

**Міністерство освіти і науки України
Одеська національна академія харчових технологій
Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій
та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського ОНАХТ**



ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

**ЗА МАТЕРІАЛАМИ
ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ
ОНЛАЙН-КОНФЕРЕНЦІЇ**

МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ

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

14 -15 травня 2021 року



Одеса - 2021

УДК 621.56/59(03)

ББК 31.3

К-14

Збірник наукових праць підготовлений під редакцією
доктора технічних наук, професора Хмельнюка М.Г
Науковий секретар - к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.

За достовірність інформації відповідає автор публікації

Збірник за матеріалами Всеукраїнської науковотехнічної онлайн-конференції молодих учених та студентів «**Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології**» 14-15 травня 2021 року. – Одеса : ТЕС, 2021 – 116 с.

До збірника включені матеріали сучасних наукових досліджень студентів, магістрів та аспірантів різних університетів і академій України.

Розглянуто наступні напрямки досліджень: холодильні установки; кондиціювання повітря, холодильні машини, теплообмінні апарати і процеси тепло масообміну; робочі речовини холодильних машин; Компресори та пневмоагрегати; енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки; холодильна технології; кріогенна техніка; інформаційні технології в холодильній техніці

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

НАУКОВИЙ КОМІТЕТ

Голова - Єгоров Б.В. - ректор Одеської національної академії харчових технологій, Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, д-р техн. наук, професор.

Поварова Н.М. - к.т.н., доцент, проректор з наукової роботи Одеської національної академії харчових технологій;

Косой Б.В. - д.т.н., професор, директор навчально-наукового Інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики Одеської національної академії харчових технологій;

Хмельнюк М.Г. - зав. кафедрою холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ, академік Міжнародної академії холоду, д-р техн. наук, професор;

Мілованов В.І. - зав. кафедрою компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ, заслужений діяч науки і техніки України, д-р техн. наук, професор;

Морозюк Л.І. - д-р техн. наук, професор;

Потапов В.О. - Харківський державний університет харчування і торгівлі, д.т.н., професор;

Радченко М.І. - зав. кафедрою кондиціонування і рефрижерації НУК, академік Міжнародної академії холоду, д-р техн. наук, професор;

Симоненко Ю.М. - зав. кафедрою кріогенної техніки ОНАХТ, д-р техн. наук, професор

Організаційний комітет:

Голова - проф. Хмельнюк М.Г.;

Науковий секретар - к.т.н. Жихарева Н.В.

Члени оргкомітету - к.т.н. Зімін О.В., к.т.н. Когут В.О., к.т.н. Яковлева О.Ю., к.т.н. Желіба Ю.О., к.т.н. Трандафілов В.В., к.т.н. Остапенко О.В., к.т.н. Подмазко О.С., асист. Томчик О.М.

Тематичні напрями:

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

СЕКЦІЯ №1 –ХОЛІДИЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

РОЗРОБКА І АНАЛІЗ ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ПОВТОРНОГО ЗРІДЖЕННЯ СУПУТНЬОГО НАФТОВОГО ГАЗУ З ВИКОРИСТАННЯМ ЦИКЛУ СТІРЛІНГА

Волянський А.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ

В основі Стірлінг-технологій лежить ідея створення установок повторної реконденсації газів (УПРГ) з використанням ГХМ Стірлінга. Процес зрідження природного газу йде без попереднього стиснення при атмосферному тиску. Це дозволяє робити УПРГ на основі ГХМ Стірлінга (рис. 1.9) компактними і простими в обслуговуванні. ГХМ Стірлінга є вдале поєднання в одному агрегаті компресора, детандера і теплообмінних пристроїв, при цьому реконденсація газів забезпечується на спеціальному пристрої – конденсаторі. Реконденсація домішок дозволяє без додаткових витрат на хімічну очистку газу тримувати рідкий продукт, що відповідає вимогам ТУ 51-03-03-85 і ГОСТ 27.577-87 на моторне паливо.

При створенні установок продуктивністю понад 1 т/рік УПРГ передбачається використовувати як традиційні способи зрідження, широко відомі в криогеніці (наприклад, установки ЗАТ "Сигма-газ", ВАТ "Уралтрансгаз", американської фірми «StirlingCryogenics» та ін.), так і новий цикл скраплення природного газу, заснований на принципі комбінованого внутрішнього і зовнішнього охолодження. Внутрішнє охолодження досягається за рахунок ізобарного розширення природного газу і його часткового зрідження, після чого неконденсована частина, представлена у вигляді насичених парів низького тиску, піддається зовнішньому охолодженню в конденсаторі ГХМ Стірлінга великої продуктивності. В залежності від необхідної продуктивності по УПРГ індивідуальні комплекси оснащуються серійно випускаємими промисловістю одно- і двоциліндровими ГХМ Стірлінга (ЗІФ-1000, ЗІФ-2002) (рис. 1).

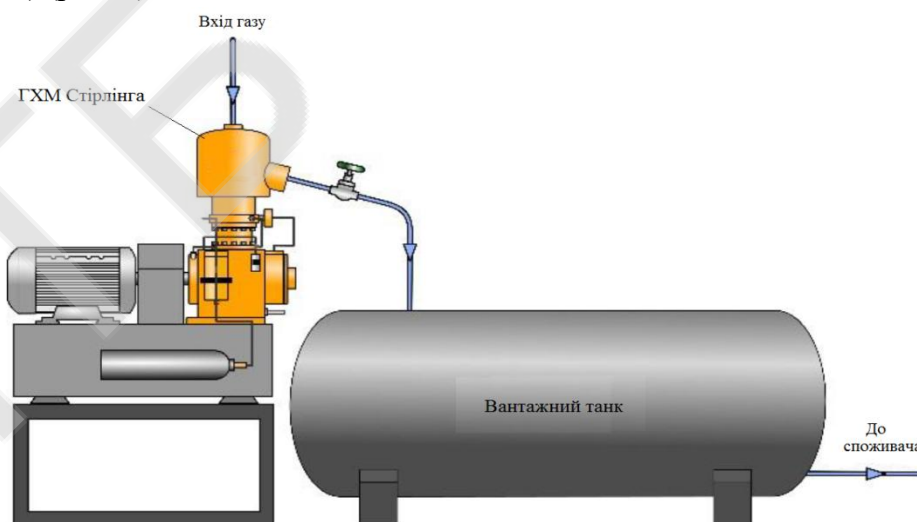


Рис. 1 – Установка ПРГ на базі ГХМ Стірлінга

Виконаний аналітичний огляд дав можливість вибрати в якості об'єкта дослідження роторно-лопатеву ГХМ, а також сформулювати перелік основних науково-технічних завдань, що підлягають вирішенню.

Роторно-лопатевагазовоохолодильна машина (див.рис. 2) складається з двохробочих-блоків (РБ) 1 і 2, в якихізсувом на 45° проводиться стиснення і розширенняробочоготіла. Робочі блоки мають один загальнийприводний вал 3. Холодильник (Х) 6 і рефрижератор Р (теплообмінникнавантаження) 7 з'єднані з робочими блоками магістралями стисненоговисокотемпературного і розширеного холодного робочоготіла. Відведення тепла відньогоздійснюєтьсятеплоносієм через магістраль 16, яка підключена до трьохпоточного холодильника 6; до трьохпоточного рефрижератора підключенамагістраль 17 підведення тепла відохолоджуваногооб'єкта.

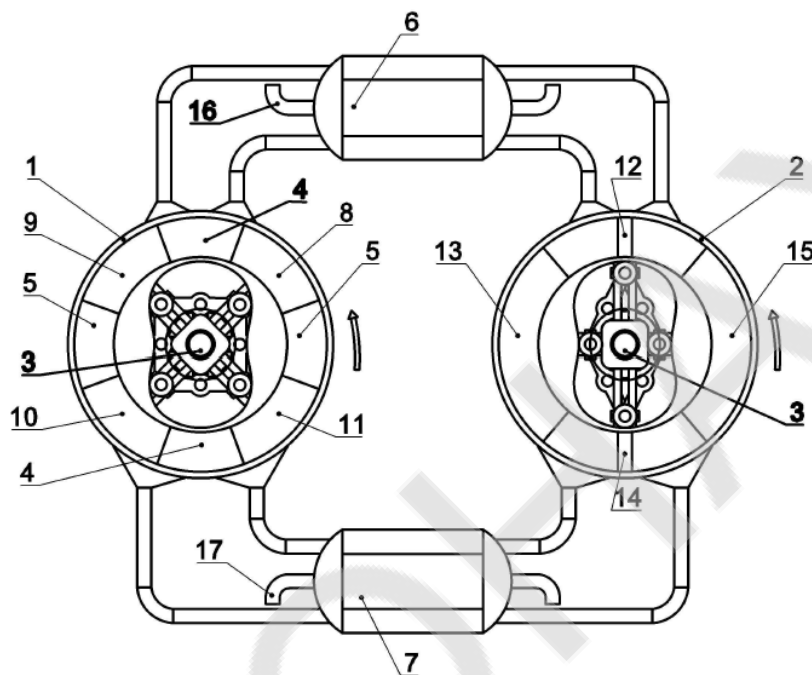


Рис. 2 – Пристрій РЛГХМ: 1, 2 – робочі блоки; 3 – вал;
4, 5 – пари лопатей; 6 – холодильник; 7 – рефрижератор (теплообмінникнавантаження);
8, 9, 10, 11 – порожнини РБ 1; 12, 13, 14, 15 – порожнини РБ 2;
16 – магістраль відведення тепла; 17 – магістраль підведення тепла.

Завдяки симетричній конструкції РЛГХМ добре врівноважена і створює мінімальний рівень вібрації. На відміну від ГХМ Стірлінга з шатунно - поршневим механізмом руху, у роторно-лопатевої газовой холодильній машині менша кількість деталей – корпус і два ротори з лопатями. Місця стиковки рухомих деталей утворюються великими поверхнями, що дозволяє досить просто і надійно їх ущільнювати.

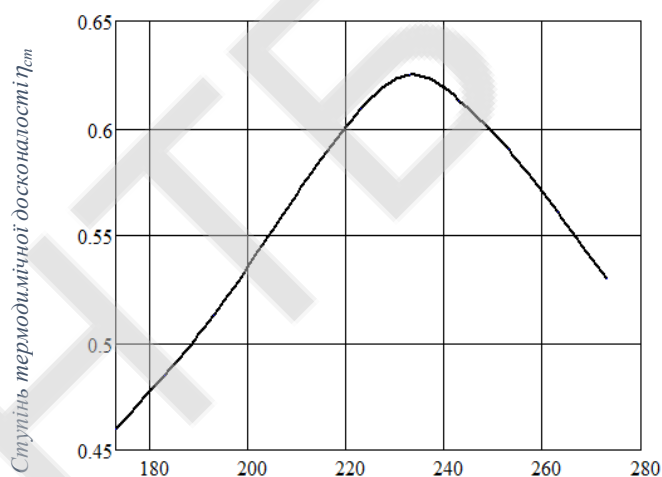
Була розроблена чисельна математична модель робочого процесу роторно-лопатевої газовой холодильної машини для аналізу робочого процесу, що відбувається в порожнинах РЛГХМ. Математична модель двохблочної РЛГХМ побудована на основі законів збереження енергії і маси відкритої термодинамічної системи і рівнянні стану робочого тіла Клапейрона-Менделєєва.

Математична модель використовується для імітації продуктивності РЛГХМ. Нижче в таблиці 1 наведені показники робочого процесу РЛГХМ, отримані в результаті математичного моделювання.

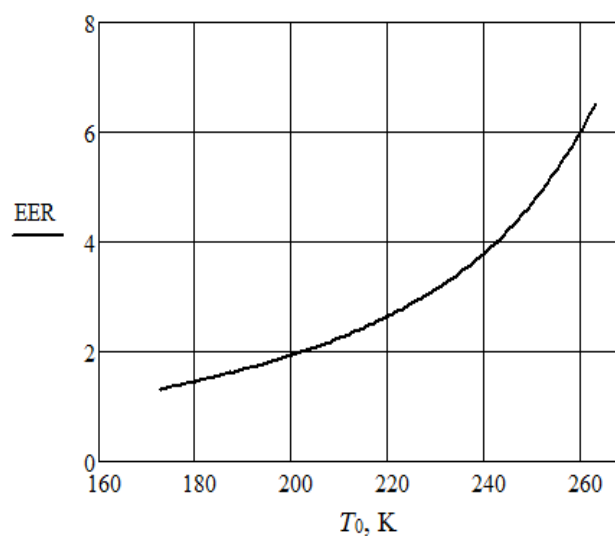
Таблиця 1. Результати математичного моделювання циклу РЛГХМ

Величина	Значення
Мінімальна температура РТ в камері розширення, T_{min}	172.71 К
Максимальна температура РТ в камері стиснення, T_{max}	321.34 К
Максимальний тиск, P_{max}	20.34 атм.
Холодопродуктивність, Q_0	8270 Вт
Теплове навантаження на холодильник, Q_x	14520 Вт
Споживана потужність, N_e	6250 Вт
Коефіцієнт перетворення EER	1.323
Ступінь термодинамічної досконалості, η_{cm}	0.46

Проведено дослідження характеристик двохблочної РЛГХМ в широкому діапазоні її навантажувальних і швидкісних режимів. Була отримана залежність ступені термодинамічної досконалості та холодильного коефіцієнта EER при помірних температурах охолодження T_0 (рис. 3 та рис. 4. відповідно).



Температура охолодження T_0 , К
Рис. 3 – Залежність η_{cm} від температури охолодження



Температура охолодження T_0 , К
Рис. 4 – Залежність EER від температури охолодження

З рис.4 видно, що в результаті підвищення температури охолодження відбувається плавна зміна холодильного коефіцієнта EER , максимальне значення якого склало 6,534 при $T_0 = 263$ К.

