження завдяки вприску скрапленого рідинного холодильного агента в потік перегрітої пари, яка поступає з компресора низького тиску (для аміачних двохступеневих холодильних установок помірною холоду – аналог однієї із функцій пром. сосуду).

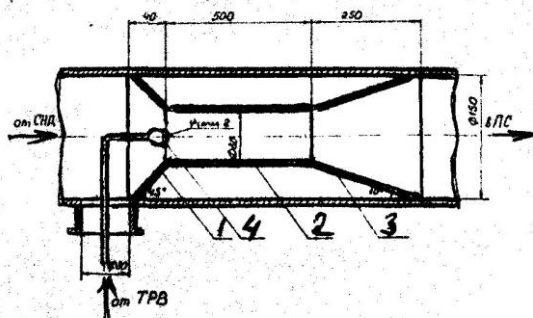


Рис. 2. Термопресор: 1 – конфузор; 2 – секція випарювання;  
3 – дифузор; 4 – форсунка

При цьому використовується ефект, як зменшення тиску (можливість надходження холодильного агенту після дроселювання) так і збільшення швидкості для отримання дрібно дисперсної суміші агенту з метою кращого теплообміну і виключенням випадку надходження агенту в вигляді рідини в компресор високого тиску. Слід відзначити, що в практиці термопресори не застосовуються, оскільки виникають труднощі в час пуску холодильної установки (висока ймовірність гідроудару та спрацьовування реле низького тиску компресора).

**Ежектор** (див. рис. 3) був запропонований як пристрій, в якому використовується ефект падіння тиску. Це дозволяє забирати (ежекувати) потік 1 (низького тиску) потоком 2 (високого тиску)

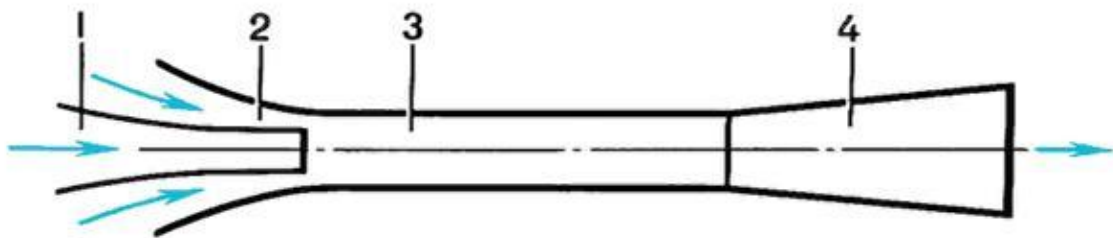


Рис. 3. Ежектор: 1 – потік з низьким тиском; 2 – потік з високим тиском; 3 – звуження; 4 – дифузор

**Холодний скруббер** (див. рис.4) використовується для очищення димових газів від шкідливих домішок. В цьому випадку використовується ефект збільшення швидкості. Так газ поступає зі швидкістю 20 м/с, в вузькому перетині вона досягає 200 м/с, що дозволяє отримати воду і газ в вигляді дрібно дисперсної суміші, яка нейтралізує сажу. З добавкою в воду хімічних реактивів можливо нейтралізувати і інші шкідливі викиди (диоксиди сіри та вуглецю).

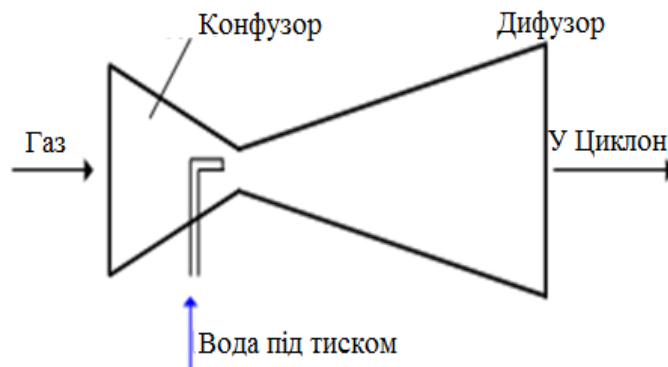


Рис. 4. Холодний скруббер

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

# ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЛЬОДОЗАВОДУ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ШТУЧНОГО ЛЬОДУ

Негой О.М., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Для розрахунків були вибрані різноманітні форми блоків льоду, які представлені на рис.1.

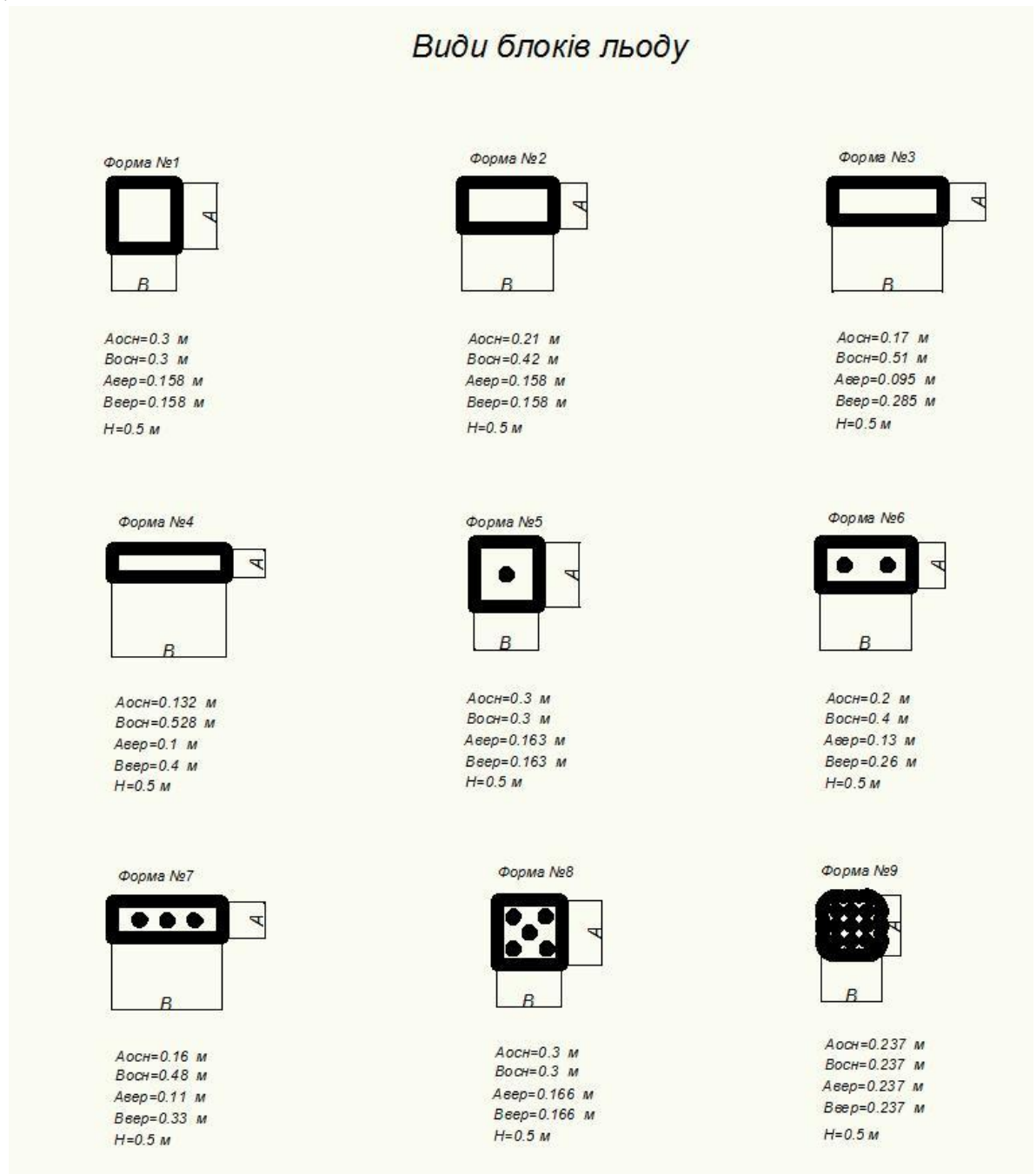


Рис. 1. Форми блоків льоду

Для прикладу була вибрана форма льоду №9, і для неї було проведено розрахунок продуктивності та часу заморожування в залежності від температури кипіння холодильного агента. Результати розрахунків представлені на рис.2 та рис.3.

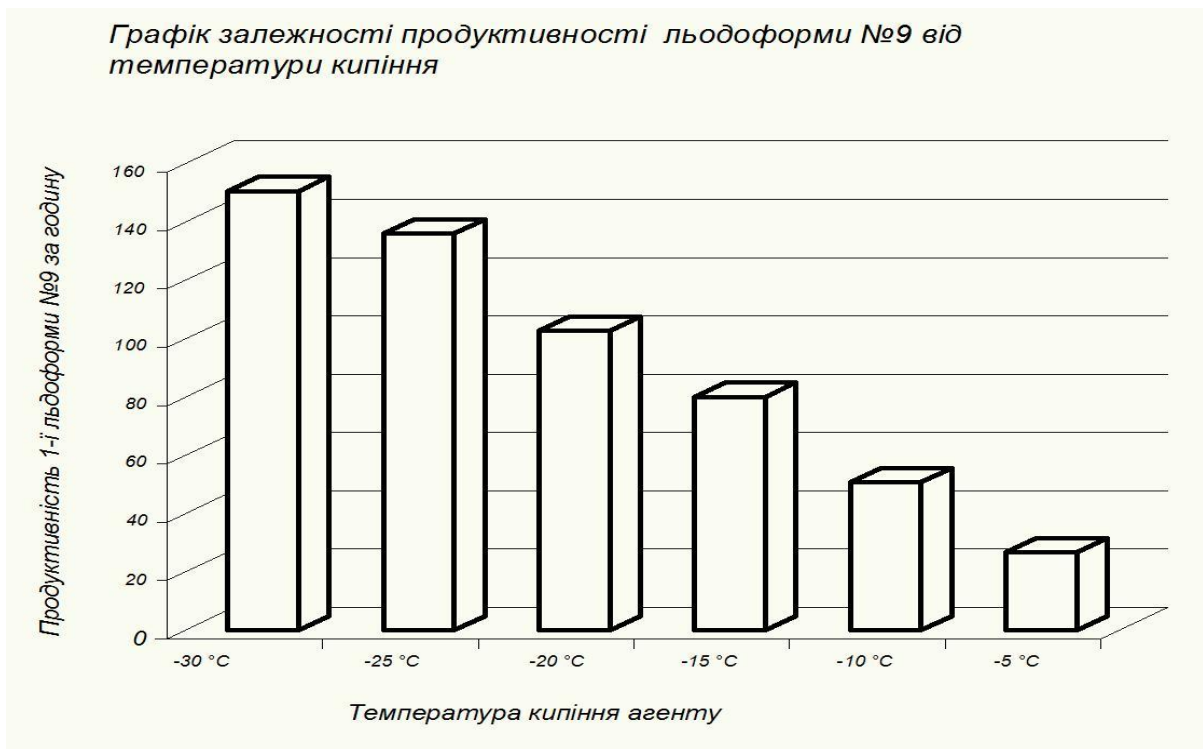


Рис. 2. Залежність продуктивності (кілограмів за годину) від температури кипіння

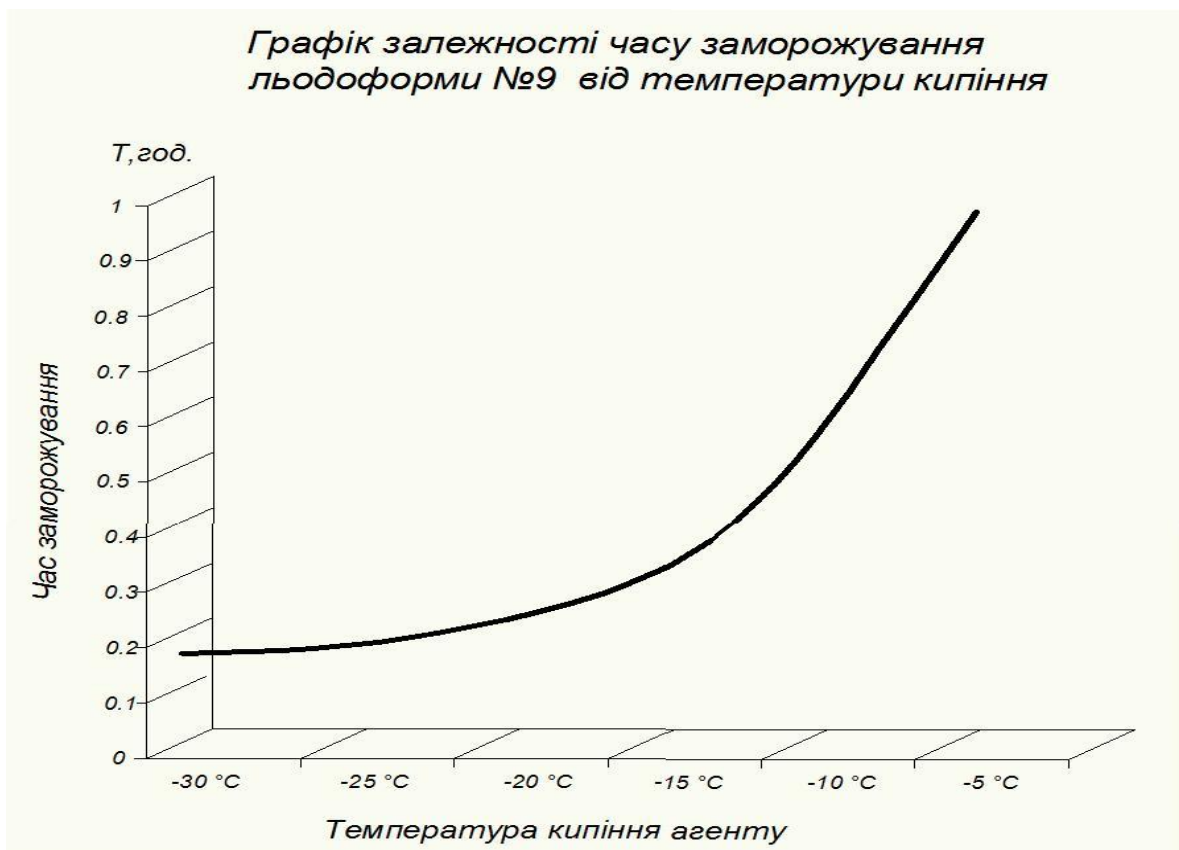


Рис. 3. Залежність часу заморожування (за годину) від температури кипіння

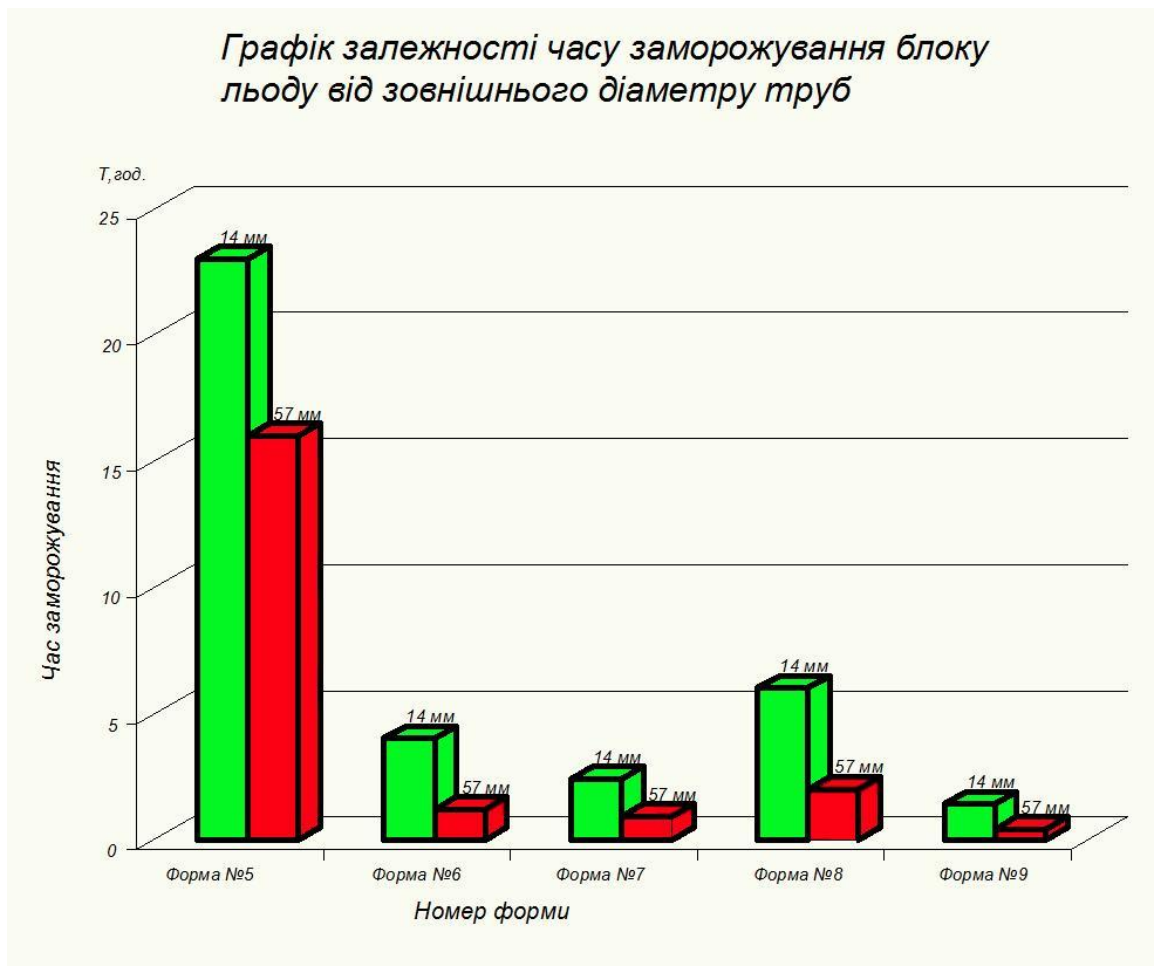


Рис. 4. Залежність часу заморожування (за годину) від зовнішнього діаметру труб для різних форм