Відзначимо, що в області значень температури нижче 193 К ефективність РЛГХМ значно вище, ніж у ПКХМ. Це ускладнення пов'язане з необхідністю переходу до двоступінчастим стиску в ПКХМ, що призводить до підвищення вартості цих установок.

Таким чином, використання роторно-лопатевої газової холодильної машини дозволяє нам працювати в більш широкому діапазоні значень температур охолодження (від 173 до 273 К) в одній машині і отримувати більш високу енергетичну ефективність.

Дослідження впливу робочих тіл на холодопродуктивність роторно-лопатевої газової холодильної (гелій, азот, метан). Для всіх робочих тіл були отримані залежності холодопродуктивності Q_0 і холодильного коефіцієнта EER для РЛГХМ. Температура охолодження становила 233 К. Спостерігається, що для всіх робочих тіл холодопродуктивність збільшується зі швидкістю обертання валу.

При використанні гелію холодопродуктивність склала 12050 Вт, а ефективність EER дорівнює 5,902. У разі використання азоту, холодопродуктивність склала 9156 Вт, що менше на 24% в порівнянні з використанням гелію, а максимальне значення EER дорівнює 5,56, що менше на 6 % ніж для гелію.

Запропоноване рішення для удосконалення конструкції РЛГХМ дозволяє досягти високих значень основних показників, що висувуються до поршневих ГХМ Стірлінга, головним з яких є зменшення масогабаритних характеристик на 250 %. Це в свою чергу дозволяє досягти підвищення енергоефективності на 15 %. Виходячи з проведеної стандартизації та уніфікації машини за рахунок застосування серійно виготовлених деталей дозволяє підвищити ступінь конструкторської та технологічної наступності. Зі зменшенням кількості сполучених деталей досягнуто підвищення надійності. Використання природних робочих тіл знижує шкідливий вплив на навколишнє середовище.

Науковий керівник Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

УДК 621.59

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ РОБОТИ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ, ЯКА ПРАЦЮЄ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ

Савін І.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ

На сьогоднішній день тільки в Європі в 2021р. використано 140 000 000 000 м³ супутного нафтового газу (СНГ). Перевага СНГ полягає в його зниженому впливі на навколишнє середовище. При спалюванні СНГ в порівнянні з природним газом вміст СО у відпрацьованих газах на 10% вище, що в п'ять разів менше ніж при спалюванні бензину, дизельного палива, мазуту. Зміст же сірководню у відпрацьованих газах СНГ - мінімальний, без

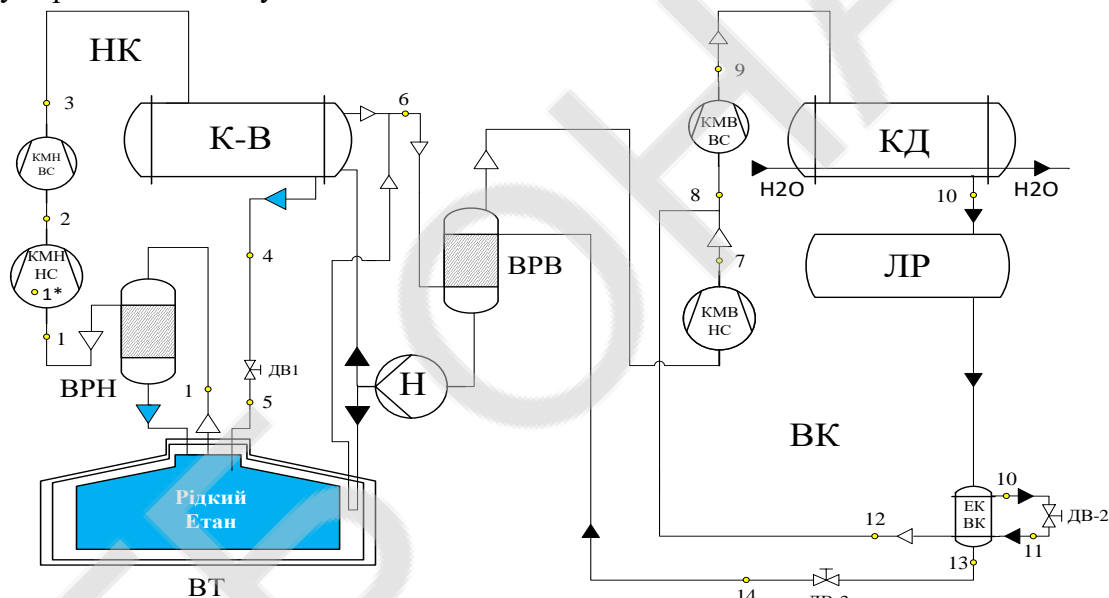
утворення п'ятиокису ванадію, бензопірену, пилу золотих частинок, сажі і сірчастого ангідриду.

Розглядаючи супутній нафтовий газ, слід звернути увагу на той факт, що з кожним роком попит на нього у всьому світі зростає на 3-4,5%, а це в свою чергу потребує все більш досконалих холодильних систем транспортування СНГ, оскільки ресурси виснажуються і вимоги до зниження втрат при транспортуванні стають все більш жорсткішими.

Мета та завданням даного дослідження являється вивчення та удосконалення каскадної холодильної машини для реконденсації СНГ при транспортуванні та аналіз ефективності застосування ПКХМ в установках повторної реконденсації СНГ при транспортуванні.

Об'єктом дослідження є каскадна холодильна установка для реконденсації СНГ, яка працює на різних холодильних агентах, а також з додатковими елементами для підвищення холодопродуктивності установки, що впливає на енергомісткість штучного холоду та впливу на оточуюче середовище.

Основним методом дослідження є порівняння показників впливу системи на оточуюче середовище, а також показників енергоефективності при роботі установки на різних робочих речовинах та при модифікації циклу шляхом включення переохолоджувача рідкого агенту верхнього каскаду.



КМН НС – компресор першого ступеню нижнього каскаду; КМН ВС - компресор другого ступеню нижнього каскаду; К-В – конденсатор – випарник; ДВ1 - дросельний вентиль нижнього каскаду; ДВ2 – дросельний вентиль верхнього каскаду; ВРН – відокреплювач рідини нижнього каскаду; КМВНС – компресор першого ступеня верхнього каскаду; КМВНС – компресор другого ступеня верхнього каскаду; КД – конденсатор верхнього каскаду; ЛР – лінійний ресивер верхнього каскаду; ЕК ВК – Економайзер верхнього каскаду; ВРВ – відокремлювач рідини верхнього каскаду; Н – насос; ВТ – вантажний танк.

Проведено тепловий розрахунок базового циклу. Зведено результати розрахунків на всіх запропонованих альтернативних холодильних агентах в таблиці 1.

З усіх альтернатив R22 хладону, найкращі показники енергоефективності та екологічності належать природнім агентам, такі як R717, R290, R1270 та хладону R407С.

В базовому циклі присутні значні втрати холоду при дроселюванні частки для охолодження основного потоку в економайзері, що відображається на ступеню термодинамічної досконалості. Тому було запропоновано встановити переохолоджувач рідкого агенту після

конденсатору для того, щоб знизити втрати при дроселюванні та підвищити енергоефективність циклу.

Проведено розрахунок модифікованого циклу на всіх альтернативних агентах. З усіх альтернатив R22 хладону в оновленому циклі, найкращі показники енергоефективності та екологічності належать природнім агентам, такі як R717, R290, R1270 та хладону R407C як й в стандартному циклі.

Запропонований переохолоджував мінімізує втрати холоду, підвищує ступінь термодинамічної досконалості, а також підвищує економічність система, про що свідчать результати розрахунків. Враховуючи той факт, що сьогодні мається дуже велика проблема виснаження енергоресурсів планети, дане вдосконалення є доречним, оскільки допоможе знизити витрату енергоресурсів, а також підвищить економію. Виявлено, що зниження частки 20 – 30 % призводить до зниження витрати електроенергії від 3 до 12 % в залежності від робочих тіл, що в свою чергу знижує споживання палива 3 – 12 % енергоустановкою.

Таблиця 1

Результати теплового розрахунку базового циклу

Параметр	R717	R290	R1270	R407C	R404A	R402A
q_0 , кДж/кг	1197	327	334	190	138	139
W_a , кДж/кг	436,1	128,7	130,25	69,11	69,89	65,91
W_d , кДж/кг	727	214,5	217,08	125,66	116,48	109,85
q_k , кДж/кг	1155	372	382	181,76	140,4	145,4
q_{v_0} , кДж/м ³	1197	1211,1	1452,2	1461,5	1380	1433
M_a , кг/с	1,38	5,05	4,95	8,7	11,98	11,89
γ , %	13	31	29	30	44	39
N_a , кВт	602	655,44	644,47	601,46	836,97	783,67
N_d , кВт	1003,7	1084,06	1074,11	1093,02	1394,95	1306,11
$COP_T^{уд}$	0,57	1,27	1,27	1,67	1,66	1,7
$COP_d^{уд}$	0,35	0,82	0,82	1,06	1,1	1,12
$COP_T^п$	1,06	1,01	1,02	1,06	0,86	0,9
$COP_d^п$	0,68	0,64	0,65	0,64	0,54	0,57
$\dot{\eta}_{стг}^{уд}$	0,32	0,71	0,7	0,93	0,92	0,94
$\dot{\eta}_{стгд}^{уд}$	0,19	0,46	0,45	0,59	0,61	0,62
$\dot{\eta}_{стг}^п$	0,59	0,56	0,57	0,59	0,48	0,5
$\dot{\eta}_{стгд}^п$	0,38	0,36	0,36	0,36	0,3	0,32

В кваліфікаційній роботі вирішено задачу розробки та дослідження каскадної холодильної установки для зрідження СНГ, що забезпечує скорочення енерговитрат та витрат дизельного пального на 3 – 12 % за рахунок встановлення переохолоджувача рідкого агенту після конденсатору, що також знижує частину рідини, що необхідна для охолодження основного потоку в економайзері на 20 – 30 %. Виявлено та реалізовано енергопотенціал установки шляхом впровадження вищеописаних удосконалень та в підсумку енерго та ресурсозбереженням.

Науковий керівник: Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

РОЗРАХУНОК ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ ГАЗУ У РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ЗА ДОПОМОГОЮ СУЧАСНИХ ПРОГРАМНИХ КОМПЛЕКСІВ

*Лазаренко А. Д., студент, гр. ХК-71/1К, СумДУ, м. Суми
Науковий керівник; Ванєєв С.М., к.т.н., доцент кафедри технічної теплофізики СумДУ*

Поширеним типом відцентрового компресору є одновальний відцентровий компресор. Альтернативою компресорам, виконаним за класичною одновальною конструкцією, може бути багатовальний компресор. Багатовальні відцентрові компресори останнім часом отримали значний розвиток.

Багатовальний відцентровий восьмиступеневий компресор 8 РКВ 62 встановлено на одному з хімічних підприємств України. Компресор призначений для стискування вуглекислого газу від атмосферного тиску до 15,5 МПа, що необхідно для промислового виробництва карбаміду.

Під час експлуатації компресору виявлена ненадійність 7 та 8 ступеню. Зокрема, часті аварійні зупинки через перевищений рівень вібрації, неналежне функціонування ущільнень, що призводить до неможливості отримання необхідних параметрів стиснутого робочого тіла.

У цеху підприємства, де розташовано компресор, також встановлені два поршневі компресори, які працюють позмінно, що забезпечують масову витрату, рівну компресору 8 РКВ 62, і збільшення тиску від 35 атм до 155 атм, що необхідно, згідно технічних умов, для подальшого надходження у лінію споживання.

У компресорі 8 РКВ 62 тиск 35 атм отримується після 5-го ступеню. Пропонується для забезпечення працездатності відцентрового компресора перерахувати 5-й ступінь на два ступеня для подальшого встановлення на вже існуючий вал у компресорі, а 6-8 ступені виключити з конструкції компресору, та замінити їх поршневими компресорами. Перерахування 5-го ступеня на два врівноважить осьові зусилля та не порушить силовий баланс компресору.

У роботі відображена розробка твердотільної моделі робочого колеса 5-го ступеню компресору 8 РКВ 62 за допомогою програмного комплексу Cfturbo та дослідження течії газу в у раніше зазначеному робочому колесі за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Також, відображені оптимізаційні розрахунки з ціллю виявлення оптимальної кількості лопаток у робочому колесі.

Отримані результати розрахунку свідчать про те, що програмний комплекс Cfturbo можна використовувати для попередніх розрахунків просторових робочих коліс відцентрових компресорів та розробки їх твердотільних моделей з метою подальшого дослідження і доопрацювання у інших CFX та CFD програмних комплексах, оскільки розрахункова модель Cfturbo є спрощеною.

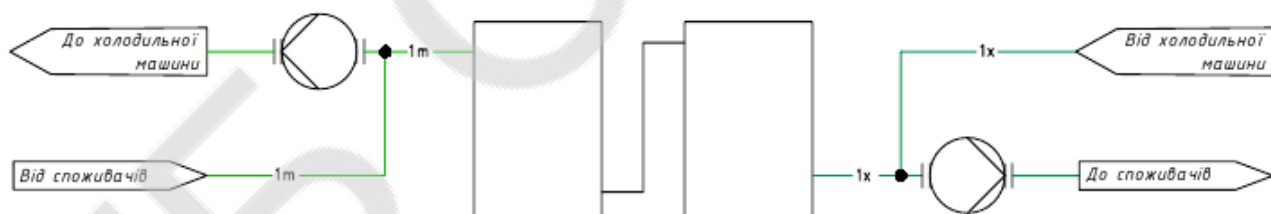
УДК 621.565.4

НОВА СХЕМА З'ЄДНАННЯ ЄМНОСТЕЙ ПРОМІЖНОГО ХОЛОДНОСІЮ В СИСТЕМАХ З АКУМУЛЯЦІЄЮ ХОЛОДУ

*Коваленко А.Є., магістрант ІХКЭ ОНАХТ, Рімашевский Ю.С.,
Науково-інженерне об'єднання Холод, Желіба Т.О., ОНПУ*

При використанні холодильних установок з рідинними акумуляторам холоду найбільш досконалою, з точки зору підтримання заданої температури охолодженого холодоносія, що подається до споживачів, є схема з незалежною циркуляцією холодоносія. В такій системі кожний бак працює у власному режимі або розрядження, або зарядження. Недоліком цієї схеми є складність автоматизації. У разі виходу з ладу контролера, що керує приводами запірної арматури, чи навіть його частини (наприклад, модулю вихідних дискретних сигналів) вся система акумуляції або повністю виходить з ладу, або втрачає частину своєї акумуляуючої здатності.

Схема, запропонована у дослідницькій роботі, усуває цей недолік. В основі рішення лежить схема з паралельним подаванням холодоносія, але замість спільного баку-акумулятору, в об'єм якого, в класичному варіанті, повертаються одночасно охолоджений холодоносіє з випарника і теплий холодоносіє від споживача та змішуються у ньому, повернення холодоносія відбувається не у бак, а на всмоктування насосу іншого контуру. Тобто теплий холодоносіє повертається у всмоктувальний трубопровід насоса холодильної машини, а охолоджений холодоносіє подається у всмоктувальний трубопровід насоса, що живить споживачів. При цьому всмоктувальні патрубки обох насосів, як і раніше, під'єднані до баку-акумулятору, який являє собою декілька послідовно з'єднаних ємностей.



Модифікована паралельна схема підключення рідинних акумуляторів холоду

Перехід між процесами зарядження і розрядження акумуляторів відбувається за рахунок зміни співвідношення витрат насосів холодної машини і споживачів, яке відбувається при добовій зміні теплового навантаження. Якщо витрата насоса холодної машини більша за витрату насоса споживачів, надлишок охолодженого холодоносія потрапляє в акумулятор, витискаючи з нього до випарника теплий холодоносіє. Якщо витрата насоса споживачів більша за витрату насоса холодної машини, надлишок теплого холодоносія потрапляє в акумулятор, витискаючи з нього до споживачів холодний холодоносіє.

Таке рішення для своєї роботи не потребує додаткових засобів автоматизації баків-акумуляторів.

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

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ УЛЬТРАЗВУКОВИХ ЗВОЛОЖУВАЧІВ ПОВІТРЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Матюшко А.С., магістрант, ІХКЕ ОНАХТ

Занадто низька вологість повітря у приміщенні, як і занадто висока є шкідливою і для здоров'я людей і для багатьох технологічних процесів, може призвести до пересихання меблів, паркету, столярки, різних матеріалів, сировини та продуктів. Сухе повітря негативно впливає на шкіру людини, подразнює слизисті оболонки очей, носової та ротової порожнини дихальних шляхів, спричиняє різні види алергії. Санітарні норми та правила визначають вологість повітря як допустиму у приміщенні в межах 30-70%, оптимальну - 45-60%. Якщо влітку з цим, як правило, проблем не виникає, то в зимовий період вологість повітря у приміщеннях дуже падає. Це викликано тим, що відносна вологість зовнішнього повітря при від'ємних температурах здебільшого або нормальна, або невисока, і коли таке повітря поступає в опалюване приміщення з набагато вищою температурою, його відносна вологість знижується у рази (тепле повітря, як відомо, може вміщувати в собі більшу кількість пари, ніж холодне). Тому в зимовий період в усіх опалюваних приміщеннях, чи то житло, чи то офіс, чи будь-який громадський заклад, бажано проводити підвищення рівня висту вологи в повітрі, іншими словами, - проводити зволоження повітря до оптимального рівня. Щоб визначити необхідну кількість вологи для конкретного приміщення, конкретних умов, потрібно зробити розрахунок продуктивності зволоження для нього.

Найбільш перспективними в наш час є ультразвукові зволожувачі. *Ультразвукове зволоження* полягає в тому, що через п'єзоелектричний кристал, занурений у воду, на її поверхні виникають ультразвукові коливання, а це призводить до створення дрібнодисперсних крапель води, які видуваються вентилятором у повітря.

Принцип роботи ультразвукового зволожувача повітря можна представити такою послідовністю. Резервуар наповнюється дистильованою водою (можна замінити максимально чистою) згідно з інструкцією, що йде в комплекті з апаратом (рис. 1). Вода заповнює фільтраційний картридж, в якому здійснюється додаткове пом'якшення та очищення рідини. Консистенція злегка підігрівається, а потім прямує в камеру випаровування. У нижній її частині знаходиться невелика ультразвукова мембрана. При активації пристрою вона починає коливатися з частотою більше 20 кГц. Завдяки цьому вода «розбивається» до мікрочастинок, перетворюючись в «холодний туман». Під основною частиною корпусу встановлений тихий і не дуже потужний вентилятор, за допомогою якого і здійснюється напрямок пара вгору, до розпилювача.

У період функціонування кліматичного приладу з краплями води у повітря потрапляють розчинені речовини і мікроорганізми, які можуть негативно позначитися на самопочутті людини, крім цього розчинені солі осідають білим нальотом на меблях. З метою запобігання подібних явищ рекомендується використовувати незаражену і дистильовану воду, витрата якої може досягати 10 літрів у день. Через цю причину виробники, з метою економії, використовують спеціальні картриджі, що очищають воду від усіляких домішок, що перешкоджає появі білого осаду. Картриджі слід регулярно міняти. Існують моделі, підігріваючи воду до 85-90° (попередній підігрів води), у результаті чого більша частина мікроорганізмів гине.

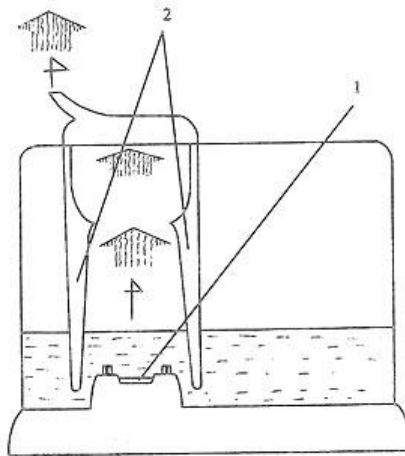


Рис. 1 Схема ультразвукового зволожувача – 1 п'єзоелемент, 2 - електроди

Проведено оцінку ефективності використання ультразвукових зволожувачів у системах кондиціонування технологічного призначення у порівнянні з іншими методами зволоження (рис. 2).

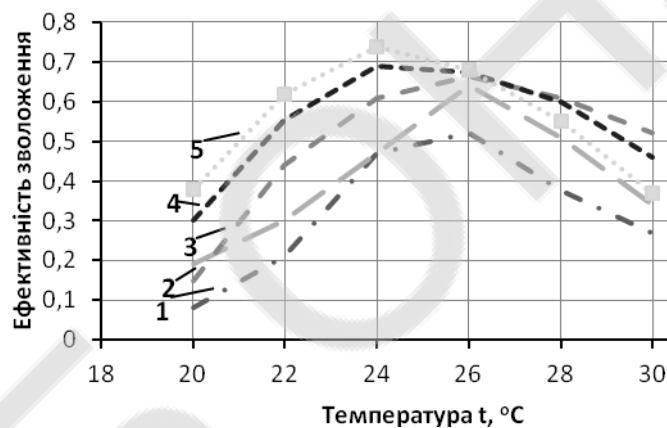


Рис. 2.Ефективність використання різних методів зволоження повітря у системах кондиціонування: 1 – дисківі (барабани) 2 – камери зрошування форсунками, 3 – парові, 4 – ультразвукові зволожувачі, 5 – поверхневі апарати із регулярними насадками

Для роботи ультразвукового зволожувача, так само як і холодному зволожувачу, потрібно демінералізована або дистильована вода, оскільки (на відміну від парових зволожувачів і зволожувачів-очищувачів) в ультразвукових приладах разом з розбивається на мікроскопічні крапельки водою розпорозуються і все що містяться в ній домішки. Таким чином, використання звичайної водопровідної води або мінеральної, в якій містяться солі у високій концентрації, може призвести до того, що на стінах, меблях і листі рослин скоро з'являться плями білого сольового нальоту. Фахівці рекомендують використовувати в даних зволожувачах тільки дистильовану воду. Проте останнім часом з'явилися зволожувачі нових конструкцій, забезпечені вбудованим фільтром (картриджем), що містить іонообмінну смолу. Теоретично для роботи такого приладу водопровідна вода підходить, однак на практиці вже після декількох місяців експлуатації з використанням міської водопровідної води, недостатньо добре очищеною і містить хлор, фільтр вимагає заміни.

Висновки.

Ультразвукові зволожувачі компактні, малошумні, споживають мало електроенергії, маючи при цьому велику продуктивність зволоження, можуть комплектуватись іонізаторами та очищувачами повітря. Проте ультразвукові зволожувачі мають і недоліки. Це необхідність періодичної (кожні 2-3 місяця) заміни фільтра, певні вимоги до якості води.

Літературні джерела

1. Бельченко В.М., Пищанская Н.А. Оптимизация схемы подготовки воздуха для технологических процессов энтомологических производств. Международная научно-практическая конференция "Биологические системы производства и применение средств биологизации земледелия". 2016. С.35-40.

2. Бельченко В.М., Гончаров А.С. Принципы создания микроклимата в помещениях лабораторий энтомологических биофабрик. Зб. наук. праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. 2007. С. 231-236.

Науковий керівник: Пищанська Н.О., доцент, ІХКЕОНАХТ

УДК 628.84

АНАЛІЗ РОЗПОДІЛУ ГАЗОВОГО ТА РІДИННОГО ПОТОКІВ У НАСАДКОВОМУ ШАРІ ЗВОЛОЖУВАЧА ПОВІТРЯ ДЛЯ СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ МІКРОКЛІМАТУ

Міхайлов М.П., магістрант, ІХКЕ ОНАХТ

При аналізі характеристик поперечноточних насадок важливе значення представляє інформація про розподіл газового і рідинного потоків в насадок шарі, оскільки рівномірний зрошення верхнього шару РН не гарантує незмінність витрати рідини в кожному з каналів насадки.

Найбільш несприятлива гідродинамічна ситуація в шарі обумовлюється значним зносом рідини в напрямку руху газового потоку. При безпосередньому контакті з рідиною газовий потік насичується його парами, тобто обробка основної маси рідини здійснюється газовим потоком практично після проходження більшої частини шляху, де він вже характеризується меншим потенціалом. Через неефективне використання рушійної сили масопереносу погіршуються в цілому кінетичні характеристики РН.

У зв'язку зі складністю аналізу розподілу рідини в обсязі насадочного шару, про розподіл витрат рідини можна судити за інформацією розподілу рідини по довжині насадки на виході з експериментального модуля. Для цього використовувався блок виміру витрати. Він дозволив здійснювати відбори рідини в п'яти окулярах по довжині модуля за допомогою спеціальних кишень. Також фіксувався винесення рідини за межі модуля. Дослідження було виконано для всього діапазону навантажень по газу і рідині.

Вплив щільності шару можна проаналізувати на основі даних, отриманих для насадок РНІ ($d_e = 6,9$ мм, $f_{k.p} = 381$ м²/м³) і РНІІ ($d_e = 17,0$ мм, $f_{k.p} = 174$ м²/м³), що складаються з однотипних листів міпласта. Результати дослідження даного питання відображені на рис. 1 і свідчать про те, що на відміну від РНVI, VII, які характеризуються суттєвим винесенням рідини, насадки РНІ ... V забезпечують практично рівномірний розподіл рідини. Останнє визначає перевагу РНІ ... V в плані ефективного використання конструктивної поверхні РН, а також практично вирішує проблему віднесення рідини за межі насад очного модуля.

При досить щільному шарі РН різний тип їх елементів не робить помітного впливу на розподіл рідини. Однак, в залежності від варіанту компоновки одних і тих же елементів, при збереженні однакових значень d_e і $f_{k.p}$ розподіл рідини може істотно змінитися.

Розглянуто для аналізу насадки наступного типу: РНІ, ІІ – міпласт, РНІІІ, ІV – ПЕТ, РНV – GLASdek 3, РНVІ, VІІ – ПВХ.