Рис. 5. Залежність часу заморожування для форм блоків льоду

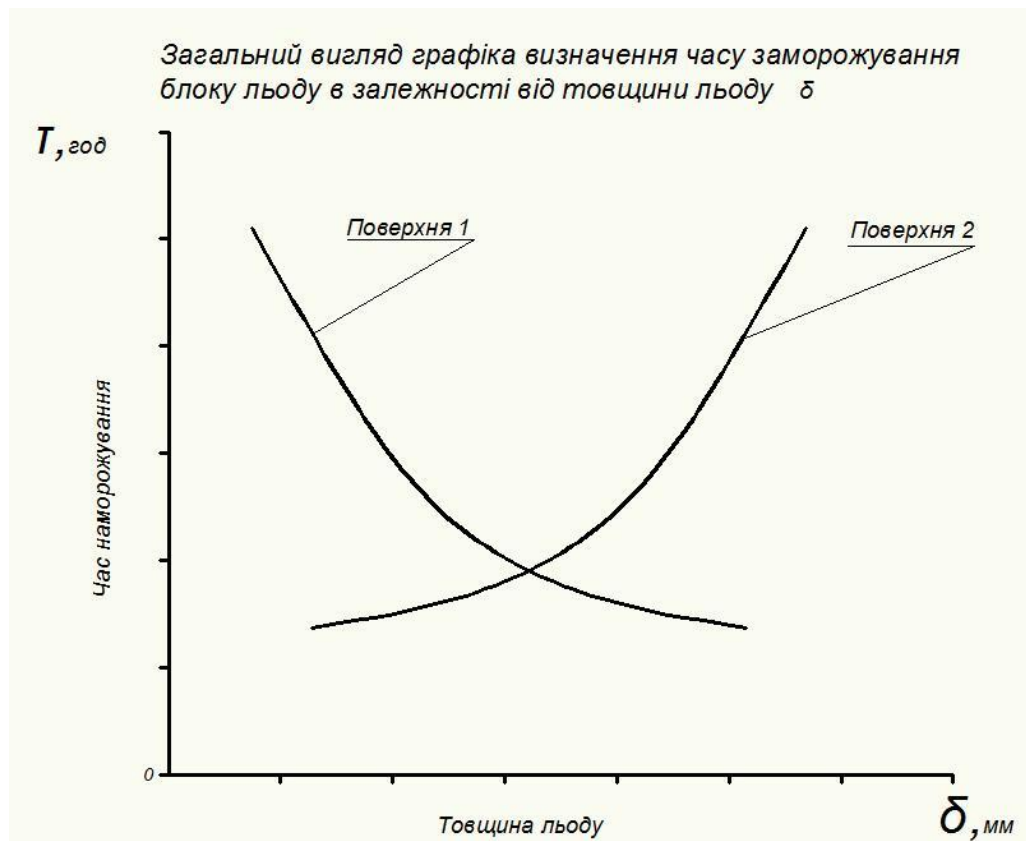


Рис. 6. Залежність часу заморожування льоду від його товщини та виду поверхні

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



УДК 697.91.94.97

## ОСОБЛИВОСТІ ЧИЛЛЕР-ФЕНКОЙЛОВИХ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Фурсенко О.В., Куценко В.О., магістранти ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса,

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

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

Нами розглянуті переваги чилер-фенкойлових систем:

- цілорічна автоматична підтримка заданих параметрів повітря в кожному приміщенні будівлі одночасно при зміні навантаження на систему кондиціювання повітря;
- у великій кількості приміщень можна одночасно регулювати різні температурні режими;
- економія електричної, теплової енергії і палива;
- можливість поетапного введення системи в експлуатацію і нарощування потужності;

- гнучке місцеве регулювання теплової і холодильної потужності фенкойлов, централізоване управління чилером;
- спеціальне малошумне виконання чилера, зниження рівня звукової потужності вентилятора фенкойла при регулюванні його швидкості обертання та ін.

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

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

Нами розглянуті процеси зміни стану повітря для систем:

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

із змішенням зовнішнього повітря, що обробляється в центральному кондиціонері, і рециркуляційного повітря в камері змішувача фенкойла і обробкою суміші у фенкойлі.

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

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

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

## **СХЕМНО-ЦИКЛОВЫЕ РЕШЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН РЕФКОНТЕЙНЕРА ДЛЯ ТРАНСПОРТА ЗАМОРОЖЕННЫХ ПРОДУКТОВ**

*Ерема В.Ю., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса*

В настоящее время широко осуществляются морские транспортные перевозки морепродуктов глубокой предварительной заморозки до  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Указанный температурный режим обеспечивают только каскадные холодильные машины. Техническая информация относительно схемных решений и состава оборудования системы охлаждения низкотемпературных рефконтейнеров отсутствует.

В работе рассмотрены две конструктивные схемы каскадных машин: с рабочим веществом R23 в нижних каскадах и рабочими веществами R507 и R 744 в верхних каскадах. Указанные рабочие вещества соответствуют требованиям морского регистра, обладают высокой степенью термодинамического совершенства, озонобезопасностью и имеют нулевой ODP.

Для конкретного температурного режима циклов решена «транспортная» задача оптимизации – осуществлен поиск компрессоров с минимальными массогабаритными (с минимальным значением суммарной теоретической производительности компрессоров каскадов) характеристиками для комплектации оборудования холодильной машины в габаритах рефконтейнера  $\sum V_h = \min$ .

Условия проведения термодинамического анализа – единый температурный режим

и холодопроизводительность в циклах нижних каскадов.

Анализ результатов показал, что в каждой машине существует температурный режим работы конденсатора-испарителя, которому соответствует минимальное значение массогабаритных характеристик компрессоров. При этом каскадная машина с R744/R23 обладает значениями массогабаритных характеристик в 1,97 раз меньше, чем каскадная машина с R507a/R23. При реализации схемно-циклового решения с транскритическим циклом вторая машина может иметь преимущества.

*Научный руководитель: Соколовская-Ефименко В.В., к.т.н., доц. кафедры криогенной техники ОНАПТ*

## **СИНТЕЗ СХЕМНО-ЦИКЛОВЫХ РЕШЕНИЙ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕПЛОИСПОЛЪЗУЮЩЕЙ КОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА CO<sub>2</sub>**

*Мельник С.И., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса*

Существуют тепловые и холодильные машины с единым рабочим веществом, низкокипящим чистым или смесью, объединенные в сложный схемно-циклового комплекс. В нем реализуются два взаимосвязанных термодинамических цикла – прямой (тепловая машина) и обратный (холодильная машина), в результате чего механическая энергия, полученная в прямом цикле, непосредственно передается для осуществления сжатия в обратном. Процесс сжатия осуществляется в механическом компрессоре, что дало название холодильной машине «теплоиспользующая компрессорная».

Компрессорные теплоиспользующие холодильные машины начались с цикла Чистякова-Плотникова и реализовывались на низкокипящих рабочих веществах с использованием турботехники в агрегате «турбина-компрессор». Возрождением интереса к теплоиспользующим компрессорным холодильным машинам стало применение CO<sub>2</sub> как одного из наиболее востребованных рабочих веществ в энергетических системах и производство соответствующего оборудования для этих условий.

В классе низкотемпературных теплоиспользующих холодильных машин применяются только абсорбционные водоаммиачные в режиме температур кипения -50...-30°С, про практическую реализацию компрессорной машины подобной информации нет.

В работе осуществлен поиск схемно-циклового решения низкотемпературной теплоиспользующей компрессорной холодильной машины с CO<sub>2</sub>. Приведены схемно-циклового решения низкотемпературной теплоиспользующей холодильной машины с CO<sub>2</sub> рабочим веществом. Термодинамические процессы силового цикла происходят в надкритической области для CO<sub>2</sub>, холодильного – в надкритической и двухфазной. Холодильный цикл представлен двухступенчатой холодильной машиной, обеспечивающей производство холода на уровне -50°С. Оценено энергетическую эффективность разработанных схемно-циклового решений.

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

## ЭНТРОПИЙНЫЕ МЕТОДЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА В ОЦЕНКЕ ВЛИЯНИЯ РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

*Мошкатюк А.В., аспирант ИХКЭ ОНАИТ, г. Одесса*

В современных условиях парк холодильных машин и тепловых насосов интенсивно обновляется. Наиболее востребованным на сегодняшний день является коммерческое холодильное оборудование небольшой производительности. Энергозатраты в таком оборудовании для потребителя являются главными и должны соответствовать реальным затратам на эксплуатацию.

Повышение энергозатрат в значительной степени обусловлены неоптимальной организацией теплопередающих процессов и несоответствием условий, в которых эти машины эксплуатируются.

Одним из определяющих факторов, отрицательно влияющих на работу машин коммерческого назначения является появление и рост различных осадений, которые нарушают стабильную работу машины, снижают общую интенсивность процесса передачи тепла и, в конечном счете, приводит к возрастанию энергетических затрат на ее эксплуатацию.

Располагая ограниченными информационными ресурсами относительно реальных условий эксплуатации, проектировщик все-таки должен гарантировать с обоснованной вероятностью эксплуатацию надежную и эффективную.

Выход за пределы своих возможностей у проектировщика есть, если он обратится к современным методам термодинамического анализа, как инструменту, который позволяет расширить круг используемых научных ресурсов, способных минимизировать неопределенности уже на ранней стадии проектирования, и, как следствие, спрогнозировать реальные условия работы оборудования.

В работе проведен обзор энтропийных методов термодинамического анализа, используемых для оценки необратимых потерь в энергопреобразующих процессах и машинах. Такие методы позволяют наряду с оценкой эффективности получить распределение потерь по элементам холодильной машины, тем самым определить «слабое» место холодильной системы, требующее совершенства.

Эти методы термодинамического анализа основаны на трудах Р.К. Клаузиуса, Д.В. Гиббса и Гюи-Столлы.

«Энтропийный метод» расчета «потерь» на основе метода вычитаний Клаузиуса был предложен Д.П. Гохштейном. При использовании этого метода достаточно определить затрачиваемую работу только на входе в систему. Такой метод дает возможность количественно учесть переход вводимой в систему энергии в затраты на производство энтропии в каждом отдельно взятом узле системы.

Энтропийно-цикловой метод получил свое название по предложению В.М. Бродянского. Он заключается в расчете и поэлементном анализе изменений (прироста) энтропии всех тел, участвующих в процессе, как входящих в рассматриваемую систему, так в нее и не входящих, но взаимодействующих с ней в процессе ее функционирования; расчет полного изменения энтропии системы целом.

Энтропийно-цикловой метод является иллюстративным и количественно дает лишь приближенные значения величин необратимостей в отдельных процессах

Энтропийно- статистический метод, разработанный А.М. Архаровым сочетает в себе классический метод энтропийного анализа и исследование термодинамических процессов статистико- вероятностным методом. Привлечение статистической информации, взятой из практического опыта, используется при анализе только действительных машин, так как величина производства энтропии не для всех реальных процессов определяется расчетным путем или расчет является трудоемким.

Метод минимизации производства энтропии связан с работами профессора А. Бежана (США). Метод минимизации производства энтропии определяет энергетические показатели теплообменного аппарата на стадии проектирования и оценивает необратимости при условиях перехода теплообменного аппарата на работу с разными температурными режимами.

Такой метод рекомендуется использовать к анализу отдельных процессов, например, при изучении только одного из потоков теплообменного аппарата.

На основании проведенного анализа можно сделать вывод, что энтропийные методы являются элементами логического метода, на которых базируется программа оптимизации и которые дают возможность исключить область нереалистических решений в анализе действительных холодильных машин.

Использование термодинамического анализа в процессе проектирования холодильных машин коммерческого назначения способно прогнозировать степень влияния внешних возможных неопределенностей, возникающих в процессе эксплуатации.

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

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМНЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОЛУГЕРМЕТИЧНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ, РАБОТАЮЩИХ НА CO<sub>2</sub> В ТРАНСКРИТИЧЕСКИХ ЦИКЛАХ**

*Тесля Р.М., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса*

Полугерметичные поршневые компрессоры работают как на натуральных рабочих веществах, так и на хладагентах HFC и HCFC-типа. Они применяются в коммерческих и промышленных холодильных установках для кондиционирования воздуха и позволяют удешевить такие установки.

В связи с запретом на использование озоноразрушающих веществ вернулся интерес к природному рабочему веществу – диоксиду углерода (R744).

Транскритические циклы на CO<sub>2</sub> в настоящее время являются очень востребованы и применяются в холодильных системах малой холодопроизводительности. Условия работы в таких системах отличаются от традиционных и требуют разработки специальных конструкций компрессоров.

Современный полугерметичный компрессор на CO<sub>2</sub> проектируется с пятикратным запасом прочности по внутреннему давлению. В качестве конструкционных материалов картера применяется чугун со сферической графитной структурой, что позволяет повысить механическую прочность при той же толщине стенок.

Такие компрессоры работают на высоких давлениях нагнетания до 130 бар, имеют эффективные и прочные клапаны с оптимальным расположением на клапанной плите. Поршни таких компрессоров конструируют малого диаметра. Электродвигатель компрессора имеет высокую мощность. Такое решение позволяет снизить нагрузки на подшипники, уменьшить изгибающий момент на коленчатом валу. Для снижения величины «мёртвого пространства» торцевые поверхности поршней выполняют со специальным рельефом, позволяющим поршням приближаться к клапанной доске на максимально близкое расстояние, не касаясь клапанов. Новые тонкие стальные кольца с покрытием уменьшают перетечки и трение до минимальной величины, количество колец не менее 3. Специальная центробежная система смазки обеспечивает минимальный унос масла. Электродвигатель имеет высокий КПД, что обеспечивает уменьшение тепловых потерь в нем. Охлаждение электродвигателя осуществляется холодным потоком всасываемого пара.

Основными производителями таких компрессоров являются европейские фирмы **Bitzer, Emerson Bock, Copeland**, которые хорошо зарекомендовали себя на украинском рынке потребителей. Каждый из них имеет свои особенности, обладает высокой надежностью.

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

Для определения этих величин необходимо знать объемные и энергетические коэффициенты: коэффициент подачи  $\lambda$ , индикаторный  $\eta_i$  и механический  $\eta_m$ . Для их расчета в настоящее время приходится использовать полуэмпирические зависимости, установленные более 50-ти лет назад на основании имеющегося в то время в эксплуатации парка поршневых холодильных компрессоров. Такие данные не дают достоверные результаты при расчете современных компрессоров.

Авторы в работе на основании экспериментальных данных, имеющих в новейшей технической литературе, провели сравнительный анализ объемных и энергетических коэффициентов поршневых компрессоров, разных производителей, полученных экспериментальным и расчетным путем, установили рабочие режимы, в которых сходимость результатов удовлетворяет инженерной точности расчетов дополнительных коэффициентов, позволивших получить достоверные результаты тепловых расчетов.