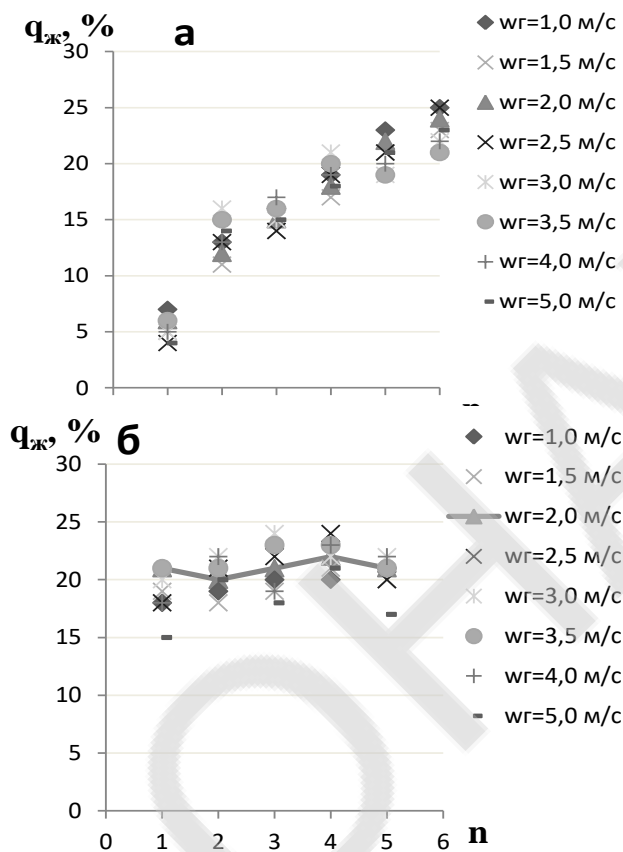


Рис. 1 Розподіл питомої витрати води $q_{ж} = 11$ м³/(м²·год) по довжині насадки: для РНVІ (а) і РНІІІ (б) при відповідних швидкостях повітряного потоку $wг$, n - номер кишені

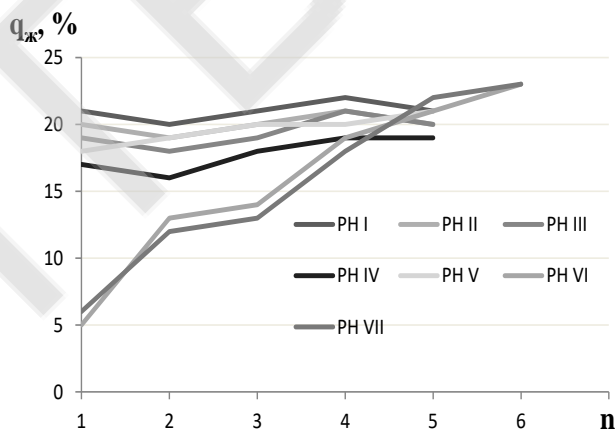


Рис. 2 Розподіл питомої витрати води $q_{ж} = 11$ м³/(м²·год) по довжині насадки $wг = 2$ м/с

Дослідження гідродинамічних характеристик показало, що по гідравлічному опору переваги мають насадки РНІІ, ІV, а також РНVІ, VІІ, для яких в робочому діапазоні швидкості в діапазоні $w_T = 1,5 \dots 4$ м/с: $P = 75 \dots 450$ Па, що в 2 - 4 рази менше ніж для РНІ, ІІІ, V (рис. 2).

Коефіцієнт гідравлічного опору у всьому діапазоні значень w_T залишається незмінним:

$$\xi_{op} = const$$

$$\Delta P = c \cdot w_T^2$$

Висновки.

Аналіз розподілу газового та рідинного потоків у насадковому шарі зволожувача повітря із використанням регулярних насадок дозволив сформулювати критерії оцінки геометрії насадкового модулю із врахуванням витрати повітря та води.

Інформаційні джерела

1. Пищанская Н.А. Особенности компоновки современных насадок фирмы "Бротек" для систем кондиционирования воздуха. Збірник тез доповідей "Сучасні проблеми холодильної техніки і технології". 2007. 102с.
2. Пищанская Н.А., Хмельнюк М.Г. Усовершенствование поперечно-точных аппаратов увлажнения воздуха на основе насадок упорядоченной структуры. Пищевая промышленность: наука и технология. 2014. С. 57-63.

Науковий керівник: Піщанська Н.О., доцент, ІХКЕ ОНАХТ

УДК 615.014 (075.8)

ВИКОРИСТАННЯ ХОЛОДУ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ МЕДПРЕПАРАТІВ ЗА РАХУНОК СУБЛІМАЦІЇ

Амосьонк О.В., магістрант, ІХКЕ ОНАХТ

На сьогоднішній день необхідність використання холоду потребує цілий ряд медичних препаратів.

Ліофілізація (грец. *lyo* — розчинять + *philia* — схильність, синоніми: сублімаційна сушка, заморожування сушінням) - процес отримання зневоднювального матеріалу (препарату, тканини і т.п.), здатного швидко розчинятись у воді; в відмінності від сушки ліофілізація передбачає попереднє заморожування матеріалу і наступне сушіння його із замерзлого стану в вакуумі. Процес сушіння має дві фази — сублімацію льоду при температурах нижче 0°C та десорбцію (видалення частини вільної і зв'язаної вологи при температурах вище 0°C). На Одеській станції переливання крові були проведені дослідження, результати, яких представлені нижче.

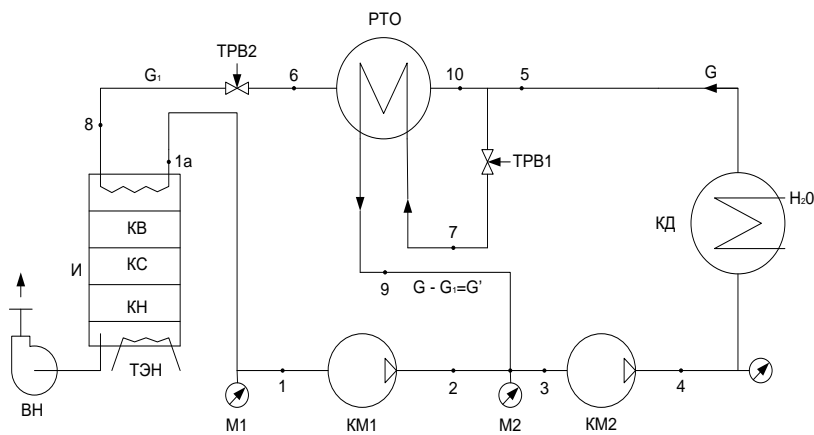


Рис. 1 — Установка для виготовлення полібіоліну:

КМ1, КМ2 — компресор, відповідно, першої та другої ступені; КД — кожухотрубний водний конденсатор; РТО — рекуперативний теплообмінник; ТРВ — терморегулюючий вентиль; КВ, КС, КН — касети, відповідно, верхня, середня та нижня; В — випарник субліматора; ТЭН — теплові електронагрівачі; ВН — вакуумний насос

Дані добового журналу отримання полібіоліну з плазми крові представлені в таблиці 1.

Таблиця 1

Час	P_K	P_0	$P_{\text{ПП}}$	$t_{\text{СУТ}}$	$t_{\text{Н.К.}}$	$t_{\text{Н.К.}}^{\text{ПП}}$	$t_{\text{С.К.}}$	$t_{\text{С.К.}}^{\text{ПП}}$	$t_{\text{В.К.}}$	$t_{\text{В.К.}}^{\text{ПП}}$	$P_{\text{ВАК}}$
1	14,5	0,4	2,3	-60	-60	-18	-60	-9	-60	-22	10
2	14,5	0,4	2,3	-60	-60	-25	-60	-14	-60	-28	10
3	14,1	0,4	2,1	-60	-60	-31	-60	-16	-60	-34	9
4	14,1	0,4	2,1	-61	-45	-40	-60	-20	-45	-40	8
5	14,0	0,4	2,0	-62	-45	-40	-60	-25	-45	-40	8
6	14,0	0,4	2,0	-64	-45	-40	-60	-30	-45	-40	8
7	14,0	0,4	2,0	-64	-45	-40	-50	-35	-45	-40	8
8	14,0	0,4	2,0	-64	-45	-40	-45	-40	-45	-40	8
9	14,0	0,4	2,0	-64	-45	-40	-45	-40	-45	-40	8
10	14,0	0,4	2,0	-64	-45	-40	-45	-40	-45	-40	8
11	14,0	0,4	2,0	-64	-45	-40	-45	-40	-45	-40	8
12	14,0	0,4	2,0	-64	-45	-40	-45	-40	-45	-40	8
13	14,0	0,4	2,0	-64	-45	-40	-45	-40	-45	-40	8

Змінення температури продукту у верхній, середній і нижній касетах представлена на рис. 2. Як видно з цього рисунка, час технологічної обробки продукту складає 6...8 год.

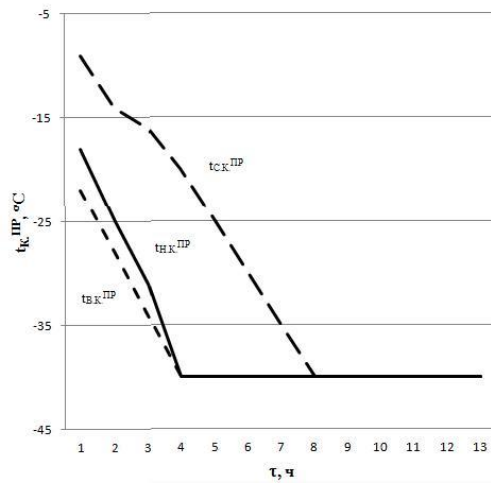


Рис. 2 – Змінення температури продукту залежно від часу:

— $t_{н.к.}^{ПР}$; --- $t_{с.к.}^{ПР}$; - - - $t_{в.к.}^{ПР}$

Змінення холодопродуктивності, навантаження на конденсатор, робочих тисків (конденсації, проміжного і кипіння), споживаної потужності, COP залежно від змінення температури конденсації показані на рис. 3 - 6.

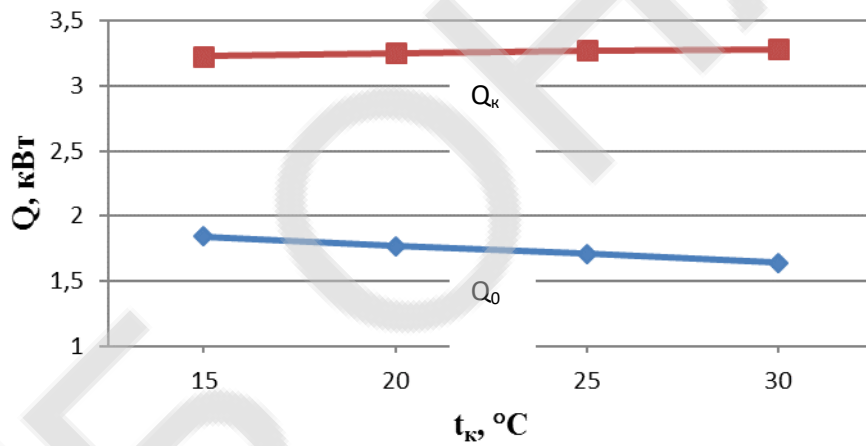


Рис. 3 – Змінення теплового навантаження на конденсатор і холодопродуктивності залежно від температури конденсації:

—■—■—■— теплове навантаження на конденсатор Q_k ;
 —◆—◆—◆— холодопродуктивність Q_0

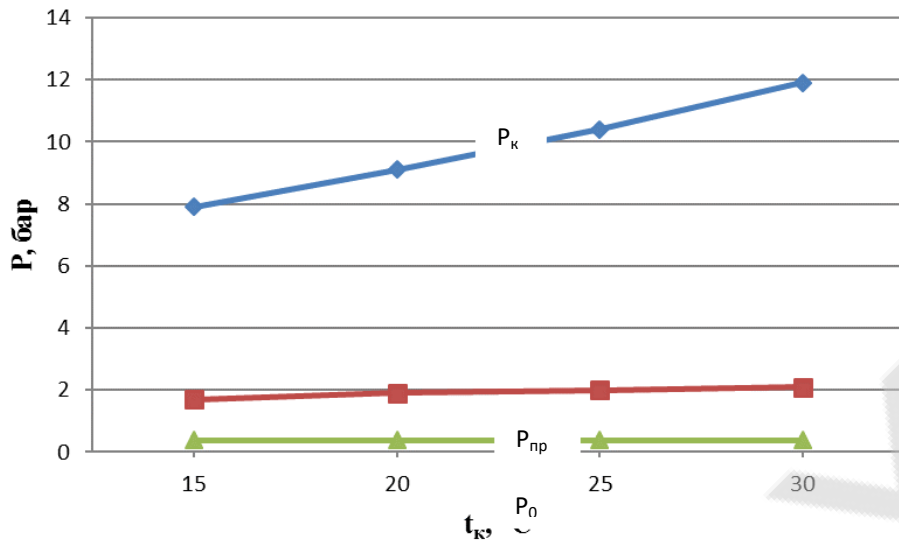


Рис. 4 – Змінення робочих тисків залежно від температури конденсації:

—◆—◆—◆— тиск конденсації P_k ; —■—■—■— проміжний тиск $P_{пр}$;
—▲—▲—▲— тиск кипіння P_0

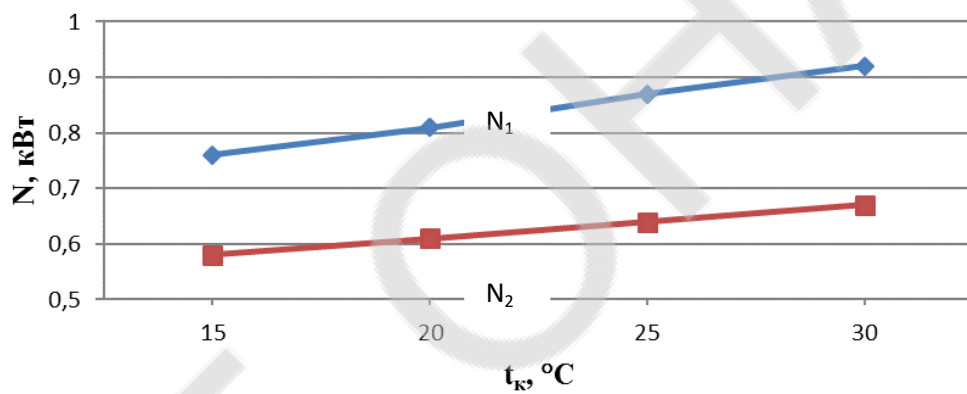


Рис. 5 – Змінення потужності компресорів в залежності від температури конденсації:

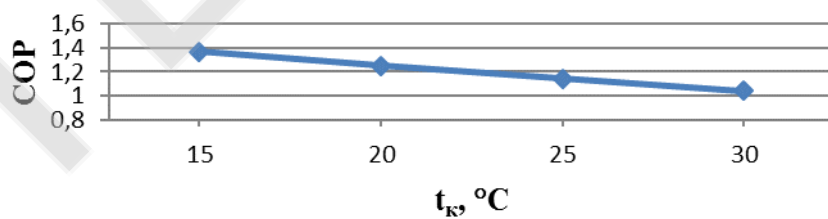


Рис. 6 – Змінення COP в залежності від температури конденсації

Інформаційні джерела:

1.Хмельнюк М. Г., Подмазко О. С., Подмазко І. О. Холодильні установки та сфери їх використання. Грiнь, м. Херсон 2014, с. 488.

2. Хмельнюк М. Г., Подмазко О. С., Холодильні установки спеціального призначення. Грінь, м. Херсон 2013, с. 487.

Науковий керівник: Піщанська Н.О., доцент, ІХКЕ ОНАХТ

УДК 628.84

ТРАНСФОРМАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ ТРИВАЄ

Рахімов Р.Р., студент ВСП «ОТФК ОНАХТ», м. Одеса

Холодильна техніка змінюється. Холодоагенти з високим потенціалом глобального потепління (ППП - Global Warming Potential/GWP) поступово зникають.

15 жовтня 2016 року в г. Кігалі (Руанда) на XXVIII Нараді Сторін Монреальського протоколу по речовинах, що руйнують озоновий шар було досягнуто згоди про поетапне скорочення споживання гідрофторвуглеців (ГФВ). Вони використовуються в якості альтернативи озоноруйнівним речовинам – ХФВ, ГХФВ. Гідрофторвуглеці не руйнують озоновий шар, але є парниковими газами і мають високий або дуже високий потенціал глобального потепління у діапазоні 121÷ 14 800.

Кігалійська поправка до Монреальського протоколу була спрямована головним чином на розробку тимчасового графіка поетапного скорочення ГФВ з високим потенціалом глобального потепління ($GWP > 2500$), для того щоб попередити глобальне потепління до 2100 року.

Вплив на глобальне потепління більш ніж на 80 відсотків пов'язаний з непрямыми викидами, що утворюються при виробленні електроенергії, яка використовується для експлуатації холодильного обладнання, систем кондиціонування повітря і теплових насосів, а 20 відсотків надходить від використання/вивільнення холодоагентів, що є парниковими газами.

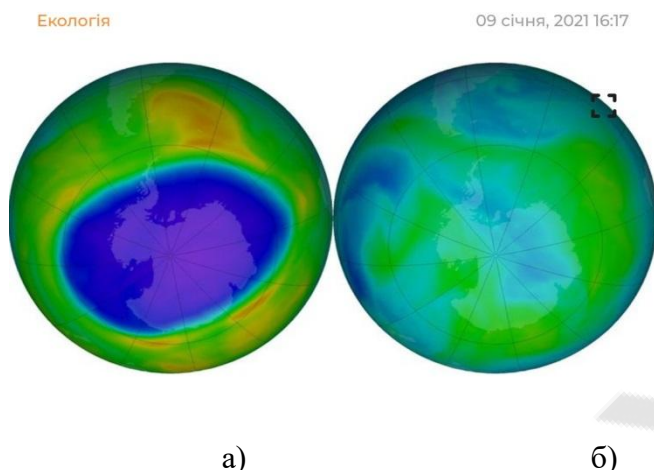
З 2020 року в розвинених країнах припиняється виробництво ГХФВ: R21, R22, R124, R142b, R123, R141b. Серед них холодоагент 123 з озоноруйнівним потенціалом (ozone depletion potential/ ODP)- 0,02 і потенціалом глобального потепління ледве більше 50. А заміна 142b на циклопентан, як спінюючого агента вже фактично відбулася.

Після 2025 року настане черга ГФВ: R32, R134a, R125, R152a, R143b і багатьох сумішей R404A, R407C, R410a, R507a і ін. Але вже синтезовані нові гідрофторолефіни (ГФО): R1234yf, R1234ze(E), R1336mzz, R1233zd(E). У деяких з них GWP менше за GWP двооксиду вуглецю (CO_2).

Таблиця 1 Характеристика ГФО (НФО)

назвали метеорологічні умови: сильний полярний вихор, дуже низькі температури в стратосфері. Серед причин не антропогенного характеру ще називають викиди глибинного водню, вулканічну активність. За висновками вчених треба повернутися до основних положень Віденської конвенції по охороні озонового шару 1985 року, до пошуків причин цьо-

го руйнування, а також до вивчення небезпеки збільшення потоку біологічно-активного ультрафіолету й оцінці впливу озону на погоду й клімат планети.



Мал. 1 а) розмір рекордної озонної діри над Антарктикою, 20 вересня 2020
б) стан на 28 грудня 2020, фото NASA

У зв'язку з цим треба знову звернути увагу на так звані «натуральні» холодоагенти:

- Пропан (R290, GWP100 = 3) для чілерів;
- Ізобутан (R600a, GWP100 = 0,001) для побутових холодильників, систем кондиціонування;
- Аміак (R717; GWP100 = 0) для промислового охолодження;
- CO2 (R744; GWP100 = 1) для охолодження супермаркетів і комбінованого гарячого водопостачання, теплових насосів;
- Вода (R718; GWP = 0) для охолодження серверів або промисловості,
- Повітря (R729; GWP = 0) для температур до -160°C ,



Мал. 2 Трансформація холодильних агентів

Збереженням клімату опікуються всі країни в залежності від своїх можливостей.

Україна бере активну участь у всіх напрямках діяльності ООН. 20 червня 1988 року Україна приєдналася до Монреальського протоколу і за багаторічні досягнення у справі збереження озонного шару Уряд України та Національна озонна служба нагороджені почесним сертифікатом Монреальського протоколу.

27.06.2020 введено в дію закон України «Про регулювання господарської діяльності з озоноруйнівними речовинами та фторованими парниковими газами». Цей Закон регулює правовідносини щодо виробництва, імпорту, експорту, зберігання, використання, розмі-

щення на ринку та поводження з озоноруйнівними речовинами, фторованими парниковими газами, товарами та обладнанням, які їх містять або використовують, що впливає на озоновий шар та на рівень глобального потепління.

Громадська Спілка "Холодильна асоціація України" розпочала міжнародне співробітництво у проекті «Розвиток компетенцій по інноваційному застосуванню енергоефективних та екологічно безпечних технологій охолодження та опалення в Україні».

Зміни клімату турбують і представників українського бізнесу. Приватні компанії, що працюють в Одесі: Sun Ice, Gree, Технології комфорту плюс, Кул Терм Груп, ТОВ «Айсберг» пропонують споживачам побутові і напівпромислові зразки кліматичної техніки, що працюють на хладоні R32 (ODP = 0, GWP100 = 675 < 2500), природному холодильному агенті R290 (ODP = 0, GWP100 = 3).

Висновок: Вибір холодоагенту тепер стає компромісом між екологічними показниками, енергетичною ефективністю, безпекою і вартістю.

Інформаційні джерела:

1. Закон України «Про регулювання господарської діяльності з озоноруйнівними речовинами та фторованими парниковими газами»
2. Доклад семінару - практикуму РГОС-40 (UNEP/OzL.Pro.WG.1/40/6/Rev.1) (www.ozone.unep.org)
3. <http://www.aeras.ua/uk/news/holodoagent-hfo-1234yf-istoriya-rozvytku-ta-robochi-harakterystyky>
4. <https://planetaklimata.com.ua/ua/news/?sect=3&msg=2452>
5. <http://www.ref.org.ua/info/news/forum-icy-tech-2020-vidbuvnya/>

Керівник – Беркань Ір.В., викладач-методист ВСП «ОТФК ОНАХТ», м. Одеса,

АНАЛІЗ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ ДЛЯ ОТРИМАННЯ ПОТЕНЦІАЛУ.

*Дубровець А.Р., магістр ОНАХТ
Діхтеренко Д.О., магістр ОНАХТ
Медун В.В., магістр ОНАХТ*

Комплексна оцінка потенціалу опалення та охолодження, повинна включати та базуватися на наступному. Огляд систем опалення та охолодження. Потреби у опаленні та охолодженні у формі оцінки використаної енергії (Кількість теплової енергії, необхідна для задоволення потреб кінцевих споживачів у опаленні та охолодженні) та кількісного кінцевого споживання енергії в ГВт-год на рік (Потрібно використовувати останню доступну інформацію), розподілених за окремими секторами: житловий сектор, сфера послуг, промисловість, інші сектори, на частку яких припадає понад 5% загальної національної потреби у рекуперації тепла та охолодження.

Оцінка поточного постачання опалення та охолодження:

1. Розподіляється за технологіями, в ГВт-год на рік (Потрібно використовувати останню доступну інформацію), у секторах, якщо можливо, за енергією з викопного палива та відновлюваних джерел:

- Внутрішнє теплопостачання та охолодження в секторі послуг та житловому секторі, розбите на: водогрійні котли, високоефективна когенерація, теплові насоси, інші внутрішні технології та джерела енергії.
 - Внутрішнє постачання тепла та охолодження в інших секторах, **крім** сфери послуг та житлового сектору на: водогрійні котли, високоефективна когенерація, теплові насоси, інші внутрішні технології та джерела енергії.
 - Зовнішнє теплопостачання та охолодження, поділене на: високоефективна когенерація, відпрацьоване тепло, інші зовнішні технології та джерела енергії.
2. Установки, що виробляють відпрацьоване тепло або холод, та їх потенційне опалення або охолодження, у ГВт-год на рік:
 - теплові електростанції, які можуть постачати або бути обладнані для подачі відпрацьованого тепла із загальною доданою тепловою потужністю понад 50 МВт;
 - когенераційні установки із загальною доданою тепловою потужністю, що перевищує 20 МВт;
 - сміттєспалювальні установки;
 - установки з відновлюваної енергії із загальною доданою тепловою потужністю, що перевищує 20 МВт, за винятком тих установок, зазначених, які виробляють тепло або охолодження, використовуючи енергію з відновлюваних джерел;
 - промислові установки із загальною доданою тепловою потужністю понад 20 МВт, які можуть подавати відпрацьоване тепло.
 3. Повідомлена частка кінцевого споживання енергії районним енергетичним та центральним охолодженням, що надходить від відновлюваних джерел енергії, відпрацьованого тепла або відходів охолодження¹⁵⁸ за останні п'ять років відповідно до Директиви (ЄС) 2018/2001.

Карта території, яка без розкриття комерційно конфіденційної інформації показує:

- попит на опалення та охолодження в різних районах на основі аналізу в параграфі 1 із застосуванням єдиних критеріїв для розмежування енергетично щільних районів у муніципалітетах та мегаполісах;
- існуючі пункти постачання тепла та охолодження, створені та розподільні станції централізованого опалення;
- заплановані пункти постачання опалення та охолодження, та розподільні станції централізованого опалення.

Прогноз розвитку попиту на опалення та охолодження протягом наступних 30 років, викладений у ГВт-год та враховуючи спеціальні прогнози на наступні десять років, зміну попиту в будівлях та різних галузях промисловості та вплив політики та стратегій на управління попитом, довгострокові стратегії реконструкції будівель відповідно до Директиви (ЄС) 2018/844

Цілі, стратегії та політичні дії. Запланований внесок держави-члена у її національні цілі, цілі та внески для п'яти вимірів Енергетичного союзу відповідно до статті 3 (2) (b) Регламенту (ЄС) 2018/1999, який повинен бути досягнутий за рахунок ефективності опалення та охолодження, зокрема статті 4 (b) - (4) (4) та статті 15 (4) (b), вказуючи, що було додано на додаток до національного енергетичного та кліматичного плану.

Аналіз економічного потенціалу ефективності нагріву та охолодження. Аналіз економічного потенціалу (Аналіз економічного потенціалу повинен вказати обсяг енергії (в ГВт-год), який кожна аналізована технологія може виробляти на рік. Слід також враховувати обмеження та взаємозв'язки в енергетичній системі. Аналіз може ґрунтуватися на моделях, заснованих на припущеннях про функціонування загальних типів технологій або систем) різних технологій опалення та охолодження повинен бути проведений на всій території країни з використанням аналізу витрат та вигоди, зазначеного у статті 14 (3), та виявлення альтернативних сценаріїв для більш ефективних технологій опалення та охолодження з відно-

влюваних джерел енергії. Джерела енергії, якщо такі є, випадки, розподілені на енергію з викопних та відновлюваних джерел енергії

Слід враховувати наступні методики:

- тепло промислових відходів та охолодження відходів;
- спалювання відходів;
- високоефективна когенерація;
- поновлювані джерела енергії (наприклад, геотермальна, сонячна та біомаса), крім тих, що використовуються для високоефективної когенерації;
- теплові насоси;
- зменшення втрат тепла та охолодження від існуючих віддалених мереж.

Цей аналіз економічного потенціалу повинен включати наступні кроки: аналіз витрат та вигод, зазначений у статті 14 (3), повинен включати економічний аналіз, який враховує соціально-економічні та екологічні фактори (Включаючи оцінку, зазначену в статті 15 (7) Директиви (ЄС) 2018/2001.)

А також фінансовий аналіз, що оцінює проекти з точки зору інвесторів. Як економічний, так і фінансовий аналіз повинні використовувати чисту теперішню вартість як критерій оцінки.

Базовий сценарій повинен служити відправною точкою та враховувати поточну політику при складанні комплексної оцінки (Крайньою датою для врахування заходів політики у базовому сценарії є кінець року, що передує році, до закінчення якого має бути проведена комплексна оцінка. Тому не потрібно брати до уваги політичні заходи, впроваджені протягом дванадцяти місяців, що передували граничний термін подання комплексної оцінки) та бути пов'язаним із даними, зібраними відповідно до частини I та пункту 6 частини II цього додатка.

Сценарії, крім базового сценарію, повинні враховувати цілі енергоефективності та відновлюваної енергії у Регламенті (ЄС) 2018/1999. Кожен сценарій повинен включати наступне порівняно з базовим сценарієм:

- економічний потенціал технологій, що розглядаються з чистою поточною вартістю як критерієм;
- зниження викидів парникових газів;
- економія первинної енергії в ГВт-год на рік;
- вплив на частку відновлюваної енергії у національному енергетичному комплексі.