В результате анализа получены графические зависимости рабочих коэффициентов компрессора в зависимости от степени сжатия.

*Научный руководитель: Соколовская-Ефименко В.В., к.т.н., доц. кафедры криогенной техники ОНАПТ*

## ВЫБОР СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ДЛЯ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ЖИЛОГО ДОМА

*Балинский В.О., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса*

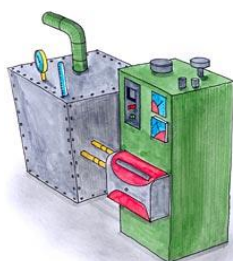
Задача экономически эффективного нагрева воды, которая используется в качестве теплоносителя в системах водяного отопления и горячего водоснабжения, была и остается актуальной независимо от способа осуществления этих процессов, конструкции системы отопления и источников получения тепла.

Для жилого дома можно применить несколько основных систем отопления которые отличаются между собой по ряду показателей, начиная от типа топлива и заканчивая надёжностью и экономической целесообразностью.

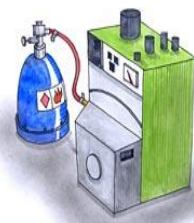
Основные способы отопления:



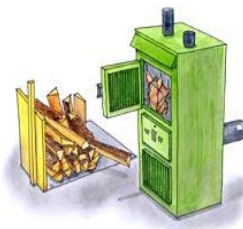
1. Электрический котел



2. Дизельный котел



3. Газовой котел



4. Твердотопливный котел



### 5. Тепловой насос

Система отопления с помощью теплового насоса отличается от других систем термодинамическими принципами преобразования энергии и подразумевает несколько вариантов схемных решений:

Классификация тепловых насосов по виду теплоносителя:

– **Воздух – воздух** (тепловая энергия отбирается у наружного воздуха и с помощью обратного термодинамического цикла передаётся воздуху в отапливаемом помещении)

– **Воздух – вода** (тепловая энергия отбирается у наружного воздуха и с помощью обратного термодинамического цикла передаётся воде, циркулирующей в приборах отопления помещения)

– **Вода – воздух** (тепловая энергия отбирается промежуточным теплоносителем-водой у любого внешнего источника низкопотенциального тепла и с помощью обратного термодинамического цикла передается воздуху в отапливаемом помещении)

– **Вода – вода** (тепловая энергия отбирается промежуточным теплоносителем-водой у любого внешнего источника низкопотенциального тепла и с помощью обратного термодинамического цикла передается воде, циркулирующей в приборах отопления помещения)

Внешними источниками низкопотенциального тепла могут быть: **воздух, вода, грунт, солнце.**

У каждого из представленных видов отопления есть свои достоинства и недостатки, и рациональность применения той или иной системы можно определить только в сравнении их между собой при одинаковых условиях.

Для примера приведены некоторые характеристики систем отопления дома площадью 180 м<sup>2</sup>, для обогрева которого необходимо, примерно, 10-12 кВт тепловой энергии, и сведены в таблицу.

**Таблица 1. Сравнительные характеристики отопительных установок**

Технические характеристики	Способ обогрева помещения			
	Газовый котел	Котел на жидком топливе	Электрический котел	Тепловой насос
Стоимость оборудования	Средняя	Средняя	Низкая	Высокая
Отапливаемая площадь, м <sup>2</sup>	180	180	180	180
Мощность установки, кВт	10,8	10,8	10,8	10,8
Площадь котельной, м <sup>2</sup>	6	6	3	6
Расход электрической энергии, кВт/час	1,5	2	13	2
Источник тепловой энергии	Газ	Дизельное топливо	Электрический ток	Тепло земли, электрический ток
Срок службы	15-20 лет	15-20 лет	3-8 лет	до 50 лет
Пожароопасность	Опасен (постоянный огонь)	Опасен (постоянный огонь)	Опасен	Безопасен
Взрывоопасность	Опасен	Опасен	Опасен	Безопасен
Уровень экологической опасности	Вреден	Вреден	Безвреден	Безвреден

Вентиляция	Необходима	Необходим	Не нужна	Не нужна
Обслуживание	Регулярный осмотр	Регулярный осмотр	Периодический осмотр	Периодический осмотр
Надежность	Высокая	Высокая	Высокая	Очень высокая
Автономность при отсутствии снабжения энергоносителями	Не обеспечивает	Не обеспечивает	Не обеспечивает	Обеспечивает при наличии резервного электрогенератора 2 кВт
Возможность охлаждения помещения	Не обеспечивает	Не обеспечивает	Не обеспечивает	Обеспечивает

Исходя из результатов сравнения, становится очевидным, что тепловой насос намного лучше других способов отопления, но на практике не всё так просто. В таблице 1 указан один из основных показателей системы - экономическая целесообразность, которая играет большую роль при выборе системы отопления и может значительно отличаться для разных систем. Также большую роль при выборе системы играет заказчик, а точнее его возможности и предпочтения.

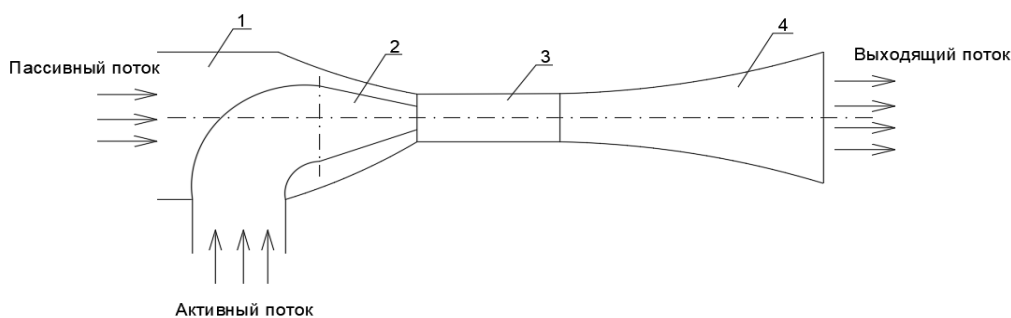
По статистике, уже на данный момент тепловые насосы являются одним из самых перспективных способов обогрева помещений, а в ближайшем будущем, когда цены на энергоносители претерпят изменения, они станут бесспорными лидерами. Можно предположить, что произойдет рост цен на энергоносители, поскольку природных запасов нефти и газа осталось всего лишь на 40 и 60 лет соответственно. Несмотря на это, на сегодняшний день все вышеперечисленные способы используются в системах отопления, поскольку они в той или иной степени справляются со своей задачей.

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

## СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ В СОВРЕМЕННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ И ВАКУУМНОЙ ТЕХНИКЕ

*Журавлев А.С., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса*

Струйный аппарат – это устройство для нагнетания или отсасывания жидких, твердых или газообразных веществ, основанное на обмене энергией двух потоков веществ в процессе их смешения. Поток с более высоким давлением называется рабочим (активным), имеет большую скорость и кинетическую энергию (рисунок 1).



*Рис. 1. Общая схема струйного аппарата*

Поток рабочей среды (активный поток) поступает из сопла 2 в приёмную камеру 1 с большой скоростью и увлекает за собой среду низкого давления (пассивный поток). В камере смешения 3 происходит выравнивание скоростей (давлений) потоков сред. Затем поток направляется в диффузор 4, где происходит преобразование его кинетической энергии в потенциальную энергию, происходит сжатие потока и дальнейшая транспортировка смеси.

Активный и пассивный потоки могут быть различными веществами в различных фазовых состояниях. На этих базовых принципах создана классификация струйных аппаратов и определены области их рационального применения (таблица 1).

Таблица 1

Устройство	Активный поток	Пассивный поток	Сфера применения	Пример рабочих веществ
<b>Эжектор</b>	Единое рабочее вещество		Холодильные и вакуумные машины	Вода
<b>Инжектор</b>	Газ или пар	Жидкость	Автомобили	Воздух и бензин
<b>Гидроэлеватор</b>	Жидкость	Смеси твердых веществ	Добывающая промышленность	Вода и пульпа

В настоящее время широкое применение получают технологические процессы с использованием вакуума. Так, в металлургии при дуговой и индукционной вакуумной плавке, рафинировании металлов и сплавов в твердом состоянии, в пищевой промышленности при дезодорации растительных масел, производстве сгущенного молока и т.д. В большинстве случаев вакуум получают за счет энергии рабочей струи, создаваемой в пароструйном эжекторе, как правило, многоступенчатом, а их общий КПД находится на уровне 10%.

Эжекторные холодильные машины базируются на струйных компрессорах, работают на легкокипящих веществах 600, 600А, 290 и на водяном паре, используют низкопотенциальные источники тепла 90...100°С и обладают эффективностью до 35%. Такими машинами преимущественно комплектуют системы кондиционирования воздуха либо тепловые насосы.

Основными преимуществами эжекторных установок являются: компактность, простота конструкции, отсутствие движущихся частей, малый износ, простота обслуживания, возможность работы с агрессивными средами. Недостаток – низкая энергетическая эффективность.

Принимая во внимание разнообразие отраслей, использующих струйные аппараты, и необходимость повышения энергетической эффективности промышленных технологических процессов с их использованием, актуальным является совершенствование существующих и разработка новых методов эжектирования.

Частичное решение проблем и повышение эффективности эжекторных машины возможно за счет перехода к многоступенчатым схемным решениям, что является одним из заданий предстоящей работы.

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

## **ОЦЕНКА НЕОБРАТИМОСТЕЙ В ТЕПЛООБМЕННИКАХ КОМЕРЧЕСКИХ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

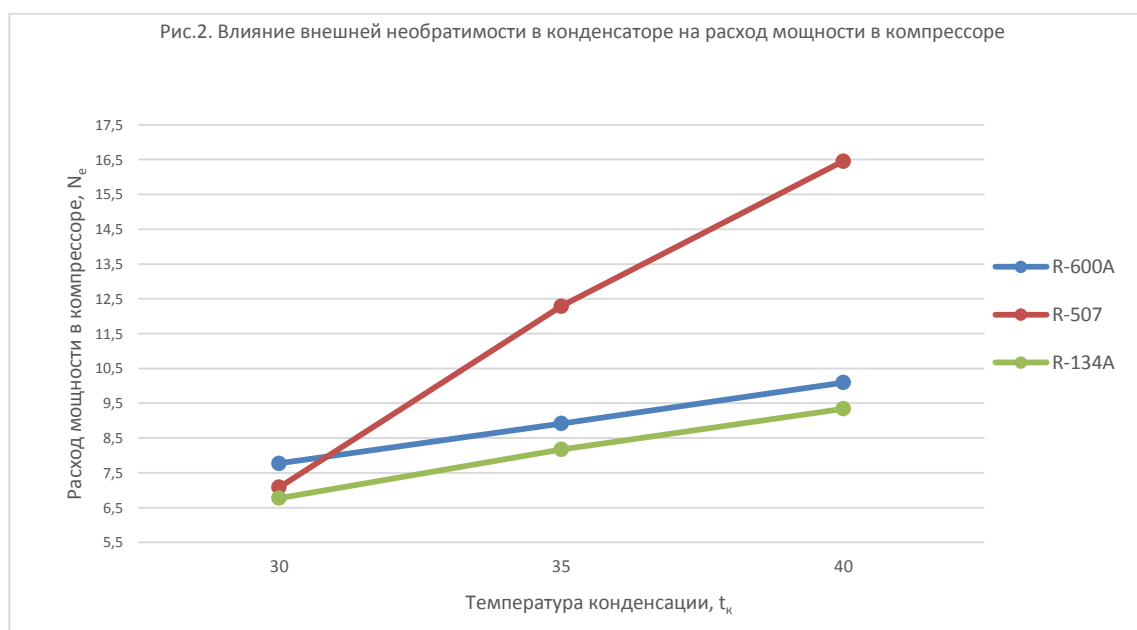
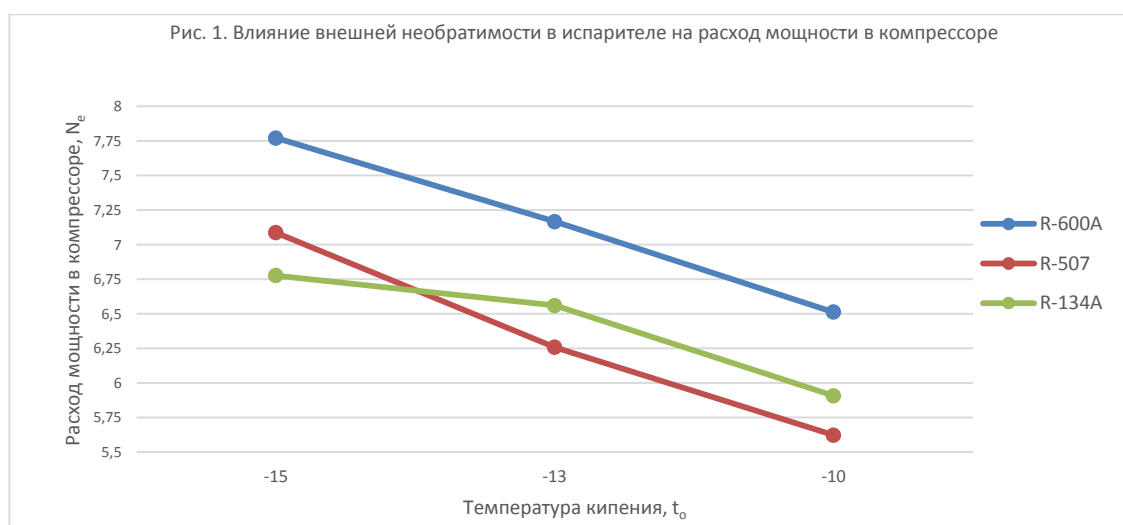
*Собко П.Ю., магистрант ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса*

При передаче тепла в теплообменных аппаратах существуют внутренние и внешние необратимости. Внешняя необратимость связана с наличием разности температур при теплообмене. Внутренняя – связана с движением потоков с трением. В связи с этим теплообменники с воздушным отводом тепла (конденсаторы) и подводом тепла

(воздухоохладители) относят к четвертой группе термодинамических процессов (процессы внутренне и внешне необратимые).

В работе выполнен термодинамический анализ воздушных теплообменных аппаратов паровой компрессорной холодильной машины. Исследовалось влияние внешней необратимости на расход мощности в компрессоре для рабочих веществ R-134a, R-507 и R-600a. Выполнен сравнительный анализ энергопотребления в машине для указанной группы рабочих веществ для фиксированных значений температуры окружающей среды (20 °С) и температуры воздуха в охлаждаемом объеме (-5 °С). Необратимости в аппаратах отнесены к независимым входным параметрам и определены как разности температур на теплопередачу в соответствующих аппаратах. Температуры конденсации и кипения определялись с учетом величин необратимостей ( $\Delta t_k = 10; 15; 20^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_o = 10; 8; 5^\circ\text{C}$ ).

Результатом исследования являются потребительские характеристики машины (расход мощности в компрессоре) на различных рабочих веществах при разных сочетаниях величин необратимостей в аппаратах и поиск оптимальных температурных режимов (рис. 1, 2).



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

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМ ВІДДІЛЕННЯ ПОВІТРЯ З АМІАЧНИХ УСТАНОВОК ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

*Руденко А.В., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

У крупних аміачних холодильних установках повітря проникає в систему холодильної установки через нещільності на стороні низького тиску при роботі з тиском кипіння нижче атмосферного, а також при проведенні ремонтних і профілактичних робіт. Накопичення повітря відбувається в конденсаторі і парової частини лінійного ресивера. Наявність повітря в конденсаторі призводить до зниження ефективності роботи апарата та підвищенню парціального тиску пароповітряної суміші в апараті. В першу чергу це призводить до додаткових витрат електроенергії на привід компресорного устаткування, а також до нестабільної роботи самого конденсатора.

Видалення повітря з конденсатора і лінійного ресивера холодильної машини здійснюється за допомогою повітровіддільників, а при їх відсутності - безпосередньо з конденсатора. Другий спосіб характеризується високими втратами холодоагенту. Для зменшення цих втрат і використовують повітровіддільник. Точки відбору повітряно-аміачної суміші для відділення повітря слід вибирати в залежності від конструкції конденсаторів, а також з урахуванням схемних рішень обв'язки конденсаторів і лінійних ресиверів.

Принцип дії всіх повітровіддільників полягає в конденсації аміаку, що міститься в повітряно-аміачній суміші, при якомога нижчій температурі.