Сценарії, які неможливі з технічних чи фінансових причин або через національне регулювання, можуть бути виключені на ранній стадії аналізу витрат і вигоди, якщо це виправдано на основі ретельних, чітких та добре задокументованих міркувань.

Оцінка та рішення повинні враховувати в аналізованих сценаріях витрати та економію енергії завдяки збільшеній гнучкості постачання енергії та більш оптимальній роботі електричних мереж, включаючи уникнути витрати та економію від зменшення інвестицій у інфраструктуру.

Витрати та вигоди. Витрати та вигоди повинні включати щонайменше наступне:

Перевага:

- виробнича цінність для користувача (опалення, охолодження та електроенергія);
- зовнішні переваги, такі як позитивний вплив на навколишнє середовище, зменшення викидів парникових газів та позитивні наслідки для здоров'я та безпеки, якщо це можливо;
- вплив на ринок праці, безпечне енергопостачання та конкурентоспроможність, якщо це можливо.

Витрати:

- капітальні витрати на об'єкти та обладнання;
- капітальні витрати на пов'язані енергетичні мережі;
- -змінні та постійні експлуатаційні витрати;
- витрати енергії;
- витрати на довкілля, здоров'я та безпеку, якщо це можливо;
- витрати на ринку праці, безпечне енергопостачання та конкурентоспроможність, якщо це можливо.

Сценарії, які мають значення у порівнянні з базовим сценарієм. Слід розглянути всі сценарії, що мають відношення до базового сценарію, включаючи роль ефективного індивідуального опалення та охолодження.

- аналіз витрат та вигоди може включати або оцінку проекту, або більш широку локальну, регіональну або національну оцінку для групи проектів, щоб визначити для цілей планування найбільш економічно ефективно та вигідне рішення для опалення або охолодження для дана географічна зона на основі базового сценарію;
- держави-члени призначають компетентні органи, відповідальні за проведення аналізу витрат та вигоди, передбачених статтею 14. Вони надають докладні методи та припущення відповідно до цього Додатку та встановлюють та публікують процедури економічного аналізу.

Межі та скоординована стратегія:

- географічна межа включатиме відповідну, чітко визначену географічну область.
- аналіз витрат та вигоди повинен враховувати всі відповідні централізовані або децентралізовані ресурси постачання, що є в межах системи та географічних меж, включаючи методи, розглянуті відповідно, а також характеристики та тенденції опалення та попит на охолодження.

Припущення:

- держави-члени повинні, для проведення аналізу витрат і вигоди, робити припущення щодо цін основних факторів введення та випуску та ставки дисконтування;
- ставка дисконтування, яка використовується в економічному аналізі для розрахунку чистої теперішньої вартості, обирається відповідно до європейських або національних рекомендацій;
- держави-члени повинні використовувати національні, європейські або міжнародні прогнози щодо розвитку цін на енергоносії, якщо це є в національному та/або регіональному/місцевому контексті;
- ціни, що використовуються в економічному аналізі, враховують соціально-економічні витрати та вигоди. Зовнішні витрати, такі як вплив на навколишнє середовище та здоров'я, слід включати, наскільки це можливо, тобто. коли ринкова ціна існує або вже включена до європейського чи національного законодавства.

Аналіз чутливості. Аналіз чутливості повинен бути включений для оцінки витрат та вигод від проекту або групи проектів і повинен базуватися на змінних факторах, що мають значний вплив на результати розрахунків, наприклад різні ціни на енергію, рівні попиту, дисконтні ставки тощо.

Література:

1. EUROPAPARLAMENTETS OCH RÅDETS DIREKTIV 2012/27/EU om energieffektivitet, om ändring av direktiven 2009/125/EG och 2010/30/EU och om upphävande av direktiven 2004/8/EG och 2006/32/EG [on-line resources] Accessed by

URL:<https://edokmeetings.stockholm.se/welcome-sv/namnder-styrelser/kommunstyrelsen/mote-2019-09-18/agenda/promemorian-forbattrat-genomforande-av-eu-direktivet-om-energieffektivitet-individuell-matning-av-varme-och-tappvarmvatten-i-befintlig-bebyggelsepdf?downloadMode=download>

2. BILAGOR till KOMMISSIONENS DELEGERADE FÖRORDNING (EU) .../... om ändring av bilagorna VIII och IX till direktiv 2012/27/EU om innehållet i heltäckande bedömningar av potentialen för effektiv värme och kyla. [on-line resources] Accessed by URL: <https://ec.europa.eu/transparency/regdoc/rep/3/2019/SV/C-2019-1616-F1-SV-ANNEX-1-PART-1.PDF>

Науковий керівник : Яковлева О.Ю.к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ПОТЕНЦІАЛ ДЛЯ ОПАЛЕННЯ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ. НАЙКРАЩИ ПРАКТИКИ ЄВРОПИ

*Міньков Г.В., магістр ОНАХТ
Терзійський С.С., магістр ОНАХТ
Овчинніков М.К., бакалавр ОНАХТ*

В рамках проекту у Скандинавії [1] було представлено опис охолодження та вдосконалення останнього за допомогою використання низькотемпературного відпрацьованого тепла для теплових насосів у виробництві тепла для системи централізованого опалення, що має інтерес для сучасного суспільства з метою декорбанізації та підтримання сценарію сталого розвитку.

Центральне охолодження. На Рис. 1 показано схематичне зображення включених методів та потоків енергії в описі моделі охолодження. Центральне охолодження, як основне, але для приміщень також передбачено індивідуальне охолодження. Включено чотири варіанти виробництва централізованого охолодження: вільне охолодження або фрікулінг (з озер тощо), компресорне охолодження / охолодження за допомогою холодильної машини (без рекуперації тепла), охолодження від теплових насосів (де тепло надходить до систем централізованого опалення) та абсорбційне охолодження (яке живиться від централізованого опалення).

Блок «охолодження» моделі є невід'ємною частиною моделі, і електроенергія та централізоване опалення, що використовуються для виробництва централізованого охолодження, таким чином з'єднується з описом моделі централізованого опалення та систем постачання електричної енергії. Що стосується системи централізованого опалення, то модель має загальний опис системи централізованого охолодження на рівні країн Скандинавії (тобто не такої великої кількості різних менших систем, як насправді). У табл. 1 показано передбачувані витрати та ефективність використання компресорного та абсорбційного охолодження відповідно. Застосування вільного охолодження або фрікулінга у моделі, пов'язано з низькими витратами, але його використання може бути обмежено, так що частка виробництва від вказаного рішення є подібною до поточної ситуації і на наступні роки.

Що стосується четвертої альтернативи централізованого охолодження, теплових насосів у виробництві централізованого теплопостачання, то витрати відносяться до сторони опалення, але там ви отримуєте додаткову вигоду у вигляді системи центрального охолодження.

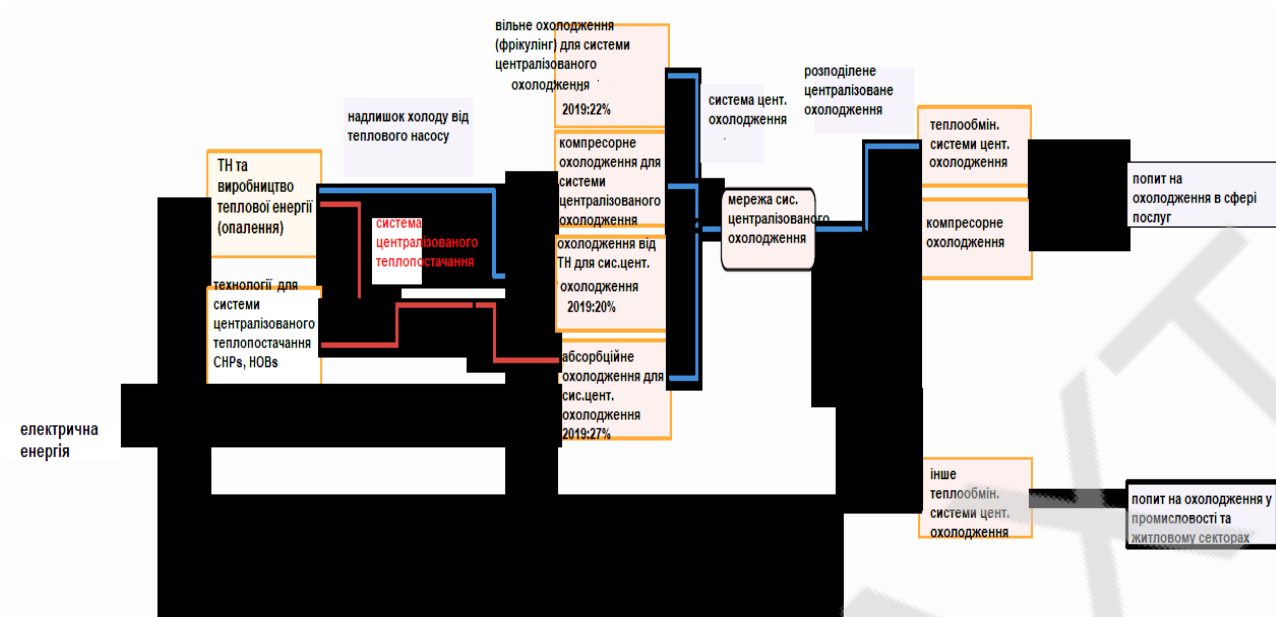


Рис. 1. Модель застосованого охолодження на базі діаграми СЕНКІ

Потреба в охолодженні в моделі здебільшого полягає в потребі у комфортному охолодженні приміщень, яке може бути задоволене або центральним охолодженням, або охолоджувальними машинами (компресором) у будівлі (індивідуальне охолодження). Крім того, є невеликий залишковий «товар» для інших систем централізованого охолодження, тобто в промисловості та житловому господарстві. Індивідуальні рішення для охолодження для промисловості та житлового господарства конкретно не представлені в моделі, однак використання електроенергії, пов'язане з цим, входить до інших видів використання електроенергії для цих секторів.

Таблиця 1. Дані щодо компресорного охолодження та абсорбційного охолодження в моделі (центральне охолодження)

	Інвестування (Євро/кВт холоду)	Швидка розробка та реалізація (Євро/кВт холоду)	Ефективність	Життєвий цикл (рік)
Компресорне охолодження	396	16	5,1–5,5 (COP)	20
Абсорбційне охолодження	445	18	0,8–0,85(з фотоелектричних панелей)	25

Приблизно 80% використання холоду від систем централізованого охолодження сьогодні передбачається застосовувати в приміщеннях. Крім того, приблизно 25% комфортного охолодження в приміщеннях в даний час передбачається забезпечити за допомогою централізованого охолодження (на основі даних проекту Скандинавії).

Прогнозування потреби в охолодженні на наступні роки було зроблено для приміщень, виходячи з припущень про три параметри: зміна приміщення (загальна площа), зміна частки охолоджуваної площі в приміщеннях та зміна потреб у охолодженні на охолоджувану площу. Передбачається, що останній параметр, серед іншого, пов'язаний з більш теплим кліматом. На основі літератури, попередніх сценарій проектів Європи 2016 року та подаль-

ших оцінок було прийнято наступні фактори для зміни потреби в охолодженні приміщень з 2015 по 2050 рік:

$$1,2 \text{ (збільшення загальної площі приміщення)} \times 1,5 \text{ (збільшення частки охолодженої площі приміщення)} \times 1,1 \text{ (збільшення питомої потреби в охолодженні)} = 2,0$$

Таким чином, передбачається, що загальна потреба в комфортному охолодженні приміщень збільшиться вдвічі з 2015 по 2050 рік [2]. Із загальної потреби в охолодженні приміщень передбачається щонайменше 20%, а максимум 50%, яку можна забезпечити централізованим охолодженням до 2050 року. Збільшення на ринку частки централізованого охолодження пов'язано зі збільшенням витрат на розподіл, щоб імітувати, що тоді області, що мають меншу щільність охолодження (рідкісний попит на охолодження), необхідно експлуатувати. Літературна база для цієї оцінки була обмеженою, і, отже, тут є невизначеності. Огляд передбачуваних вхідних даних, пов'язаних з розподілом централізованого охолодження, наведено у табл.2. Потреба у централізованому охолодженні для промисловості та житлового господарства зростає з тими самими темпами, що і прогнозований збільшення загальної потреби в охолодженні приміщень

Відпрацьоване тепло для теплових насосів у виробництві теплової енергії для системи централізованого опалення. Модель, пов'язана з низькотемпературними джерелами енергії, відпрацьованим теплом та тепловими насосами в системах централізованого опалення, було зосереджено на поділі технології теплового насоса, показано потенціал відповідних низькотемпературних джерел тепла, зосередившись на теплі від очисних споруд та центрів обробки даних.

Таблиця 2. Дані про розподіл центрального охолодження. Діапазон змінної вартості показує збільшення витрат, яке передбачається для збільшення частки ринку централізованого охолодження.

	Інвестування (Євро/кВт холоду)	Швидка розробка та реалізація (Євро/кВт холоду)	Змінна вартість (Євро/МВт холоду)	Ефективність (%)	Життєвий цикл (рік)
Централізоване охолодження	791	30	0–7,4	0,92	50

Використання теплових насосів для виробництва теплової енергії у системі централізованого теплопостачання включено, виробництво на основі тепла: навколишньої води (озера тощо), відходів теплової промисловості (низька температура), зали даних, очисних споруд та "інших". Технічні прийоми теплового насоса відрізняються в моделі, серед іншого, різними значеннями COP (через різні температури для джерела тепла).

Енергетичний потенціал для низькотемпературного відпрацьованого тепла від водопідготовки та дата-центрів представлені:

- Очищення відпрацьованої води: 3,8 ТВт-год (на основі проекту Reuseheat148)
- Дата-центри: 1,3 ТВт-год для довідкових випадків; 3,7 ТВт-год для випадків постачання електричної енергії (на основі дослідження Persson U. [1] та подальших оцінок)

Вищевказаний енергетичний потенціал стосується наявного тепла перед модифікацією теплового насоса (таким чином, можливе виробництво тепла від теплових насосів буде трохи вищим). Заявлений потенціал відпрацьованого тепла відбувається щорічно і передбача-

ється рівномірний "розподіл" протягом року (отже, неможливо використати весь потенціал, наприклад, взимку).

Як зазначено вище, передбачаються різні можливості для дата-центрів залежно від сценарію. Випадок електрифікації передбачає більш широке розширення галузі обробки даних, ніж у еталонному випадку. Випадок електрифікації також включає більший попит на електроенергію в центрах обробки даних, ніж у справі. В цілому споживання електроенергії із залів обробки даних досягає 7 ТВт-год, тоді як споживання електроенергії в центрах обробки даних для еталонного випадку передбачається дорівнювати 2 ТВт-год. Оцінка потенціалу відпрацьованого тепла включає насамперед припущення щодо аспектів розташування (близькість до систем централізованого тепlopостачання з можливостями продажу) та технічних аспектів (частка використання енергії, яку можна переробити).

Максимальний потенціал відпрацьованого тепла запропоновано розраховувати у три етапи:

1. 75% ЦОД передбачається, що вони можуть відновляти цілодобово технічно-обґрунтовані дані з проекту ЄС [1].
2. Крім того, передбачається, що 15% центрів обробки даних не розташовані поблизу мереж централізованого тепlopостачання (на основі [1])
3. Енергетичний потенціал дата-центрів для обміну даними було розподілено в країні (за зонами мереж електричної енергії) та порівняно з виробництвом централізованого тепlopостачання в кожному районі постачання електроенергії, щоб зробити оцінку розумної максимальної кількості ВП щодо іншого виробництва.

Для виробництва енергії системами централізованого опалення на основі тепла отриманого з навколишньої води, відпрацьованого тепла у промисловості та інших, обмеження потужності встановлюються, виходячи з поточної ситуації.

Література:

1. Persson, U. (2018). Accessible urban waste heat, Reuseheat, Deliverable 1.4. Tillgänglig på <https://www.reuseheat.eu/wp-content/uploads/2019/02/D1.4-Accessible-urban-waste-heat.pdf>.
2. International Energy Agency [online resources] accessed by URL: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2020> at 10.05.2021

Науковий керівник : Яковлева О.Ю.к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ

POWER AND POLITICS IMPACT WITHIN ENERGY AND REFRIGERATION SECTORS' ORGANIZATIONS.

Yakovleva O.^a, Cand.Tech. Sc., Associate Professor
Tkach S.^a, PhD student

^aOdessa National Academy of Food Technologies, Dvoranskaya str. 1/3, Odessa, Ukraine

If you want to get things done within required time and budget and to implement scope requirements approved by client (end-user) in a group or organization it helps very much to have power. Top manager wants to maximize power of middle manager and middle manager in own turn want to increase others dependence on oneself. [1] So middle manager can increase own power in relation to top manager by developing knowledge or a skill that he needs and for which he per-

ceives no ready substitute. But power is two side coin. The middle manger will not be distanced or alone in attempting to create his power bases. From other side, certain employees and peers, will be looking for making middle manager dependent on them from case to case. Sa a result you spent time on continual battle instead of smooth system application and getting profit. While middle manager seeks to maximize others' dependence on oneself, he will be seeking to minimize own dependence on others and of course, other the middle manger work with will be trying to do the same.

The effective manager who can contribute to the effective thing done accepts the political nature of organizations. By assessing behavior in a political framework, the pointed manger can better predict the actions of others and use this information to formulate political strategies that will gain advantages for his own and his work department.

Not less important question of discussion is politics by providing ethical guidelines for political behavior within organization. Each manger know that organizational politics represent long-term goals packet as well. So, any contributing to this part of organizational behavior leads to getting profit through required activities.

Despite the fact there are no just right ways to distinguish ethical from unethical politicking, it should be put some questions for consideration. Figure 1 show a decision tree to guide ethical activities for organization. The 1st question you need to response addresses self-interest versus organizational goals. Ethical activities are reliable with artefact presented by organization in order to make the artefact design group look bad, is unethical. Nevertheless, there can be nothing unethical if a department head exchanges favors with his divisions manager to get a critical contact processed quickly.

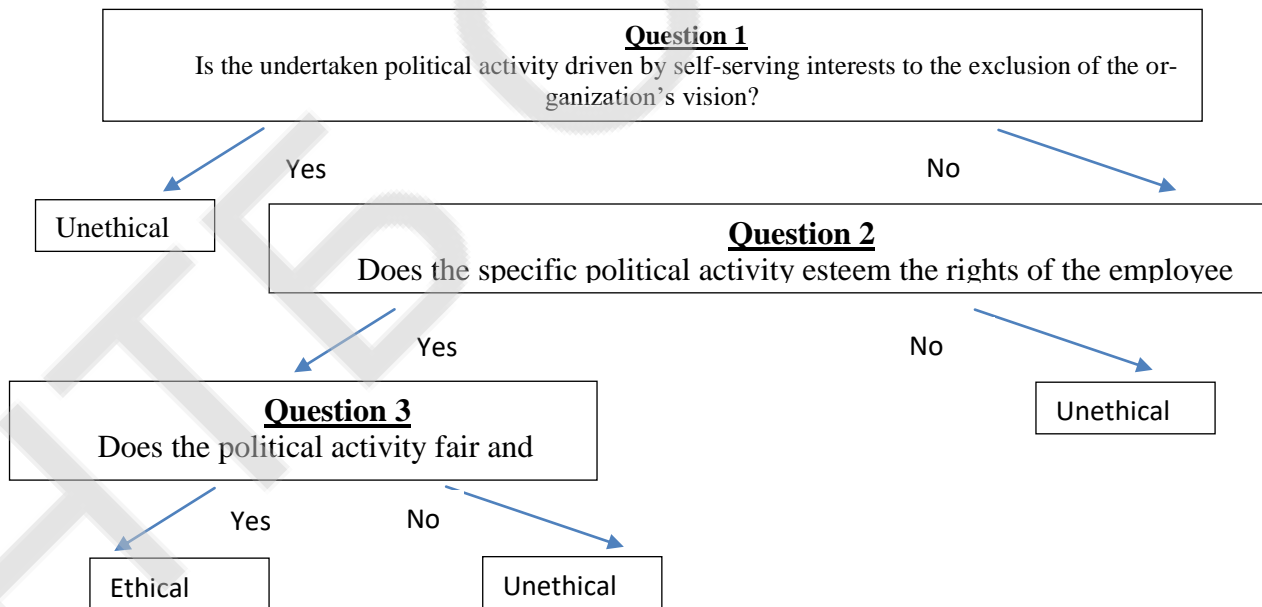


Figure.1 Decision tree for ethical political action.

Adopted from G.F. Cavanagh, and M.Valasquez, "The Ethics of Organizational Politics" [2]

An organization's vision shows up ultimate goal, and its interpretation of what success will look like in the pointed future when the organization accomplish its purpose. Here come for strategic objectives which are the steps and accomplishments that a company completes to realize that

ultimate goal. So, the organizational vision interprets the mission's statement of purpose into a specific starting point that implies or explicitly states required action.

For instance, our organization within energy and refrigeration systems sectors might adopt a vision that sees its product at every potential client "table" in a time limited period. The organization's vision has abilities to shapes the organization's goals, specifically its strategic goals, which state long-term aims. So, adopting ethical tree from academy of management for our purpose during research question it should be specified for "vision" statement not just for "goals".

The answers to the questions in Fig.1 are often argued in ways to make unethical practices seem ethical.

Powerful people, for instance, can turn out to be skillful at clearing up self-serving behaviors in term of the organizations best interest. Also, they can influentially argue that undertaken unfair actions are truly fair and equitable. The key point is that non-moral people can justify any possible behavior. Organization managers who are powerful as well as articulate and persuasive are susceptible for the reason that they are easily can be getting away with unethical performs successfully. When challenged with ethical dilemma concerning organizational politics, try to work with Fig. 1 and to get honestly answer from own side as well. And, if expert have a strong power base as a skillful manger within energy and refrigeration sectors, identify the ability of power to corrupt. For the powerless staff to act ethically it can be no such hard behavior option, because pointed personal naturally have a little political discretion to exploit.

References:

[1] Rosabeth Moss Kanter, "Power Failure in Management Circuits, Shafritz, Ott, and Jang, 342-350

[2] G.F. Cavanagh, and M.Valasquez, "The Ethics of Organizational Politics" Academy of Management Review, July 1981, pp363-74

[3] [Thompson, Dennis F.](#) Political Ethics.

<https://doi.org/10.1002/9781444367072.wbiee633>, Harward Press, 2018 [on-line resources] Accessed by URL: <https://dash.harvard.edu/handle/1/37093184> at 10 May 10, 2021



УДК 621.039

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕПЛОТЕХНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Алалі М., аспірант, Одеська політехніка, Одеса, eng.mohammad.alali@hotmail.com

Багаторічний досвід ядерної енергетики визначив техніко-економічну доцільність продовження експлуатації атомних енергоблоків після закінчення проектного терміну.

Однак продовження експлуатації після закінчення проектного терміну (призначеного ресурсу) теплоенергетичного обладнання (теплообмінники, насоси, арматура) вимагає достатніх науково-технічних обґрунтувань. З досвіду ядерної

енергетики програми з продовження експлуатації теплоенергетичного устаткування повинні містити наступні основні етапи:

- аналіз нормативної, проектно-конструкторської та експлуатаційної документації;
- аналіз досвіду експлуатації, випробувань, контролю, ремонту та технічного обслуговування;

- аналіз фактичної надійності за весь період експлуатації;

- аналіз причин старіння / деградації обладнання;

- оцінка поточного технічного стану;

- узагальнення результатів і обґрунтування терміну продовження експлуатації.

При цьому термін продовження експлуатації теплоенергетичного устаткування призначається зазвичай суб'єктивними технічними рішеннями без достатніх обґрунтувань.

Критичним елементом теплоенергетичного обладнання для продовження експлуатації є корпус. Прогнозований термін продовження експлуатації залежить від поточних значень визначальних параметрів технічного стану корпусів теплоенергетичного обладнання і швидкості їх зміни за період експлуатації. Визначальними параметрами технічного стану корпусів теплоенергетичного обладнання є цілісність і товщина металу.

На основі аналізу відомих досліджень встановлено, що визначальними факторами прогнозування строків продовження експлуатації теплоенергетичного обладнання (теплообмінники, насоси, арматура) є кількість і швидкість накопичення циклічних термічних та динамічних навантажень у перехідних режимах нормальних умов експлуатації, при порушенні нормальних умов експлуатації та в аварійних режимах (за винятком корпусу ядерного реактора). Представлено метод визначення прогнозних оцінок строків продовження експлуатації теплоенергетичного обладнання залежно від амплітуд напруги в перехідних та аварійних режимах, кількості і швидкості накопичення циклічних навантажень, міцнісних параметрів металу корпусів теплоенергетичного обладнання (за винятком корпусу реактора). Метод реалізовано на прикладі парогенераторів реакторних установок із ВВЕР з використанням експлуатаційних даних 1-го блока Південно-Української АЕС (на 2010 р.). У результаті встановлена припустима швидкість накопичення циклічних навантажень при продовженні строків експлуатації на 30, 40 и 50 років. Отримані результати визначають недостатню обґрунтованість роботи атомних станцій у «маневрених» режимах із змінною потужністю реактора. У цьому випадку кількість циклічних навантажень на обладнання різко зростає, та обмежуються строки безпеки експлуатації.

Розроблений метод і отримані результати розрахункового прогнозування строків продовження експлуатації теплоенергетичного обладнання можуть бути використані для галузевих програм по продовженню експлуатації українських атомних електростанцій, а також для вдосконалення нормативних документів, які регламентують умови та вимоги до допустимого безпечного продовження експлуатації теплоенергетичного обладнання підприємств атомної і теплової енергетики. Подальше вдосконалення запропонованого в роботі метода прогнозування строків продовження експлуатації теплоенергетичного обладнання може бути засновано на розвитку методів аналізу надійності теплоенергетичного обладнання та баз даних по порушенням у процесі експлуатації.

Список джерел:

1. Острейковский В.А. Старение и прогнозирование ресурса оборудования атомных станций. М., Энергоатомиздат, 1994. 287 с.
2. Kossilov A. IAEA Co-ordinated Research Programme on Management of Ageing of Motor Operated Isolating Valves. Proceeding of the Joint Specialist Meeting on Motor Operated Valve Issues in Nuclear Power Plants. Paris, France, 1994, April 25-27. P. 369–383.
3. Гетман А.Ф. Концепция безопасности "течь перед разрушением" для сосудов и трубопроводов давления АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1999. 258 с.
4. РД ЭО 0185-00. Методика оценки технического состояния и остаточного ресурса трубопроводов энергоблоков АЭС. М.: Росэнергоатом, 2000. 73 с.
5. ПН АЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. М.: Энергоатомиздат, 1999. 525 с.

УДК 621.039

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Альгербі Р., аспірант, Одеська політехніка, Одеса, rabiaalgerbi@gmail.com

Продовження експлуатації трансформаторного обладнання підприємств енергетики.

Продовження експлуатації трансформаторного обладнання понад призначений термін служби є актуальним для підприємств енергетики України. Тільки для атомної енергетики України необхідно розглядати можливість продовження експлуатації близько 100 потужних дорогих трансформаторів, що експлуатуються понад 15 років. Продовження експлуатації трансформаторного обладнання дозволяє забезпечити великий економічний ефект. Однак продовження експлуатації вимагає достатніх інженерно-технічних обґрунтувань.