Найбільш простим є двотрубний апарат, у якому пароповітряна суміш надходить у кільцевий міжтрубний простір апарату, де охолоджується і значна частина аміаку конденсується. Частина пароповітряної суміші що залишилася, з незначною концентрацією холодоагенту, випускається в навколишнє середовище. Охолодження пароповітряної суміші здійснюється за рахунок кипіння холодоагенту, який подається у внутрішню трубу апарату від регулюючої станції.

Іноземні виробники представлені моделями «Automatic Air Purger» фірми GEA Grasso, GP-2 фірми Johnson Controls Refrigeration і ін. Принциповою відмінністю сучасного ефективного повітровіддільника є те, що його виконано у виді окремого холодильного блоку, робота якого незалежна від параметрів роботи основної холодильної системи. Процес відділення повітря повністю автоматизовано, в результаті чого з холодильної системи своєчасно видаляється повітря з мінімальними втратами холодоагенту.

Метою нашої роботи є дослідження та оптимізація систем повітровідділення холодильних установок. Для дослідження буде обрано аміачну холодильну установку підприємства харчової промисловості, яка працює на кількох температурних рівнях. Буде підібрано основне та допоміжне устаткування, проведені варіантні теплові розрахунки. Доцільність використання повітровіддільників доводиться розрахунком терміну окупності допоміжного устаткування.

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



## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМ ВІДВОДУ ТЕПЛОТИ КОНДЕНСАЦІЇ НА ОВОЧЕСХОВИЩАХ

*Нетреба О.С., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

На даний час проблеми енергоресурсозбереження, що виникають при експлуатації холодильних установок, актуальні, як ніколи, що пов'язано з енергетичною кризою в Україні і у світі. При аналізі роботи холодильної установки стає зрозуміло, що основними шляхами до зниження споживання ресурсів є оптимізація обладнання, що працює по лінії високого тиску. По лінії низького тиску вибір обладнання визначається в першу чергу технологічними вимогами і тільки в другу вимогами заощадження ресурсів. Основний елемент на лінії високого тиску - це конденсатор і вибір принципу відведення теплоти в навколишнє середовище, типу апарату і режимів його роботи є основним завданням, спрямованим на зниження капітальних вкладень і експлуатаційних витрат.

Традиційно розглядають три способи відведення теплоти в навколишнє середовище від агента: повітряні, водяні і випарні конденсатори. Безумовно, при проведенні аналізу, система відводу теплоти конденсації повинна розглядатися в комплексі, по всьому шляху руху теплоти від холодильного агента до скидання в навколишнє середовище. Таким чином, при визначенні капітальних витрат, у вартість водяного конденсатора закладається також і вартість насосів, системи охолодження води і т.д. При визначенні експлуатаційних витрат також визначаються всі сумарні витрати, пов'язані з роботою системи відводу теплоти конденсації, а також орієнтовні витрати електроенергії на привід компресорного устаткування.

Три основні чинники, за якими проводиться оптимізація вибору системи відводу теплоти конденсації, - це місце розташування, сезонність завантаження устаткування, а також сумарне навантаження на конденсатори. Залежно від району розташування приймають розрахункові параметри навколишнього середовища: температуру і відносну вологість. Сезонність роботи впливає також на параметри навколишнього середовища, а також на сумарне споживання ресурсів за рік (наприклад, випарний конденсатор в холодну пору року може працювати як повітряний). Сумарне навантаження на конденсатори безпосередньо впливає на термін окупності обладнання, за принципом, чим крупніше обладнання, тим менше питомі витрати на його експлуатацію.

Мета нашої роботи – оптимізація вибору системи відводу теплоти конденсації для овочесховищ, розташованих в Одеській області. Основним критерієм оптимізації буде термін окупності встановленого холодильного обладнання. Буде підібрано типове холодильне обладнання, що забезпечує роботу стандартної камери зберігання овочів на 200 тонн продукту, і прорахована аналогічна лінійка до 2000 тонн. Відповідно лінійці будуть розраховані капітальні витрати і експлуатаційні витрати при використанні трьох типів конденсаторів. Дані, представлені у вигляді графіків, дозволять при вирішенні даного питання зробити правильний вибір, що дозволить мінімізувати капітальні та експлуатаційні витрати підприємства.

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

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ З ПРОМІЖНИМ ХОЛОДОНОСІЄМ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ СИРУ

*Матвієнко М.С., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

На даний час відбувається активне розширення області використання холодильних систем з холодоносіями. Холодоносій - речовина, яка застосовується в холодильній установці в якості проміжного середовища при відведенні теплоти від охолоджуваних об'єктів до робочої речовини холодильної машини (холодоагенту).

Зазвичай існують дві основні причини переходу на такі системи: технологічні вимоги, що забороняють використання в апаратах для охолодження продукту використовувати безпосереднє кипіння, і / або необхідність зниження кількості холодильного агента в системі. Додатково, використання хладоносителя може вирішити ще ряд експлуатаційних завдань, пов'язаних з регулюванням температури об'єкта, автоматизацією роботи обладнання, зменшенням витоків холодоагенту і т.д.

На перший погляд, використання таких систем енергетично недоцільно, тому що з'являється додатковий температурний напір при передачі теплоти між об'єктами. Але, з урахуванням появи нового енергоефективного обладнання, типу пластинчастих теплообмінників, сумарні енергетичні витрати стають цілком порівнянними і, навіть, можуть зменшуватися при необхідності забезпечення роботи холодильних систем з різними споживачами.

Капітальні вкладення, як правило, на систему з проміжним хладоносителем вище, ніж на систему з безпосереднім кипінням, тому в цілому термін окупності холодильної установки також збільшується. У сукупності це призводить до того, що вибір системи стає неоднозначним і вимагає додаткових техніко-економічних розрахунків.

У якості холодоносіїв зазвичай використовують воду і водні розчини солей, гліколей і спиртів. Також, в деяких випадках, доцільно використовувати холодоагенти в переохоложеному стані. Існує ряд вимог до властивостей холодоносіїв, в основному вони пов'язані з безпекою використання, енергетичною ефективністю і експлуатаційними витратами. В результаті, не існує холодоносія, що задовольняє будь-яким умовам, і його вибір також необхідно обґрунтовувати з урахуванням необхідних вимог.

Метою нашої роботи є оптимізація вибору холодоносія для сучасних підприємств молочної промисловості. Для аналізу обрано ряд холодоносіїв, які відповідають технологічним вимогам використання на підприємствах, що займаються обробкою молочних продуктів.

На прикладі конкретного підприємства проведені розрахунки, на підставі яких підібрано обладнання, в якому задіяна система охолодження. В результаті проведеного техніко-економічного аналізу були визначені холодоносії, оптимально відповідні для даних підприємств.

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

## ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ИНТЕГРИРОВАННОЙ АЛЬТЕРНАТИВНОЙ СИСТЕМЫ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ С АККУМУЛЯТОРОМ ЭНЕРГИИ

*Алхемири Саад Альдин (Alhemiri Saad Aldin), аспирант ОНПУ, г. Одесса*

Интегрированная система энергоснабжения (ИАС) позволяет рационально использовать электроэнергию в ночные часы при минимальных нагрузках на энергосистему, при оплате по льготному тарифу (40%), что возможно лишь при использовании баков-аккумуляторов энергии [1].

В ИАС предусмотрен режим накопления теплоты в БА за счет возобновляемых источников энергии для целей энергоснабжения потребителей (отопление, ГВС), что позволяет сэкономить традиционную энергию, путем увеличения доли его замещения, улучшив состояние окружающей среды [2].

В ИАС предусмотрен режим работы с накоплением теплоты в БА, что обеспечивается двумя источниками энергии – солнечными коллекторами (СК) и электрическим котлом (ЭК). Если разность температур в СК и в нижней части БА оказывается выше заданного значения, то происходит накопление теплоты с использованием гелиотехнических возможностей контура СК [3].

В случае недостаточной величины температуры теплоносителя в контуре отопления, предусмотрено включение ЭК, при этом отбор теплоты и его накопление в БА будет происходить одновременно.

При этом, постоянная работа ЭК предусмотрена котла с 23 до 7 часов (в период минимальных тарифов на электроэнергию), с также с 11 до 17 часов, при необходимости. Отключение электрического котла предусмотрено, при достижении температуры в БА, величина которой соответствует отопительному графику.

### *Литература*

1. Мазуренко А.С., Климчук О.А., Денисова А.Є., Здзіслав Кабза, Нго Мінь Хіеу. Энергозберігаючий проект для студентського містечка Одеського національного політехнічного університету // Матеріали IV міжнародної конференції магістрів, аспірантів та науковців «Управління проектами в умовах транзитивної економіки», ОДАБА, Одеса, 2013. –Том 2.– С. 106 – 108.

2. Денисова А.Е., Мазуренко А.С. Оценка доли замещения тепловой нагрузки потребителя комплексной альтернативной системой теплоснабжения // Холодильная техника и технология. – 2000. – № 67. – С. 48 – 51.

2. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., БУХКАЛО С.І., ДЕНИСОВА А.Є., ДЕМІДОВ І.М., КАПУСТЕНКО П.О., АРСЕНЬЄВА О.П., БІЛОУС О.В., ОЛЬХОВСЬКА О.І. Загальна технологія харчової промисловості у прикладах і задачах (Інноваційні приклади)/ Підручник. К.: Центр навчальної літератури, 2016. – 468 с.

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



## «ХОЛОДИЛЬНИЙ ЛАНЦЮГ» - ЯК СКЛАДОВА РОЗВИТКУ СУСПІЛЬСТВА

*Білоус Д.І., магістр ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса*

Сектор холодної мережі є одним з найважливіших, але його треба розглядати з точки зору різних бізнес-сегментів. Це відбувається тому, що холод перетинається з різними економічними, соціальними та технічними сферами, тобто харчова промисловість, охорона здоров'я, охолодження, транспорт, туризм тощо. Необхідні єдині норми та напрямки для холоду, вибір технології ланцюга, що має менший вплив на довкілля; енергетична електронна експлуатація та розподілена економіка між різними групами та організаціями в межах однієї країни. У вересні 2015 року Міжнародне співтовариство оприйняло 2030 рік цілі сталого розвитку, що передбачають ціль № 2 «Нуль Голод», як друга глобальна мета, яку потрібно досягти до 2030. Це автоматично означає потребу холоду в достатній мірі. Портфелі «Продовольча безпека» та «Продовольчі відходи», залежить від можливостей холодної ланцюга. Хоча цю ціль можна відзначити як головна мета, безпосередньо пов'язана з холодильним ланцюгом, інші цілі також пов'язані з бізнесом холодної ланцюга, тобто ціль № 3: «Здоров'я і благополуччя», ціль № 9: «Промислові інновації та інфраструктура», Ціль № 12 «Відповідальне споживання та виробництво», а також Ціль № 13: «Кліматичні дії». Тому комплексний підхід у вирішенні проблеми "холодильного ланцюга" може призвести до багатьох соціально-економічних та екологічних вигод.

"Холодний ланцюг" відноситься до різних етапів охолодження продукту який проходить до тих пір, поки він не буде видалений замовником торговельному середовищі, або вивантажений з транспортного засобу в декількох метрах від місця призначення.

Холодний ланцюг часто досить складний. У світі близько 400 Мільйон тонн їжі зберігається за допомогою холодильного обладнання. Загальний обсяг холодильних складів наземні складає близько 600 млн. м<sup>3</sup>. ІІР оцінює, що загальна кількість холодильних установок, кондиціонерів та теплових насосів у всьому світі працює приблизно 3 мільярди, у тому числі 1,5 мільярда побутових холодильників. 90 мільйонів комерційних холодильників обладнання (включаючи конденсаторні агрегати, автономне обладнання і централізовані системи) працюють у світі. Також є 4 млн. рефрижераторних автотранспортних засобів (мікроавтобусів, вантажних автомобілів, напівпричепів або причепи), 1,2 млн. контейнерів з охолодженням (рефрижератори) та 477 000 супермаркети, площа від 500 до 20 000 м<sup>2</sup> де споживається 45% електроенергії.

Харчовий ланцюг відповідає за парниковий газ - викиди через прямі (викиди хладагента) і непрямий (енергоспоживання). Опубліковані дані, щодо загальних викидів для кожного етапу ланцюг відносно незначна. Однак дані, що свідчать про те, що роздрібний сектор має відносно високі прямі та непрямі викиди в порівнянні з іншими секторами харчового холодної ланцюга.

Побутове холодильне обладнання має високі загальні викиди (через велику кількість холодильників), але прямі викиди є низькими через низький виток холодоагентів та використання холодоагентів з низьким GWP, але непрямі викиди відносно високі.

Від 35% до 40% побутових холодильників працює на R600a, вуглеводневий газ з GWP=3 (Регламент Європейського Парламенту № 517/2014, 2014 рр. 16). Загалом холодильники, що працюють на вуглеводні, випробовуються на витік гелію перед тим як заряджатись хладагентом на заводі. Це дає можливість забезпечити високий рівень виявлення витоків. Було мало випадків витоків хладагентів у будинках споживачів.

Звіт про прогрес (UNEP, 2010 18) повідомив, що "передбачається, що найменше 75 відсотків глобальних нових виробництв холодильників за 10 років буде використовувати вуглеводневі хладагенти".

Кожна нота висуває майбутні пріоритетні віхи розвитку і дає рекомендації, у цьому контексті ІІР оцінює загальну кількість холодильних, кондиціонованих та теплових

насосів. Системи, що працюють у всьому світі, складають приблизно 3 мільярди. Глобальні річні продажі такого обладнання становить приблизно 300 мільярдів доларів. Майже 12 мільйонів людей працюють у всьому світі холодильний сектор, який споживає близько 17% загальної електроенергії, що використовується у всьому світі.

Холодильний сектор світової економіки, який, як очікується, буде рости в найближчі роки через зростання потреб охолодження у численних галузях. Холодильна промисловість відіграє значну і зростаючу роль у сучасній глобальній економіці і має значний внесок у харчову, енергетичну та екологічну галузь.

*Науковий керівник: Хмельнюк М.Г., проф. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ*



## **РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ХОЛОДИЛЬНЫХ АППАРАТОВ КОМПРЕССИОННОГО И АБСОРБЦИОННОГО ТИПА**

*Биленко Н.А. аспирантка, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса*

Оценка термодинамического совершенства реальных процессов в энергетической установке имеет важное значение, ибо чем энергетически совершеннее процесс, тем меньше затраты первичного органического топлива на его осуществление.

Представленная методика предназначена для использования при разработке и проектировании новых схем и конструкций бытовых абсорбционно-диффузионных бытовых холодильных аппаратов (АДБХА).

Новый подход к анализу позволяет снизить затраты первичной тепловой энергии, по сравнению с существующими АДБХМ, в ~ 3 раза, а по сравнению с компрессионными моделями – в 1,7 раза. Анализ проводился на примере отечественного бытового абсорбционного морозильников АМЛ-180 типа «Стugna» емкостью 180 л производства Васильковского завода холодильников.

Так как анализ носил сравнительный характер, рассматривались два типа морозильников: АДМ – абсорбционно-диффузионный и КМ – компрессионный.

Сравнение производилось для обоих возможных вариантов работы морозильников: первый – АДМ и КМ работают от сетевой энергии; второй – КМ работает от сетевой электроэнергии, а АДМ – от горелочных устройств, в которых сжигается органическое топливо. Использовалась общепринятая методика расчета эксергетических потерь в отдельных элементах энергетических и холодильных установок.

Общий эксергетический КПД определялся как сумма потерь на отдельных элементах.

При проведении анализа приняты следующие начальные параметры:

- a) температура в морозильных камерах минус 18 °С;
- b) температура окружающей среды 32 °С;
- c) температурные напоры в теплообменных аппаратах 5...10 °С;
- d) КПД мотор-компрессора: индикаторный - 0,45; механический - 0,7 и электрический - 0,8;
- e) среднестатистический КПД получения и транспортировки электроэнергии ( в условиях Украины) – 0,3;
- f) КПД горелочных устройств 0,84.

В результате анализа получены следующие выводы:

а) при работе аппаратов от сетевой электроэнергии термодинамические преимущества имеют компрессорные модели; при этом основные потери имеют место в процессах получения и транспортировки электроэнергии;

б) для АДБХА, в отличие от компрессионных, имеется способ улучшить эксергетические показатели путем использования в качестве источника энергии органического топлива; при этом возрастают потери в термосифон – генераторе, однако, ввиду отсутствия потери при транспортировке энергии, общий эксергетический КПД АДМ увеличивается ~ в 3 раза, а по сравнению с компрессионными моделями в ~ 1,7 раза; во столько же раз уменьшается расход первичного топлива, что весьма существенно в условиях Украины.

*Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ОНАПТ, д-р. техн. наук, профессор Титлов А.С.*

## **МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

*Биленко Н.А. аспирантка, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса*

Оценка термодинамического совершенства реальных процессов в энергетических, холодильных и энерготехнологических установках имеет важное значение, ибо чем термодинамически совершеннее процесс, тем меньше затраты топлива на его осуществление.

Стандартом для сравнения реальных процессов служат идеальные (практически недостижимые) процессы, в которых получаемая механическая работа максимальна, а затрачиваемая – минимальна.

Разность между работой в обратимом и реальном процессах (в случае получения механической энергии) и наоборот (в случае затраты механической энергии) является термодинамической потерей, или потерей эксергии в реальном процессе.

Под эксергией потока рабочего тела понимается та максимальная работа, которая могла бы быть получена теоретически при переходе рабочего тела из данного состояния (характеризующегося параметрами с индексом «1») к состоянию полного равновесия с окружающей средой (характеризующегося параметрами с индексом «0»).

Эксергия вычисляется как:

$$e_1 = (i_1 - i_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0), \quad (1)$$

где  $T_0$  – температура окружающей среды;

$i_0, s_0$  – параметры рабочего тела при температуре окружающей среды.

В случае термодинамического цикла для получения механической энергии за счёт теплоты  $Q_1$ , подводимой к рабочему телу от горячего источника при температуре  $T$ , можно говорить об эксергии этой теплоты. Она будет равна максимальной работе термодинамического цикла, состоящего из обратимых термодинамических процессов, осуществляющихся между горячим источником с температурой  $T$  и холодным источником с температурой  $T_0$ . Эксергия этой теплоты, в соответствии с положениями Карно, выразится как:

$$E_T = Q_1 - T_0 \int_1^2 \frac{dQ}{T} = Q_1 - T_0 \cdot \Delta S_T, \quad (2)$$

где  $\Delta S_r$  – изменение энтропии горячего источника при отводе от него теплоты  $Q_l$ .

Эксергия работы тех видов энергии, которые прямо (либо косвенно) теоретически полностью превращаются в механическую энергию, численно равна самой работе этих видов энергии. К ним относятся электрическая энергия или энергия химических связей (последняя теоретически полностью превращается в электрическую энергию в топливных элементах).

Термодинамическая (или эксергетическая) потеря  $\Pi_i$  в каком-либо процессе, который осуществляется в данном элементе установки, вычисляется по формуле Клаузиуса:

$$\Pi_i = T_0 \cdot \left( \sum \Delta s \right)_i, \quad (3)$$

где  $(\sum \Delta s)_i$  – сумма изменений энтропии всех тел, участвующих в процессе.

Под эксергетическим КПД  $\eta_{ei}$  какого-либо элемента установки, в котором осуществляется данный процесс, понимается отношение:

$$\eta_{ei} = \frac{\left( \sum E_{\text{вблх}} \right)_i}{\left( \sum E_{\text{вх}} \right)_i}, \quad (4)$$

где  $\left( \sum E_{\text{вблх}} \right)_i$  – сумма всех видов эксергии на входе в элемент установки;

$\left( \sum E_{\text{вх}} \right)_i$  – то же, на выходе из элемента установки.

Очевидна связь между этими величинами:

$$\eta_{ei} = 1 - \frac{\Pi_i}{\left( \sum E_{\text{вх}} \right)_i}. \quad (5)$$

Под эксергетическим КПД энергетической установки (прямой термодинамический цикл) понимается отношение величины реально полученной электроэнергии  $L_э$  к эксергии того вида энергии, который подведен в установку  $E_{\text{вх}}$ :

$$\eta_e^{\text{эв}} = \frac{L_э}{E_{\text{вх}}}. \quad (6)$$

Применительно к энергетической установке на органическом топливе выражение (6) с учётом (2), приобретает вид:

$$\eta_e^{\text{эв}} = \frac{L_э}{b \cdot Q_p^H} = \eta_{\text{э}}, \quad (7)$$

т.е. превращается в обычный, т.н. «электрический» КПД установки.

Под эксергетическим КПД холодильной установки (обратный термодинамический цикл) понимается отношение величины минимально необходимой работы  $L_{\text{min}}$  для получения холодильного в диапазоне температур  $T_X \dots T_0$  ( $T_X$  – температура в холодильной камере) к сумме эксергии всех видов энергии, подведенных в холодильную установку  $\sum E_{\text{вх}}$ , т.е.:

$$\eta_e^X = \frac{L_{\text{min}}}{\sum E_{\text{вх}}}. \quad (8)$$

Очевидно, что величина  $L_{\text{min}}$  равна работе, затрачиваемой в обратном цикле Карно при верхней температуре  $T_0$  и нижней температуре  $T_X$ . С учётом всего сказанного, из (8) следует, что:

$$\eta_e^X = \frac{Q_0}{\sum E_{ex}} \cdot \left( \frac{T_0}{T_X} - 1 \right). \quad (9)$$

Применительно к парокомпрессионной холодильной установке, для которой источником энергии является электрическая энергия, выражение (9) с учётом (2), приобретает вид:

$$\eta_e^{XK} = \varepsilon_{\mathcal{E}} \cdot \left( \frac{T_0}{T_X} - 1 \right), \quad (10)$$

где  $\varepsilon_{\mathcal{E}} = \frac{Q_0}{L_{\mathcal{E}}}$ , – эффективный холодильный коэффициент установки.

Применительно к теплоиспользующим холодильным установкам (абсорбционным и парожетонным холодильным установкам), для которых источниками энергии являются тепло невысокого потенциала  $Q_{\Gamma}$  и электрическая энергия  $L_{ЭН}$ , выражение (9) с учётом (2) и (3), приобретает вид:

$$\eta_e^{XT} = \zeta_T \cdot \frac{\left( \frac{T_0}{T_X} - 1 \right)}{1 - \frac{T_0 \cdot \Delta S_{\Gamma} - L_{ЭН}}{Q_{\Gamma}}}, \quad (11)$$

где  $\Delta S_{\Gamma}$  – изменение энтропии источника низкопотенциального тепла;

$\eta_T = \frac{Q_0}{Q_{\Gamma}}$  – тепловой коэффициент холодильной установки.

Для постоянной температуры низкопотенциального источника  $T_{\Gamma} = const$  (либо для

среднеинтегральной температуры  $T_{\Gamma} = \frac{\int \frac{dQ}{T}}{\Delta S_{\Gamma}}$  при переменности температуры низкопотенциального источника), выражение (11) с учётом пренебрежимо малой затраты энергии на насосы ввиду несжимаемости жидкости, упрощается и приобретает вид:

$$\eta_e^{XT} = \zeta_T \cdot \frac{T_{\Gamma} \cdot (T_0 - T_X)}{T_X \cdot (T_{\Gamma} - T_0)}. \quad (12)$$

*Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАПТ, д-р. техн. наук, профессор Титлов А.С.*

## МОДЕЛЮВАННЯ ЦИКЛІВ АБСОРБЦІЙНОЇ ВОДОАМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

*Магурян Н.С., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

Цикли АВХМ реалізовані в насосної і безнасосної схемою. Насосні схеми мають більш високу енергетичну ефективність, але мають в своєму складі циркуляційний насос і не автономні. Безнасосної схеми автономні, але недостатньо ефективні. Робоче тіло

насосних АВХМ – водоаміачний розчин (ВАР), безнасосної - ВАР з добавкою інертного газу (водню). Однією з особливостей АВХМ є взаємозалежність температур в характерних процесах циклу - температури гріючого середовища, температури охолоджуючої середовища, температури об'єкта охолодження. З трьох температур довільно можуть бути задані тільки дві. Як показує практика, робота холодильної установки повинна забезпечувати заданий рівень охолодження, а сама установка працювати у відповідних кліматичних умовах, тобто при заданій температурі охолоджуючої середовища. Тому, реальним параметрів, який може змінюватися є тільки температура гріє джерела. Сучасні методики розрахунку не враховують таку взаємозалежність температур в абсорбційному холодильному циклі, так як припускають наявність джерела теплової енергії з необхідним температурним потенціалом. У той же час, аналіз параметрів джерел низькою і альтернативної теплової енергії показує, що значна їх частина не може бути використана для реалізації традиційних циклів АВХМ через недостатньо високого температурного потенціалу. До цих джерел відносяться відхідні гази двигунів внутрішнього згорання, геотермальні джерела і сонячні колектори (СК).

Для роботи з низкопотенційними джерелами теплової енергії розроблено алгоритм розрахунку циклів АВХМ насосного типу.

Початковими даними для розрахунку і аналізу являються: температура охолоджувального середовища  $t_w$ ; температура об'єкта охолодження  $t_{ob}$ ; температурні напори на елементах, які неявно враховують умови теплообміну і недорекуперацію тепла:  $\Delta t_h$  - температурний напір між слабким ВАР і гріючим джерелом тепла;  $\Delta t_{wk}$ ,  $\Delta t_{wa}$ ,  $\Delta t_{оef}$  - температурний напір в конденсаторі, абсорбері, дефлегматорі і охолоджувальним середовищем;  $\Delta t_{TO}$  - температурний напір між потоками слабого і міцного ВАР на холодному кінці РТР; холодопродуктивність випарника  $Q_0$ . Змінним параметром при аналізі являється температура джерела тепла  $t_h$ .

Аналіз результатів розрахунку дозволяє зробити наступні висновки.

У діапазоні розрахункових параметрів має місце максимум енергетичної ефективності АВХМ. Найбільш явна наявність максимуму для умов роботи при температурах охолоджувального середовища 20...32°C і низьких температурах об'єкта охолодження (мінус 25°C). При зниженні температур об'єкта охолодження максимум енергетичної ефективності зміщується в область високих температур гріючого середовища, а його чисельні значення зменшуються. Так, наприклад, при температурі охолоджувального середовища 26 °C і температурі об'єкта охолодження мінус 5°C максимум теплового коефіцієнта має місце при температурі джерела тепла 110°C, при мінус 15°C - при 120°C, при мінус 25°C - при 140°C, відповідно значення теплового коефіцієнта складають: 0,53; 0,44; 0,34.

Аналіз результатів розрахунку показав, що такий хід залежностей пояснюється: а) в області низьких температур гріючого середовища (до максимуму теплового коефіцієнта) - високою кратністю циркуляції ВАР між генератором і абсорбером (від 6 до 112), яка зумовлена вузькою областю дегазації ( $\Delta\xi = \Delta\xi_{кр} - \xi_{сл}$ ) -  $\Delta\xi = 0,006...0,033$ ; б) в області високих температур гріючого середовища - збільшенням частини води в паровій суміші, що виходить з генератора, - наприклад при температурі охолоджуючого середовища 26 °C і температурі об'єкта охолодження мінус 5 °C зростання долі пари води в суміші складає від 0,036 до 0,408, тобто більше, ніж в 10 разів.

У першому випадку мають місце додаткові теплоприпливи в генератор з потоком міцного ВАР. У другому випадку, незважаючи на зниження кратності циркуляції ВАР, теплове навантаження в генераторі збільшується через додаткові витрати на випаровування абсорбенту. Зростання теплового навантаження дефлегматора при цьому, відповідно також збільшується більше, ніж в 10 разів (при температурі охолоджувального середовища 26°C і температура об'єкта охолодження мінус 5 °C - від 0,024 кДж/кг до 2,200

кДж/кг).

Зменшення теплового коефіцієнта циклу АВХМ при зниженні рівня температур охолодження пояснюється тим, що для реалізації низькотемпературного циклу потрібен ВАР з підвищеною долею абсорбенту в абсорбері, а це пов'язано з додатковим випаровуванням води в генераторі. Так, наприклад, при температурі охолоджувального середовища 26 °С зниження температури об'єкту охолодження від мінус 5 °С до мінус 25 °С вимагає зниження долі аміаку в слабкому ВАР від 0,439 до 0,129.

Для оцінки енергетичних перспектив зміни складу робочого тіла АВХМ в частині зменшення кількості інертного газу (зниження тиску в системі) при зниженні температури охолоджуючого середовища було виконано моделювання і аналіз процесів тепло- і масообміну в основних елементах АВХМ (абсорбері, випарнику і генераторі).

#### Висновки і рекомендації за результатами аналізу циклів АВХМ

1. Розроблено оригінальний алгоритм пошуку мінімально необхідної температури гріючого середовища в залежності від температур об'єкта охолодження і охолоджуючої середовища для реальної АВХМ.

2. Сформульовані рекомендації для використання реальних АВХМ в комбінації і сонячними колекторами.

3. При реалізації традиційних циклів АВХМ є режими з максимальною енергетичною ефективністю в практичних діапазонах температур охолоджуючої середовища (від 10 до 32 °С) і об'єктів охолодження (від мінус 25 до мінус 5 °С). Для досягнення таких оптимальних режимів необхідно відповідна комбінація складу міцного ВАР і температури що гріє джерела.

4. Робота насосної схеми АВХМ в області низьких температур, що гріє джерела (від 90 до 120 °С) передбачає наявність циркуляційного насоса з настановної потужністю на 2-3 порядку перевищує потужність насоса, що працює в схемі в діапазоні температур гріє джерела від 120 до 160 °С.

*Науковий керівник: зав. кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту  
ОНАПТ, д-р. техн. наук, професор Тітлов О.С.*

---

## МОДЕЛЮВАННЯ ЦИКЛІВ АБСОРБЦІЙНОЇ ВОДОАМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

*Магурян Н.С., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

Цикли АВХМ реалізовані в насосної і безнасосної схемою. Насосні схеми мають більш високу енергетичну ефективність, але мають в своєму складі циркуляційний насос і не автономні. Безнасосної схеми автономні, але недостатньо ефективні. Робоче тіло насосних АВХМ – водоаміачний розчин (ВАР), безнасосної - ВАР з добавкою інертного газу (водню). Однією з особливостей АВХМ є взаємозалежність температур в характерних процесах циклу - температури гріючого середовища, температури охолоджуючої середовища, температури об'єкта охолодження. З трьох температур доволно можуть бути задані тільки дві. Як показує практика, робота холодильної установки повинна забезпечувати заданий рівень охолодження, а сама установка працювати у відповідних кліматичних умовах, тобто при заданій температурі охолоджуючої середовища. Тому, реальним параметрів, який може змінюватися є тільки температура гріє джерела. Сучасні методики розрахунку не враховують таку взаємозалежність температур в абсорбційному холодильному циклі, так як припускають наявність джерела теплової енергії з необхідним

температурним потенціалом. У той же час, аналіз параметрів джерел низькою і альтернативної теплової енергії показує, що значна їх частина не може бути використана для реалізації традиційних циклів АВХМ через недостатньо високого температурного потенціалу. До цих джерел відносяться відхідні гази двигунів внутрішнього згорання, геотермальні джерела і сонячні колектори (СК).

Для роботи з низкопотенційними джерелами теплової енергії розроблено алгоритм розрахунку циклів АВХМ насосного типу.

Початковими даними для розрахунку і аналізу являються: температура охолоджувального середовища  $t_w$ ; температура об'єкта охолодження  $t_{ob}$ ; температурні напори на елементах, які неявно враховують умови теплообміну і недорекуперацію тепла:  $\Delta t_h$  - температурний напір між слабким ВАР і гріючим джерелом тепла;  $\Delta t_{wk}$ ,  $\Delta t_{wa}$ ,  $\Delta t_{оef}$  - температурний напір в конденсаторі, абсорбері, дефлегматорі і охолоджувальним середовищем;  $\Delta t_{TO}$  - температурний напір між потоками слабого і міцного ВАР на холодному кінці РТР; холодопродуктивність випарника  $Q_0$ . Змінним параметром при аналізі являється температура джерела тепла  $t_h$ .

Аналіз результатів розрахунку дозволяє зробити наступні висновки.

У діапазоні розрахункових параметрів має місце максимум енергетичної ефективності АВХМ. Найбільш явна наявність максимуму для умов роботи при температурах охолоджувального середовища 20...32 °С і низьких температурах об'єкта охолодження (мінус 25 °С). При зниженні температур об'єкта охолодження максимум енергетичної ефективності зміщується в область високих температур гріючого середовища, а його чисельні значення зменшуються. Так, наприклад, при температурі охолоджувального середовища 26 °С і температурі об'єкта охолодження мінус 5 °С максимум теплового коефіцієнта має місце при температурі джерела тепла 110 °С, при мінус 15 °С - при 120 °С, при мінус 25 °С - при 140 °С, відповідно значення теплового коефіцієнта складають: 0,53; 0,44; 0,34.

Аналіз результатів розрахунку показав, що такий хід залежностей пояснюється: а) в області низьких температур гріючого середовища (до максимуму теплового коефіцієнта) - високою кратністю циркуляції ВАР між генератором і абсорбером (від 6 до 112), яка зумовлена вузькою областю дегазації ( $\Delta \xi = \Delta \xi_{кр} - \xi_{сл}$ ) -  $\Delta \xi = 0,006 \dots 0,033$ ; б) в області високих температур гріючого середовища - збільшення частини води в паровій суміші, що виходить з генератора, - наприклад при температурі охолоджуючого середовища 26 °С і температурі об'єкта охолодження мінус 5 °С зростання долі пари води в суміші складає від 0,036 до 0,408, тобто більше, ніж в 10 разів.

У першому випадку мають місце додаткові теплоприпливи в генератор з потоком міцного ВАР. У другому випадку, незважаючи на зниження кратності циркуляції ВАР, теплове навантаження в генераторі збільшується через додаткові витрати на випаровування абсорбенту. Зростання теплового навантаження дефлегматора при цьому, відповідно також збільшується більше, ніж в 10 разів (при температурі охолоджувального середовища 26 °С і температура об'єкта охолодження мінус 5 °С - від 0,024 кДж/кг до 2,200 кДж/кг).

Зменшення теплового коефіцієнта циклу АВХМ при зниженні рівня температур охолодження пояснюється тим, що для реалізації низькотемпературного циклу потрібен ВАР з підвищеною долею абсорбенту в абсорбері, а це пов'язано з додатковим випаровуванням води в генераторі. Так, наприклад, при температурі охолоджувального середовища 26 °С зниження температури об'єкта охолодження від мінус 5 °С до мінус 25 °С вимагає зниження долі аміаку в слабкому ВАР від 0,439 до 0,129.

Для оцінки енергетичних перспектив зміни складу робочого тіла АВХМ в частині зменшення кількості інертного газу (зниження тиску в системі) при зниженні температури охолоджуючого середовища було виконано моделювання і аналіз процесів тепло- і

масообміну в основних елементах АВХМ (абсорбері, випарнику і генераторі).

#### Висновки і рекомендації за результатами аналізу циклів АВХМ

1. Розроблено оригінальний алгоритм пошуку мінімально необхідної температури грійоного середовища в залежності від температур об'єкта охолодження і охолоджуючої середовища для реальної АВХМ.

2. Сформульовані рекомендації для використання реальних АВХМ в комбінації і сонячними колекторами.

3. При реалізації традиційних циклів АВХМ є режими з максимальною енергетичною ефективністю в практичних діапазонах температур охолоджуючої середовища (від 10 до 32 °С) і об'єктів охолодження (від мінус 25 до мінус 5 °С). Для досягнення таких оптимальних режимів необхідно відповідна комбінація складу міцного ВАР і температури що гріє джерела.

4. Робота насосної схеми АВХМ в області низьких температур, що гріє джерела (від 90 до 120 °С) передбачає наявність циркуляційного насоса з настановної потужністю на 2-3 порядку перевищує потужність насоса, що працює в схемі в діапазоні температур гріє джерела від 120 до 160 °С.

*Науковий керівник: зав. кафедройю теплоенергетики та трубопровідного транспорту ОНАПТ, д-р. техн. наук, професор Тітлов О.С.*

### **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ МОДИФІКАЦІЇ І ПРОЕКТУВАННЯ НОВИХ ДАТА-ЦЕНТРІВ**

*Д.О. Крушельницький, студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

У період 2017-2020 рр. Україна зобов'язується виконати завдання –досягнути зниження енергоємності ВВП у два рази до 2035 р. Реалізація цього завдання вимагатиме високотехнологічних рішень, значних інвестицій, відповідної нормативно-правової бази і структурних змін в економіці.

Зараз в Україні для модернізації існуючих або проєктовані нових дата-центрів стоять ряд проблем потребуючих безтермінового вирішення. Одна з них, що при модернізації або проєктовані дата-центрів не береться до уваги факт того, що декілька комплексних інженерних систем репрезентують цей технічний комплекс. При проєктуванні систем кондиціонування серверних приміщень повинна використовуватися формула  $N + 1$ , що означає при піковому навантаженні підраховують загальну кількість тепла та підбирають необхідну кількість кондиціонерів для забезпечення навантаження плюс один, що не виконується в Україні. Інша проблема лежить у зростанні навантаження на систему кондиціонування повітря із року в рік у зв'язку з розвитком ІТ технологій, що в свою чергу потребує переобладнання та інвестицій. Наступна проблема, яка тісно пов'язана з попередньою –це відсутність резервних генераторів, резервної системи електропостачання (чи мала її потужність), що призводить до простоїв обладнання та аварій при відключені електроенергії.

При оптимізації дата-центрів використовують системи керування та моніторингу, які дозволяють аналізувати данні за використанням ресурсів, розраховувати базові показники енергоефективності та інші системи виміру згідно яких проводиться оцінювання роботи дата-центру: коефіцієнт ефективності використання енергії (PUE – Power Usage Effectiveness); коефіцієнт ефективності інфраструктури (DCiE- Data Center Infrastructure Efficiency); коефіцієнт ефективності використання води (WUE -

WaterUsageEffectiveness); і коефіцієнт ефективності використання вуглецю (CUE - CarbonUsageEffectiveness).

Якщо ми звертаємося до глобального досвіду по модифікації та проектуванню дата-центрів, необхідно відмітити ряд технологій охолодження які успішно підтримуються. Компанія **GreenGrid, зі штату Орегон, США** провела дослідження відносно використання енергоефективних, «зелених» технологій.

«Freecooling» - в основі лежить використання зовнішнього повітря, який пропускають, через відповідні теплообмінники. Системи рекуперації тепла і фрікулінга дозволяють крупним дата-центрам використовувати надлишкову теплову енергію для підтримання комфортних умов в житлових приміщеннях. У Стокгольмі, Муніципалітет разом з проектом Stockholm Data Parks планує створити екосистему, де тепло дата-центру підлягає утилізації, покриття до 10% енергії, що витрачається на опалення міста. Компанія Borderlight AB запускає 5МВт ЦОД в Стокгольміз метою продажу надлишкового тепла. Сервернеобладнання постачатиме GoGreenHost, дочірня компанія Borderlight, а перерозподілом тепла займеться Fortum Värme.

Щодо Англії, з суворим суворим кліматом, використання вітроенергетичних установок дозволяють місцевим дата-центрам знизити витрати на охолодження та енергоспоживання. Хоча використання вітро-генераторів і вітроенергетичних систем збільшує капітальні витрати до 10% в порівнянні з класичним інвестуванням дата-центру, термін окупності становить 4 роки. Apple запускає дата-центр з використанням енергії вітру, крім цього компанія використовує сонячну енергію, де сонячні батареї дата-центру Apple в Північній Кароліні генерують 42 млн кВт / год електроенергії на рік, що вистачає для забезпечення енергією 60% обладнання і системи охолодження, а решту 40% обслуговує біопаливна станція, яка знаходиться поряд з дата-центром. Є також приклади гібридних систем у Франкфурті.

Положення на українському ринку послуг 2017 року, де можливо спостерігати за зростанням потреб у послугах експертів, спеціалістів-холодильщиків, які мають досвід в проектування та інсталяції систем холодостачання, дає право пропонувати новітні енергоефективні, «зелені» рішення з використанням глобального досвіду щодо модифікації та проектування дата-центрів, об'єктів критичної інфраструктури в Україні згідно Указу Президента «Про рішення Ради національної безпеки і оборони України» від 29 грудня 2016 р. «Про удосконалення заходів забезпечення захисту об'єктів критичної інфраструктури» № 8/2017.

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



## СЕКЦІЯ №2 – «КОМПРЕСОРИ ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИ»

*Засідання*

*24 квітня 2018 року о 12<sup>30</sup>, ауд. 52*

*Науковий керівник – проф. Мілованов В.І.*

*Секретар – інженер Балашов Д.О.*

### ТУРБОГЕНЕРАТОРИ ДЛЯ ГАЗОРОЗПІДІЛЬНИХ СТАНЦІЙ НА БАЗІ ВИХРОВОЇ ТУРБИНИ

*Смоленко Д.В, магістр СумДУ, м. Суми*

Проблема енергозбереження є однією з найважливіших всесвітніх проблем, так як потрібно задовольняти зростаючі енергетичні потреби людства. Україна ж є державою, що має одну з найбільш енергозатратних економік у світі, для якої питання енергозбереження важливе також і для національної безпеки. Незважаючи на велику кількість паливно-енергетичних ресурсів в надрах, наша країна все ще не задовольняє власних потреб енергії. Одним із способів часткового вирішення цієї проблеми є утилізація вторинних енергетичних ресурсів. Велика кількість ексергії стиснених газів і парів втрачається на редукторах і регуляторах газорозподільних станцій (ГРС) та пунктів, при подачі паливного газу на газотурбінні двигуни в газовій промисловості, у різних технологічних процесах промисловості, у комунально-побутовому господарстві тощо. Знизити втрати та підвищити коефіцієнт корисного використання енергоресурсів можливо шляхом використання енергозберігаючої турбогенераторної установки замість звичного спрацьовування перепаду тиску на дроселюючому органі.

Найперспективніше створення турбогенераторів малої потужності (до 500 кВт) на базі вихрових розширювальних турбомашин (ВРТМ), котрі мають ряд переваг перед класичними турбінами: простота конструкції, технологічність, низька собівартість виготовлення; значно більш низька частота обертання ротора ВРТМу порівнянні з класичними турбінами, що часто дозволяє відмовитися від застосування понижувальних редукторів при конструюванні приводів різних механізмів та агрегатів, також значно знижує вартість, підвищує надійність машини та скорочує витрати на обслуговування.

У даній роботі були проведені розрахунки турбогенератора для власних потреб газорозподільної станції (ГРС) із пропускнуздатністю 5000 нм<sup>3</sup>/год, 10000 нм<sup>3</sup>/год та 30000 нм<sup>3</sup>/год на базі вихрової розширювальної турбіни з тиском на вході  $P_{вх} = 2,5$  МПа при потужностях генераторів  $N_{ТГ} = 5; 10; 20$  кВт для різних тисків на виході  $P_{вих} = 0,3; 0,6; 1,2$  МПа.

На основі методики розрахунку вихрових турбін була створена програма на базі Microsoft Excel. Для всіх дев'яти варіантів розрахунків турбогенераторів визначені газодинамічні та геометричні параметри вихрової турбіни, побудовані графіки залежності витрати газу, приведеної окружної швидкості, частоти обертання та діаметра робочого колеса від тиску на виході.

Із проведеного аналізу отриманих результатів розрахунків для чотирьох варіантів турбогенераторів рекомендоване встановлення робочого колеса турбіни на валу електрогенератора, в інших випадках рекомендується використання понижувальної передачі. Для одного із розрахованих турбогенераторів підібраний вибухобезпечний асинхронний електродвигуну якості генератора, зроблене креслення робочого колеса вихрової турбіни та складальне креслення турбогенератора, виконаного у компактному циліндричному корпусі для забезпечення герметичності установки та спрощення монтажу.

*Науковий керівник: Ванєєв С.М., к.т.н., завідувач кафедри технічної теплофізики  
СумДУ*

## ОТРИМАННЯ ЗРІДЖЕНОГО ПРИРОДНОГО ЗА ДОПОМОГОЮ ТУРБОДЕТАНДЕРНОЇ СХЕМИ

*Савченко С. Л., бакалавр СумДУ, м. Суми*

Зріджений природний газ (ЗПГ, англ. LNG – liquefied natural gas) - природний газ (переважно метан,  $\text{CH}_4$ ), штучно зріджений шляхом охолодження до  $-160^\circ\text{C}$  для зручності зберігання або транспортування.

ЗПГ розглядається як пріоритетна або важлива технологія імпорту природного газу цілою низкою країн, включаючи Францію, Бельгію, Іспанію, Південну Корею і США. Найбільший споживач ЗПГ - це Японія, де практично 100% потреб газу покривається імпортом ЗПГ.

ЗПГ отримують з природного газу шляхом стиснення з подальшим охолодженням. При зріджуванні природний газ зменшується в об'ємі приблизно в 600 разів.

Основні переваги ЗПГ:

- висока теплотворна здатність;
- повне згоряння газової суміші;
- при згорянні не утворюється шкідливих речовин і домішок;
- можливість використання в місцях, де немає можливості використання природного газу;
- використання як основного, резервного або аварійного палива.

Транспортується ЗПГ на спеціалізованих морських судах газовозах, обладнаних кріоцистернами, а також на спеціальних автомобілях.

Вважається, що транспортування газу в вигляді ЗПГ стає більш економічним в порівнянні з трубопроводом на відстанях більше декількох тисяч кілометрів.

Розроблена схема установки для зрідження природного газу для родовищ з низьким тиском газу. Виконані розрахунки параметрів в характерних точках циклів.

Розрахунки показують, що для зрідження природного газу для заданих умов потрібні: компресор, який стискає газ від 3 бар до 22,5 бар; два детандерно-компресорних агрегати (ДКА), три апарати повітряного охолодження (АВО), комбінований багатопотоковий теплообмінний апарат. Також потрібен азотний цикл, який забезпечує відбір теплоти. Обладнання для цього циклу включає в себе один детандерно-компресорний агрегат (ДКА), двопотоковий теплообмінний апарат (ТО), два апарати повітряного охолодження (АВО) і компресор.

Розрахунок параметрів в характерних точках циклу азоту і природного газу здійснюється за допомогою програми Proj.

Для варіантного розрахунку азотного компресору використовується комп'ютерна програма для термогазодинамічних розрахунків компресора VDC.

Виконані варіантні розрахунки показали, що на задані параметри найкращим варіантом буде одновальний, триступеневий, двопотоковий відцентровий компресор.

Розрахунок робочих коліс здійснюється за допомогою програми RRK.exe. У процесі розрахунку необхідно здійснювати контроль та аналіз отриманих результатів. Ряд параметрів робочого колеса не повинен виходити за межі рекомендованих значень.

*Науковий керівник: Калінкевич М.В., к.т.н., професор кафедри технічної  
теплофізики СумДУ*

## ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ГАЗОТУРБІННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА МОРСЬКОМУ ФЛОТІ

*Іванов О. М., студент ІХКЕ ОНАХТ, м.Одеса*

У даний час енергетичні установки більшості надводних кораблів флотів розвинених країн оснащені газотурбінними двигунами (ГТД). Газотурбінні двигуни входять до складу як єдиних газотурбінних енергетичних установок (ГТЕУ), так і комбінованих дизель-газотурбінних енергетичних установок (ДГТЕУ).

Основними перевагами ГТД є: висока економічність, великі агрегатні потужності при малих масі і габаритах, пристосованість до автоматизації, висока надійність, простота конструкції і обслуговування, висока технологічність, можливість агрегатного ремонту. Всі ці якості були досягнуті в результаті наполегливих і тривалих пошуків вчених і конструкторів. І тільки сьогодні, при досить високому рівні розвитку газотурбобудування, можна оцінити, наскільки високий внесок вітчизняних вчених і інженерів у створення високоефективних корабельних газотурбінних установок, які не мають альтернативи не тільки в даний час, але і в доступному для огляду майбутньому.

Для збільшення якості управління ГТУ застосовується автоматизація з використанням паливної системи ГТД, за допомогою якої подається паливо при пуску, змінюється режим роботи, виконується зупинка, відключенням подачі палива у камеру згорання здійснюється аварійний захист ГТД. Конструкцією системи передбачається, щоб фактична зміна подачі палива в камеру згорання ГТД не приводить до небезпечного підвищення температури газу, появи нестійких режимів роботи та інших негативних наслідків. Обслуговуючі ГТУ автономні допоміжні механізми являють собою автоматизовані агрегати, які можуть дистанційно приймати команди на пуск, зміну режиму, зупинку і які мають власні захисні та інші пристрої. Крім механізмів до складу ГТУ входить різноманітна автоматична арматура, наприклад пристрої відключення ліній всмоктування і нагнітання резервних насосів, свічки запалювання і пускові форсунки, приводи органів реверсу і антипомпажного пристрою і так далі.

Система управління ГТУ включає сукупність пристроїв, що дають командні сигнали на включення і відключення навантаження частини двигунів установки. Управління ГТУ і її обслуговування неможливо без різних засобів контролю параметрів і сигналізації про становище органів управління, таких як панелі контрольно-вимірювальних приладів, панелі сигналізації у вигляді мнемосхеми або сигнальних ламп, а на високоавтоматизованих судах - системи централізованого контролю (інформаційно-вимірювальні). На автоматизованому судні в системі управління можуть бути використані ЕОМ, які виробляють за даними вимірювань керуючі сигнали, що полегшують роботу оператора.

Засоби управління і контролю скомпоновані в пульти управління, панелі сигналізації і КВП, в блоки управління, розміщені в окремих шафах. Одночасне управління з різних постів виключається. Вузли перемикання постів управління зазвичай передбачають примусову передачу управління будь-якого посту або довільне взяття управління «на себе» з будь-якого посту, причому запасний пост отримує на це право за дозволяючим сигналом з центрального поста.

Запасний пост управління зазвичай розміщується поблизу ГТУ. Кількість інформації про стан ГТУ і всього силового комплексу судна неоднаково на різних постах, зокрема в ходовій рубці інформація обмежується відомостями, необхідними капітану для прийняття рішення про використання ГТУ. Найбільший обсяг інформації надходить в ЦПУ.

Також досить ефективною показала себе комбінована дизель-газотурбінна енергетична установка, яка включає до свого складу різноманітні головні двигуни, які можуть бути термодинамічно пов'язаними один з одним або термодинамічно незалежними. Переваги зазвичай визначаються характером використання судна і його

головною установкою, а також особливостями головних двигунів різних типів. Так, китобійні й рибальські траулери, криголами, транспортні судна активного льодового плавання не весь ходовий час експлуатуються на повній швидкості, чому перешкоджає льодова обстановка чи інші завдання які вирішуються судном. У зв'язку з приблизно кубічною залежністю ефективної потужності установки від швидкості водотоннажного судна і погіршенням економічності ГТУ при відхиленні від розрахункового режиму бажано на малих швидкостях застосовувати спеціальний двигун, котрий малопотужний з високими економічністю і довговічністю. Таким вимогам найбільше відповідає ДВС, не виключено застосування і інших типів двигунів. Повний хід можна швидко розвинути за допомогою двигуна (установки), який крім високої маневреності має бути досить потужним з відносно малою довговічністю, що дозволяє виконати його легким і компактним. Таким вимогам найбільш повно відповідає ГТУ, яка до того ж відносно проста в обслуговуванні.

Висновок : Газотурбобудування – одна з найбільш високотехнологічних галузей промисловості, яка використовує велику кількість передових і наукоємних технологій, сприяючи тим самим розвитку нових наукових напрямів та суміжних галузей промисловості. За століття було створено 4 покоління судових ГТД, і кожне перевершувало свого попередника в разі практично за всіма параметрам. На даний момент можна сказати що ГТД - це кращий вибір для флоту (і не тільки) за рахунок своєї продуктивності, зручності в експлуатації і т. д.

#### Література

1. Гречко Н.Ф. Судовые турбинные установки: справочное пособие / Одесса : «Фенікс». 2005.
2. Комаров О.В., Ревзин Б.С. Газотурбинные двигатели судового типа для энергетических и газотранспортных установок: Учебное пособие, Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2003
3. <https://flotprom.ru>.

*Науковий керівник: Федоров О.Г., Федоров О.Г., к.т.н., доц. кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ*

---

## **СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ФРУКТОХРАНИЛИЩ**

*Ангелюк М.Н., студент 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 окончанию 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 размещают 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  $\text{CO}_2$  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 фруктоохранилищах, в большинстве случаев, компрессорно-конденсаторные блоки являются более оптимальным решением для кондиционирования таких объектов как фруктоохранилища. 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 фруктоохранилища. 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 фруктоохранилища 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 хладагентов выделяется фреон марки R134a. У него есть неоспоримые преимущества, которые делают хладагент одним из самых востребованных.

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



## **ВПЛИВ ВКЛЮЧЕНЬ НАНОЧАСТОК $\text{TiO}_2$ 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°C и температурою конденсації 40°C. 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°C. При високих температурах кипіння (від 0 оС 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, торговельному 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 невелике 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.

## ПРОБЛЕМИ ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ОБЛАДНАННЯ В ГАЗОТРАНСПОРТНІЙ СИСТЕМІ УКРАЇНИ

*Клебан Я.Л., студент ІХКЕ ОНАХТ, м.Одеса*

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 <sub>2</sub>	78,09	3900000
Кисень O <sub>2</sub>	20,95	1200000
Аргон Ar	0,932	67000
Моноксид вуглецю CO	Сліди	0,6
Діоксид вуглецю CO <sub>2</sub>	0,032	2600
Метан CH <sub>4</sub>	$2 \cdot 10^{-6}$	4
Ксенон Xe	$8,2 \cdot 10^{-8}$	2
Оксид діазоту N <sub>2</sub> O	$0,5 \cdot 10^{-6}$	2

Діоксин азоту NO <sub>2</sub>	$< 2 \cdot 10^{-8}$	0,013
Оксид азоту NO	Сліди	0,005
Діоксин сірки SO <sub>2</sub>	$< 1 \cdot 10^{-6}$	0,002
Аміак NH <sub>3</sub>	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 проектуються, 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., проф., зав. кафедри компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ*

## ЗНИЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ СТИСНЕННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРИВ

*Ярошенко А.А, студент 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  $155^{\circ}\text{C}$ , для фреону R410A -  $90^{\circ}\text{C}$ .

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  $\Delta G$  після конденсатору (або РТО) направляєтся до дросельного вентилу де відбувається дроселювання до проміжного тиску  $P_{01}$ . В РТО відбувається рекуперативний теплообмін між основним потоком рідини високого тиску  $G$  та вологою парою  $\Delta G$  проміжного тиску, що обумовлює переохолодження рідини. Пара проміжного тиску всмоктується компресором де змішується із основним потоком пари та стискується до тиску конденсації.

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

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 агента збільшується до 25% для фреону R410 A та до 21% для фреону R404 A.

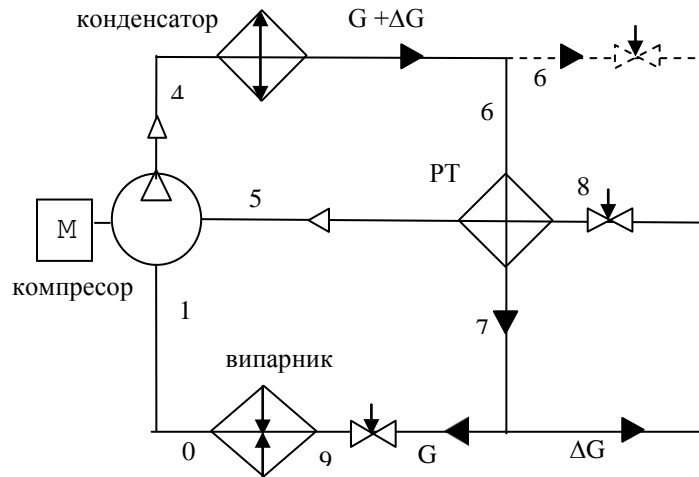


Рис. 1. Схема холодильної машини з РТО проміжного тиску. Пунктиром показано варіант включення РТО з подачею рідини високого тиску від конденсатора

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  $-30^{\circ}\text{C}$ .

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 DWMCOPELAND. www. Copeland.com.

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

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ НАТУРАЛЬНЫХ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ВЛИЯНИЕ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Ковальчук В.В., студент ИХКЭ ОНАИТ, г.Одесса

При принятии решения о том, какой хладагент использовать в той или иной холодильной установке или кондиционере, важную роль играют такие критерии как безопасность, издержки и охрана окружающей среды. В связи с постоянным ростом цен на энергоносители всё большую роль играет также потребление оборудованием электроэнергии. В идеале используемый хладагент должен обладать превосходными термодинамическими характеристиками, высокой химической стабильностью и хорошими физическими свойствами. Кроме того, он не должен влиять на окружающую

среду, или его влияние на неё должно быть минимальным. Также хладагент должен быть доступен повсеместно по низкой цене.

Но, к сожалению, хладагента, отвечающего всем этим требованиям, нет. Поэтому на практике решение в пользу наиболее подходящего хладагента зависит от различного ряда факторов. При этом сфера применения и требования, установленные эксплуатационным предприятием, играют такую же важную роль, как и место установки оборудования и вопрос его влияния на окружающую среду. Но решающим моментом влияния на энергопотребление является всё-таки конструкционное решение всей холодильной установки, учитывая условия частичных нагрузок, поскольку её эффективность зависит в большей мере от общей концепции оборудования, нежели от выбора хладагента.

Натуральные хладагенты (аммиак, углекислота, пропан, этан, метан, пропилен, изобутан) имеют большие перспективы. Особенно это относится к аммиаку.

Аммиачная установка обладает высокой энергоэффективностью. Аммиак - хладагент с лучшими термодинамическими характеристиками. Он является единственным природным хладагентом, от которого промышленность благодаря его высокой эффективности никогда не отказывалась. С экологической точки зрения аммиак также является самым лучшим хладагентом: он не способствует ни разрушению озонового слоя, ни потеплению климата (потенциал озонового истощения ODP и потенциал глобального потепления GWP равны нулю), а баланс полного эквивалентного влияния на потепление TEWI, в связи с высоким КПД холодильной аммиачной установки, является незначительным. При использовании промышленного оборудования мощностью более чем в 500 кВт, с точки зрения эффективности использования энергии и эффективности затрат, аммиак является непревзойдённым хладагентом. Но и в менее мощных установках аммиак всё чаще находит применение.

В настоящее время аммиак нередко применяется в системах с мощностью менее чем в 500 кВт, в которых количество аммиака в комбинации с правильно выбранным хладоносителем может быть уменьшено. Именно в области систем с малым количеством заправляемого хладагента в настоящее время идут интенсивные исследования. Целью разработок стали в том числе небольшие, полугерметичные и герметичные компрессоры мощностью менее чем в 100 кВт. В том же направлении продвигаются и разработки теплообменников с уменьшенным внутренним объёмом. Кроме того, чтобы сделать возможным работу на аммиаке установок с системой непосредственного охлаждения, различные исследователи работают над созданием упрощённой масляной системы с использованием растворимых масел. Кроме того, аммиак всё больше применяется в областях, где раньше преобладало использование синтетических хладагентов. Так, например, все крупные выставочные павильоны Германии для кондиционирования воздуха используют аммиачные жидкостные охладители. Также в зданиях банков, страховых компаний и других учреждений кондиционирование воздуха всё чаще обеспечивается посредством энергосберегающих аммиачных жидкостных охладителей. После того как анализы рисков показали, что потенциал опасности для посетителей аэропорта и для его служащих не превышает потенциала опасности использования синтетических хладагентов, современные аэропорты стали также все чаще применять аммиачные охладительные установки.

Аммиак успешно используется в качестве хладагента для промышленных холодильных установок уже более 130 лет. Он представляет собой бесцветный, сжиженный под давлением газ с едким запахом. В холодильной отрасли хладагент аммиак известен под обозначением R 717 (R = Refrigerant = Хладагент). Для применения в холодильном оборудовании он производится синтетическим способом. Благодаря высокому энергетическому КПД потенциал непрямого глобального потепления его сравнительно низок. Аммиак условно горюч. Однако необходимая энергия его воспламенения в 50 раз выше, чем у природного газа, и без вспомогательного пламени горение аммиака прекращается. Ввиду высокого насыщения аммиака атмосферной влагой

этот газ классифицируется как трудновоспламеняющийся. Аммиак ядовит, но он обладает характерным едким запахом, обеспечивающим высокий эффект предупреждения. Этот газ можно ощутить в воздухе уже при концентрации 3 мг/м<sup>3</sup>, так что эффект предупреждения наступает задолго до появления вредной для здоровья концентрации (> 1.750 мг/м<sup>3</sup>). Кроме того, аммиак легче воздуха, поэтому он быстро поднимается вверх.

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

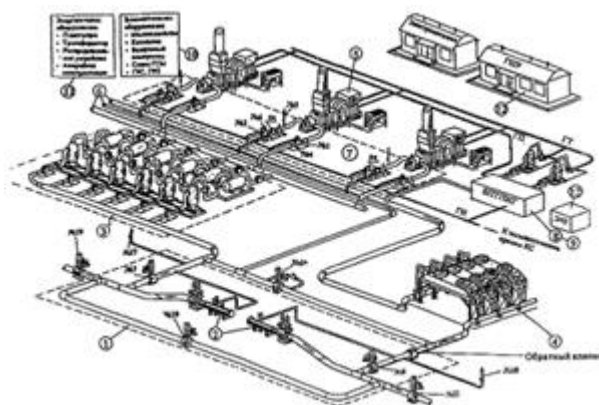
## ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГАЗОКОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

*Войтюк С.Ю., студент 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 поршневіми 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., к.т.н., доц. кафедри компресорів та пневмоагрегатівОНАХТ*



## СЕКЦИЯ №3 – «ЭНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ»

*Засідання*

*24 квітня 2018 року о 12<sup>30</sup>, ауд. 213*

*Наукові керівники – проф. Хмельнюк М.Г., проф. Морозюк Л.І.*

*Секретар – асистент Трандафілов В.В.*

УДК 664.14:662.99:536.7

### ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭКСЕРГО- ТОПОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ НА ГРАФАХ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПРОИЗВОДСТВА САХАРА

*Мельник С.И., соискатель ОНПУ, г. Одесса*

*Постановка проблемы и цель исследований.* Данный производственный цикл важен для южного региона нашей страны в виду развитой системы сельского хозяйства и номенклатуры плодоовощной продукции. В то же время следует обращать особое внимание на оптимальное управление технологического процесса, в частности на рациональное использование энергоресурсов разной природы. Работа проводилась на основе методики эксергетического подхода с использованием эксерго-топологических моделей на графах.

*Результаты исследований.* Данные о потоках энергии по энерго-технологической схеме производства сахара (ЭТС ПС) приведены в [3]. В табл. 1 приведены потоки эксергии по производственным процессам ЭТС ПС, рассчитанные по методике [1].

*Таблица 1. Потоки эксергии в ЭТС ПС*

Приход эксергии (кВт)		Расход эксергии (кВт)	
Исходный продукт		Вторичные пары ..... 2915	
(сахар-сырец) .....	153	Конденсаты.....	799
Свежий пар.....	8276	Промежуточные продукты:	
Электроэнергия.....	660	рафпесок.....	86
Подогретая вода.....	95	рафкашка.....	79
		патока .....	16
		Итого.....	3895
		Потери эксергии.....	5279
Всего.....	9174	Всего.....	9174

Термодинамические характеристики ЭТС ПС (табл. 2) позволяют оценить относительную значимость термодинамических показателей различных групп производственных процессов и обосновать содержание и очередность их дальнейшего анализа.

*Таблица 2. Термодинамические характеристики ЭТС ПС*

№	Группы производственных процессов	Потери эксергии, П		с.т.с. v	Греющий пар			Расход эл. мощности N, кВт
		кВт	%		Расход Д		Эксергия E <sub>п</sub> , кВт	
					кг/с	т/ч		
1	Клеровка продуктов	357	6,8	0,65	0,76	2,7	517	-

2	Подогревание сиропов	203	3,8	0,8	0,64	2,3	432	-
3	Варка уфелей	3788	71,8	0,54	10,78	39	7327	-
4	Сборы сиропов	25	0,5	0,92	-	-	-	-
5	Фильтрация сиропов	102	1,9	0,91	-	-	-	-
6	Обработка продуктов	84	1,6	0,91	-	-	-	-
7	Фуговка и пробеливание сахара	720	13,6	0,57	-	-	-	660
	Всего	5279	100	0,63	12,18	44	8276	660
	В т.ч. по паропотребляющим процессам	4348	82,4	0,58	12,18	44	8276	

Сводные балансовые характеристики (табл. 3) получены с использованием данных табл. 2 и типовой схемы ЭТС ПС [3].

Таблица 3. Балансовые характеристики ЭТС ПС

Приход эксергии, кВт		Расход эксергии, кВт	
Сахар-сырец	143	Промежуточные продукты	181
Конденсат сушильного отделения	189	Конденсат на ТЭЦ	570
Пар на ТЭЦ	15360	Барометрическая вода	1405
		<b>Итого</b>	<b>2156</b>
		Потери эксергии:	
		Продуктовые цеха	5279
		Машзал	1980
		Установка подогрева воды	365
		Установка сбора конденсатов	156
		Барометрический конденсат	1510
		<b>Итого</b>	<b>9290</b>
		Потоки эксергии, неучтенные в расчетах (сушильное отделение и вспомогательные цеха):	
		Пар	3286
		Электроэнергия	960
		<b>Итого</b>	<b>4246</b>
<b>Всего</b>	<b>15692</b>	<b>Всего</b>	<b>15692</b>

Из этих данных следует, что к рассмотренным производственным процессам продуктовых цехов относится до 75 % общих потоков эксергии по предприятию. Поэтому дальнейший анализ приведенных здесь материалов может иметь определяющее значение для повышения термодинамической эффективности ЭТС ПС.

*Выводы:*

1. Реализована методика расширенных термодинамических расчетов энергоиспользования в форме энергетических и эксергетических балансов, основанных на совместном применении первого и второго законов термодинамики, на примере ЭТС ПС.

2. Выполнена количественная оценка потерь эксергии ЭТС ПС, обусловленных необратимостью рабочих процессов.

3. В условиях ЭТС ПС основные потери эксергии составляют: в процессах варки уфелей – 3788 кВт (25%); в оборудовании машзала – 1980 кВт (12%); в барометрическом

конденсаторе – 1510 кВт (10%); с неиспользованной барометрической водой – 1405 кВт (9%).

#### Литература

1. Оптимизация систем энерготехнологии: Учебн. пособие / В.Р. Никульшин, Л.П. Андреев. – К.: НМК ВО, 1993. – 120 с.
2. Андреев Л.П. Обобщенное уравнение связи КПД энергоиспользующей системы и КПД ее элементов // Изв.вузов. Энергетика. . – 1982. . – № 3. – С. 77-82.
3. Разладин Ю.С. Справочное пособие по экономии топливных энергоресурсов на предприятиях пищевой промышленности. Кн. 1. Производство сахара / Ю. С. Разладин, С. Ю. Разладин. — К., 2010. — 582 с.

*Научный руководитель д.т.н., проф. Никульшин В.Р., зав. кафедрой ОТНЭ, ОНПУ*

УДК 621.039

## **ПРОДОВЖЕННЯ ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУРБІН АЕС**

*Прокопенко І. О., аспірант, ОНПУ, м. Одеса*

Продовження терміну експлуатації діючих енергоблоків атомних електростанцій у понадпроектний термін визначається «Енергетичною стратегією України на період до 2030 року» та є однією з необхідних умов реалізації цілей і завдань цієї стратегії. Встановлені проектами 30- річні терміни експлуатації діючих АЕС визначалися на підставі дуже консервативних підходів, які базувалися на знаннях часів проектування енергоблоків, при відсутності значного досвіду їх експлуатації. Практичний досвід експлуатації показав, що фактичний термін служби основних елементів АЕС більш тривалий, ніж передбачалося раніше, а заміна елементів допоміжного обладнання може бути здійснена з прийнятними витратами. Метою дослідження є дослідження процесів, що впливають на фактичний термін служби обладнання, встановлення основних механізмів деградації, розробка математичної моделі цих механізмів, отримання прогнозованої оцінки терміну служби, верифікація моделі за експериментальними даними і підтвердження результату класичним розрахунком на міцність. Для волого-парових турбін характерними ушкодженнями є розмиви поверхонь елементів і вузлів:

- горизонтальних роз'ємів діафрагм, обойм і корпусів циліндрів;
- торцевих поверхонь діафрагм, обойм, близьких до основного потоку пара;
- кільцевих козирків діафрагм, призначених для установки надбандажних радіальних ущільнень робочих лопаток або для направлення відведення вологи;
- внутрішніх поверхонь корпусів;
- деталей паровпуску і паророзподілу (клапани, сідла, штоки, корпусу клапанів).

За результатами аналізу пошкоджень турбін енергоблоків ВП ЗАЕС за весь період експлуатації встановлено, що мали місце пошкодження окремих елементів і вузлів, які виявлялися під час проведення ППР - ерозійні розмиви корпусів циліндрів, діафрагм; пошкодження робочих лопаток, бандажів. Збраковані робочі лопатки, діафрагми, кріплення підлягали заміні або ремонту. Робочі лопатки, діафрагми деталі кріплення є елементами з обмеженим терміном служби, підлягають заміні запасними комплектами, тому їх стан не обмежує ресурс турбіни. Для надійної роботи турбіни протягом усього терміну її експлуатації виявлені пошкодження усувалися, дефектні елементи непридатні до подальшої експлуатації підлягали заміні. Для турбіни К-1000-60 / 1500-2 ресурс визначається станом металу корпусних деталей і роторів. Найбільш уразливими зонами

турбіни, що працюють у вологому парі, є зварні з'єднання, обода і полотна дисків, радіусні переходи на яких можливе утворення мікротріщин. Значення твердості і механічні характеристики металу визначають надійність деталі і дозволяють прогнозувати її ресурс. Працюючи в умовах протікання процесів корозії (загальною і виразковою, корозійного розтріскування, корозійної втоми та ін.) та ерозії корпусу циліндрів турбіни, можуть привести до ситуації, коли корпуси стануть непридатними до подальшої експлуатації або їх ремонт буде надмірно дорогим, тому їх стан є одним з факторів, що лімітують ресурсу турбіни.

*Науковий керівник: Денисова А.Е., д.т.н., професор кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій ОНПУ*

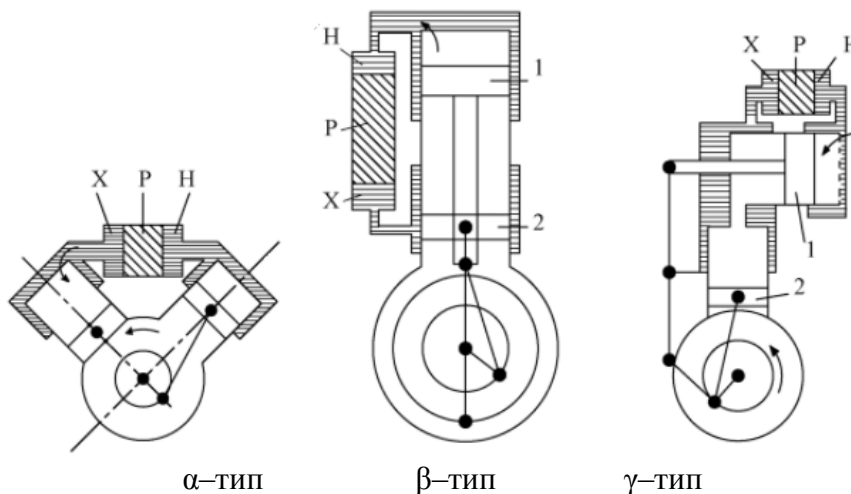


УДК 621.59

## ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

*Сенчук В.О., аспірант, ОНПУ, м. Одеса*

Стирлингостроение вышло на новый уровень развития, при котором без фундаментальных научных исследований практически невозможно достигнуть улучшений конструкции [1]. На практике различают три типа двигателей Стирлинга (ДС)[2]:  $\alpha$ -,  $\beta$ -,  $\gamma$ -типы (рис.1):  $\alpha$ - двухцилиндровый ДС, имеет 2 силовых поршня: один – "горячий", второй – "холодный".



$\alpha$ -тип

$\beta$ -тип

$\gamma$ -тип

Рис. 1. Типы двигателей Стирлинга:

1–вытеснитель; 2–рабочий поршень;

H–нагреватель; P–регенератор; X – охладитель

Цилиндр с горячим поршнем находится в теплообменнике с более высокой температурой, цилиндр с холодным поршнем – в холодном теплообменнике. Два поршня соединены через коленчатый вал. Движение поршней смещено на  $90^\circ$  по фазе. У данного типа двигателя отношение мощности к объему велико, что является достоинством, однако это приводит к высокой температуре "горячего" поршня и создает технические трудности. Недостатки  $\alpha$ -типа: поршни соединены со смещением фаз в  $90^\circ$ , т.е. суммарный объем полости сжатия в ДС никогда не достигнет нулевого значения за цикл, в связи с этим полость сжатия имеет большой "нерабочий объем"; сложность смазывания и обеспечения

герметичности поршней.  $\beta$ -тип является одноцилиндровым ДС с двумя поршнями – рабочим поршнем и дисплейсером (ДП), расположенными первый под вторым по оси цилиндра. Шток ДП проходит через крышку рабочего поршня, внутри штока. Для обеспечения герметичности используются сальники. С одного края к цилиндру подводится тепло, с другого- отводится. ДП выполнен из материала, имеющего низкую теплоемкость и выполняет роль "теплового клапана". Он перемещает рабочее тело из горячей полости цилиндра в холодную и обратно. "Нерабочий объем" минимизирован за счет размещения вытеснителя и рабочего поршня в одном цилиндре, что позволяет получить больше мощности на единицу объема ДС. Основным недостаток  $\beta$ -типа – сложность изготовления, обеспечение смазки, герметичности в сальниках между штоком и крышкой рабочего поршня, и между штоками поршней. У  $\gamma$ -типа присутствуют два цилиндра, в  $\alpha$ -типе, и установлен ДП – как в  $\beta$ -типе. Один из цилиндров – теплообменник, другой – рабочий. Внутри рабочего цилиндра размещен ДП, шток которого через сальник крепится к коленчатому валу. Разность фаз движения –  $90^\circ$  (как у  $\alpha$ -типа). Теплообменный цилиндр соединен с рабочим через регенератор. Основным преимуществом  $\gamma$ -типа является простота изготовления, недостатки – нерабочий объем (как в  $\alpha$ -типе) и большие габариты по сравнению с  $\beta$ -типом. При рассмотрении данных типов ДС наиболее предпочтительным является  $\gamma$ -тип, у которого присутствуют преимущества остальных двух типов. Однако применение свободнопоршневого механизма в  $\beta$ -типе вместо штока ДП способствует упрощению его конструкции, что по сравнению с  $\gamma$ -типом более оптимальном [3].

#### Литература

1. Двигатели Стирлинга. Под ред. М.Г. Круглова. — М.: «Машиностроение», 1977.– 152 с.
2. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
3. Уокер Г. Двигатели Стирлинга/Сокр. пер. с англ. Б.В. Сутугина и Н.В.Сутугина – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.

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



## ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ

*Цуркан А.В., аспірант ОНПУ, м. Одеса*

Тепловий насос (ТН) вимагає витрати роботи для передачі теплоти від низькопотенційного джерела до високопотенційного. Існує кінцева межа ефективності теплових насосів – коефіцієнт перетворення теплоти, який не є коефіцієнтом корисної дії:

$$\text{COP} = Q_n / W,$$

де  $Q_n$  – теплопродуктивність,  $W$  – потужність приводу ТН.

Якість енергії залежить від її здатності перетворюватися на інші види енергії. Якщо механічна робота в ідеальному процесі може бути повністю перетворена в інший вид енергії, то теплота, навіть в ідеальному процесі, лише частково перетворюється на механічну роботу.

Енергетична ефективність ТН оцінюється коефіцієнтом перетворення  $\varphi = g_k / l$ , де  $g_k = T_k \cdot \Delta S$  – питомий тепловий потік в конденсаторі, що є сумою  $g_e = T_e \cdot \Delta S$  –питомої теплоти у випарнику і  $l = (T_k - T_e) \cdot \Delta S$  –питомої роботи в компресорі. Отже, рівняння енергобалансу для ТН  $g_k = g_e + l$ , що відповідає 1-ому закону термодинаміки [1].

Ефективність ідеального ТН  $\varphi_{i0} = T_k / (T_k - T_e)$ , де  $T_k$  і  $T_e$  – температура в конденсаторі і випарнику, відповідно. Енергія механічна і електрична можуть бути необмежено перетворені в інші форми енергії, отже, являють собою ексергію. Ексергетичний метод розрахунків роботи теплонасосних систем дозволяє більш точно оцінити їх термодинамічну ефективність. Енергія теплоти складається з ексергії і анергії. Анергія – частина енергії, що не перетворюється, або тепловий потік має температуру доквілля  $T_{nc}$ . Міру перетворення теплоти в роботу характеризує її працездатність (ексергію теплоти). Ексергія – максимальна робота, яку може виконати термодинамічна система у разі переходу з існуючого стану до стану рівноваги з доквіллям. Термодинамічна досконалість ТН визначається його ексергетичним ККД.

При постійній температурі  $T$  (при  $T < T_{nc}$ ), тепловий потік  $g_k$ , його ексергія  $e_g$  та анергія  $a_g$  пов'язані між собою рівняннями:

$$g_k = e_g + a_g; e_g = g_k(T - T_{nc})/T = g \cdot \tau_e; a_g = g \cdot T_{nc}/T = g \cdot (1 - \tau_e),$$

де  $\tau_e$  – ексергетична температурна функція, що дорівнює термічному ККД прямого зворотного циклу Карно і є функцією термодинамічного стану системи і навколишнього середовища. Ступінь термодинамічної досконалості енергоустановок визначається ексергетичним ККД

$$\eta = E_e / E_n = (E_n - D_e) / E_n,$$

де  $E_e$  і  $E_n$  – відведена і підведена ексергія, відповідно;  $D_e$  – втрати ексергії [2].

Ексергетичний ККД ТН при підводі теплоти у доквілля, коли ексергія ТН у випарнику дорівнює нулю  $\eta_e = e_{gk}/l = g_k \cdot \tau_e/l = \varphi \cdot \tau_e$ , де  $e_{gk}$  – відведена питома ексергія теплового потоку в конденсаторі ТН. В реальній ТНУ ексергетичний ККД, значення якого використовується для оцінки її досконалості, завжди менше одиниці.

Література

1. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / Под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М. – Киев: Наукова думка, 1991. – 360 с.
2. Денисова А.Е., Бірюк В.Ю. Эффективность теплонасосных систем на электростанциях//Nowa Energia, 2012, № 2 (26). – Р. 214–215.

*Науковий керівник: Денисова А.Е., д.т.н., професор кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій ОНПУ*



УДК 536.248.2:532.529.5

## **ВОЗМОЖНОСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ**

*Иванова Л.В., соискатель ОНПУ, г. Одесса*

Анализ возможностей испарительных охладителей выполнен на основе полученных авторами экспериментальных данных [1, 4]. При этом эффективность НИО по основному и вспомогательному потокам была принята равной  $E_O = E_B = (t^1 - t^2)/(t^1 - t_M) = 0.65$ .

Все ступени НИОг (как в обычном, так и регенеративном варианте НИО), входящие в состав охладителей, были пленочного типа с насадкой регулярной структуры, образованной многослойными многоканальными структурами из полимерных материалов [1]. Для параметров наружного воздуха  $t^1 = 40,6^{\circ}\text{C}$ ,  $x^1 = 8.95$  г/кг, двухступенчатый

охладитель в составе НИОг обеспечивает температуру охлажденного воздуха  $23^{\circ}\text{C}$ , то есть достижение параметров комфорта.

Трехступенчатый охладитель обеспечивает снижение температуры продуктового воздушного потока ниже значения  $t^I_M = 21,5^{\circ}\text{C}$ , то есть для него пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха ( $t_P = 11,5^{\circ}\text{C}$ ), что существенно расширяет возможности практического использования таких охладителей.

Поскольку вспомогательный поток покидает аппарат достаточно холодным, он может использоваться для предварительного охлаждения полного воздушного потока, поступающего в охладитель.

Использование многоступенчатых испарительных охладителей в целях охлаждения сред и термовлажностной обработки воздуха позволяет снизить энергозатраты, в сравнении с традиционной парокомпрессионной техникой охлаждения, в среднем, на 25-35% и существенно повысить экологическую чистоту новых решений [4].

#### Литература:

1. Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения: монография /А. В. Дорошенко, М. А. Глауберман. - Одесса: ОНУ, 2012. - 446 с
2. JOHN L., McNAB, PAUL McGREGOR., 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21<sup>h</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0646.
3. Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling 21<sup>h</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C.
4. P. Koltun, S. Doroshenko, M. Kontsov. Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternantive Air-Conditioning Systems. 21<sup>h</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0140, 2003. P. 45-57.

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



Підписано до друку **19.04.2018**. Формат 60x84 1/16.  
Умовн. друк. арк. **1.00** Наклад **15** прим.  
Надруковано видавничим центром ОНАХТ ННІХКЕ.  
65082, Одеса, вул. Дворянська,1/3