Ключовим питанням продовження термінів експлуатації трансформаторного обладнання є оцінка поточного технічного стану (перевірка технічної документації, комплектності запасних частин і дотримання умов експлуатації, проведення випробувань і аналіз експлуатаційної надійності) і залишкового ресурсу.

Оцінка поточного стану трансформаторного обладнання здійснюється на основі аналізу умов експлуатації за кількістю перевищень навантаження, температури обмоток і масла, включень/виключень трансформатора, перенапруг, коротких замикань, несправностей і інших показників.

Залишковий ресурс трансформатора визначається ресурсом основних функціональних систем і вузлів, заміна яких неможлива або економічно недоцільна. Для трансформаторного обладнання залишковий ресурс фактично визначається ресурсом целюлозної ізоляції і магнітопривода.

При температурі експлуатації целюлозної ізоляції 100 °С ресурс трансформаторного обладнання становить 25 років. При зниженні середньої температури ізоляції на 10 °С ресурс ізоляції зростає до 50 років.

Визначено критерії можливості продовження терміну експлуатації трансформаторного обладнання, а також організаційно-технічні заходи з управління старінням/деградацією трансформаторного обладнання.

Продовження експлуатації кабельного обладнання підприємств енергетики.

Проведено аналіз відомих підходів обґрунтування можливості продовження термінів експлуатації кабельного обладнання підприємств енергетики. В результаті проведеного аналізу визначено актуальність впровадження і подальшого вдосконалення методик діагностики технічного стану і прогнозування залишкового ресурсу кабелів з полівінілхлоридними і поліетиленовими ізоляціями.

Представлені основні положення методик діагностики технічного стану і прогнозування залишкового ресурсу кабелів з полівінілхлоридними і поліетиленовими ізоляціями.

Для кабелів з полівінілхлоридними ізоляціями залишковий термін служби (ресурс) визначається тангенсом діелектричних втрат і коефіцієнтом потужності за результатами експлуатаційних випробувань.

Для кабелів з поліетиленовими ізоляціями залишковий термін служби (ресурс) визначається діагностовано температурою початку окислення ізоляції за результатами експлуатаційних випробувань в порівнянні з гранично допустимими значеннями, індивідуальними для кожної марки кабелю.

Представлено приклади оцінки залишкового терміну служби (ресурсу) кабельного обладнання атомних електростанцій з урахуванням радіаційного впливу на характеристики ізоляцій.

Список джерел:

1. Острейковский В.А. Старение и прогнозирование ресурса оборудования атомных станций. М., Энергоатомиздат, 1994.
2. Анализ влияния возраста энергоблоков ВВЭР 1000 и ВВЭР 440 на нарушения в их работе из-за оборудования автоматики и систем электроснабжения. Отчет. К.: НТЦБ ГАНУ, 1993.
3. ГКД 34.20.302-2002. Нормы испытания электрооборудования.
4. ДНАОП 1.1.10-1.01-97. Правила безопасной эксплуатации электроустановок.
5. Загальні вимоги до продовження експлуатації енергоблоків АЕС у понадпроектний строк за результатами здійснення періодичної переоцінки безпеки. К.: ДКЯРУ, 2004.



УДК 681.121.84

ТЕХНІЧНІ ПРИСТРОЇ НА БАЗІ СОПЛА ВЕНТУРІ

Пенчак Д.О., магістрант, ІХКЕОНАХТ

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.

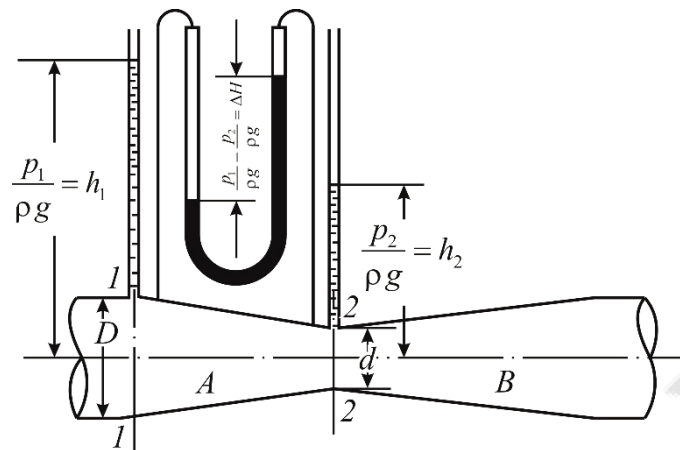


Рис. 1 Витратомір

потoku Вентурі

Витратомір потоку Вентурі (рис. 1) складається з циліндричного патрубку, з'єднаного 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 п'езометром (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 звуженої 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:

g – прискорення вільного падіння в умовах Землі, m/s^2 ;

Z – висота положення вибраного перерізу над площиною порівняння, м;

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

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

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

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

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

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

$$\frac{v_1 S_1}{v_2 S_2} = \frac{v_1 S_1}{v_2 S_2}$$

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.

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

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

$$\Delta H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g}, \text{ запишемо: } \Delta H = \frac{\left(v_1 \frac{S_1}{S_2}\right)^2 - v_1^2}{2g}.$$

$$\text{або, підставляючи значення } S_1 \text{ і } S_2: \Delta H = \frac{v_1^3 \left(\frac{D^4}{d^4} - 1\right)}{2g}.$$

Тоді величину швидкості потоку легко і просто визначити, заміривши значення ΔH (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

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

$$\text{Тоді } Q = C \sqrt{\Delta H}$$

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 (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 двохступневих холодильних установок помірною холоду – аналог однієї із функцій пром. сосуду).

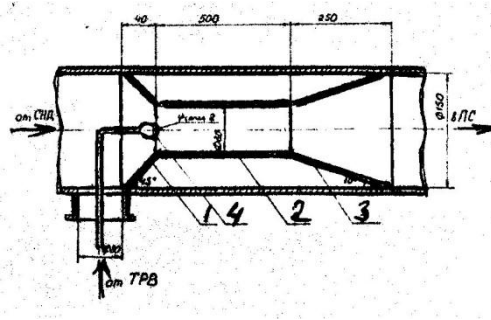


Рис.2 Термопресор:

1 – конфузор; 2 – секція випарювання; 3 – дифузор; 4 - форсунка

При цьому використовується ефект, як зменшення тиску (можливість надходження холодильного агенту після дроселювання) так ізбільшення 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 гідродару та спрацьовування реле низького тиску компресора).

Ежектор (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 (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 (діоксиди сірки та вуглецю).

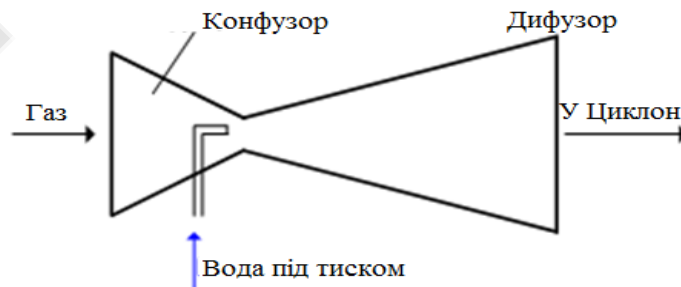


Рис. 4. Холодний скруббер

Інформаційні джерела:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання. Грінь, м. Херсон 2014, с. 488.

Науковий керівник: Подмазко О.С., доцент., ІХКЕ ОНАХТ

УДК: 62-977

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ПРАЦЮЮЧИХ В ТРАНС КРИТИЧНОМУ ЦИКЛІ З ВИКОРИСТАННЯМ CO₂

Руслан Талибли, Аспірант, ОНАХТ, м. Одеса, ruslantalibli@gmail.com

Перетворення енергії та захист навколишнього середовища стають домінуючими факторами сталого розвитку сучасного суспільства. Проте, в останні роки в опалювальний сезон часто з'являється похмура погода, особливо в холодні зимові дні в регіоні Північного Китаю. Спалення вугілля, традиційний метод малоефективного обігріву приміщень, являє собою основну причину забруднення повітря. Таким чином, щоб замінити вугільно-опалювальну систему, що призводить до серйозного забруднення пропонується використання теплового насоса повітряного типу (ТНПТ) для екологічно чистого опалення приміщень. Він працює з теплотою навколишнього середовища і передає теплову енергію до повітря всередині приміщення, а коефіцієнт ефективності (COP) перевищує одиницю.

Тому уряди дають субсидію жителям для розширення застосувань ТНПТ. Тоді як для галузей холодильного та кондиціонування повітря, обмежених Монреальським протоколом та Поправкою Кігалі, широко використовувані гідрохлорофторуглероди (HCFCs) і вуглеводні (HFCs) зараз або у найближчому часі будуть ліквідовані. Більшість нових ТНПТ, що виробляються, використовують HCFCs або HFCs (наприклад R22 або R410A) як робоча речовина, які шкідливі для озонового шару або можуть призвести до глобального потепління. На відміну від них, природні холодоагенти, такі як CO₂, NH₃ та вуглеводні (HCs), нешкідливі для навколишнього середовища та мають хороші термодинамічні та тепловіддаючі властивості [1]. Серед усіх цих робочих речовин, CO₂ вважається найбільш перспективним кандидатом, оскільки він є безпечним та екологічно чистим.

Вуглекислота переважно використовувався для вироблення санітарної гарячої води (СГВ), завдяки високому показнику температурного глайда. Такий метод отримання СГВ був поширений в 2001 році і подавався як еко дружній метод отримання гарячої води в мед закладах. Результати експериментів показують, що водопровідну воду можна нагрівати від 9 до 60 °C при нагріванні COP складає 4.3, а температура гарячої води може досягати 90 °C без операційних труднощів. Таммаро та ін. змоделивали та порівняли системи теплових насосів для генерації санітарної гарячої води з CO₂ та R290, які використовуються як холодоагенти. Вони дійшли висновку, що розміри компресора CO₂ та теплообмінника значно менші, ніж у R290, щоб отримати однакову потужність нагріву. Пітарх та ін. оцінили системи теплових насосів, що використовують природні холодоагенти для виробництва СГВ. Вони дійшли висновку, що COP може бути покращений на 11%, коли R290 використовується для нагрівання води від 30 до 90 °C в порівнянні з системами що працюють на CO₂. Гібридна система опалення приміщень та система теплового насоса для виробництва гарячої води CO₂ запропонувала Stene [2] для житлового користування. Температури пода-

чі/повернення води підлогового опалення складають 33/28, 35/30 та 45/40 °С, і задані температури температури гарячої води для побутового споживання 60, 70 та 80 °С. Теоретичні та експериментальні результати свідчать про те, що сезонний фактор ефективності (SPF) не менше, ніж у найефективнішого абсорбційного теплового насоса. З вищезазначених резюме можна зробити висновок, що CO₂ має велику перевагу в застосуванні водонагрівачів з високим перепадом температур (близько 50 °С). Окремо, слід зазначити, що водопровідна вода в основному використовується як вхідна рідина, а температура є відносно низькою (7–26 °С). Таким чином, температура на виході рідини CO₂ в газовому охолоджувачі може бути охолоджена до більш низького ступеня, що може значно зменшити незворотні втрати під час процесу дроселювання, завдяки чому, може бути отриманий більш високий COP. Однак, коли мова йде про застосування опалення приміщень, відповідно до рекомендованої температури подачі / повернення води, показаної в Таблиці 1, температура зворотної води, очевидно, висока, що призводить до низької енергетичної ефективності. Отже, енергоефективність системи теплового насоса CO₂ повинна бути покращена, якщо вона використовується для опалення приміщень.

Таблиця 1 Рекомендована температура подачі/повернення води для різних терміналів опалення.

Термінал опалення	Температура подачі води, °С	Температура зворотної води, °С
Традиційний дизайн радіатора	65	40
Котушковий радіатор	45	40
Звичайний блок фанкойлів	45	40
Блок фанкойлів з малим температурним напором	35	30

Виділене механічний переохолодження (ВМП) є перспективним методом для розширення застосування транскритичної системи теплового насоса CO₂ у сфері опалення приміщень. Для системи CO₂, ВМП спочатку застосовувався для підвищення енергоефективності холодильної системи шляхом охолодження рідини CO₂ на виході з газового охолоджувача за допомогою малого циклу стиснення пари. Потім це поняття було введено Янг та ін., щоб покращити COP транскритичного теплового насоса для опалення приміщень. Відмінне від традиційної конфігурації ВМП, рідина CO₂ на виході з газового охолоджувача охолоджується за допомогою води, яка утворюється в холодильному циклі R134a, а не прямим випаровуванням холодоагенту у системі ВМП. Потім експериментальні та теоретичні дослідження проводили Сонг та ін. детально дослідити робочі характеристики нової системи, включаючи оптимальний тиск нагнітання та середню робочу температуру. Тим часом ефективність комбінованого теплового насоса R134a / CO₂ та каскадного теплового насоса R134a / CO₂ також були порівняні та обговорені. Потенційні користувачі більш зацікавлені у економічних та екологічних показниках тому, необхідно оцінити викиди, а також початкові та експлуатаційні витрати протягом усього життєвого циклу приладів. У цьому дослідженні висвітлено екологічні та економічні показники системи теплового насоса CO₂, інте-

грованої з прямим ВМП (CO_2 ТНПВМП) обговорюються та порівнюються з базовою системою теплового насоса (CO_2 БТН), і традиційні опалювальні рішення, включаючи опалення котла на вугіллі (ОПнВ), настінний газовий котел опалення (НГКО), та прямого електричного опалення (ПЕО). Крім того, це стосується погіршення теплових характеристик внаслідок заморожування та розморожування, також враховано енергозберігаючий потенціал будівель у яких використовуються системи палення, розташування міст та тип теплових терміналів також аналізуються та обговорюються.

У цьому дослідженні оговорені екологічні та економічні показники системи теплового насоса CO_2 з ТНПВМП рис 1. Енергоефективність традиційного теплового насоса CO_2 значно погіршується, коли температура зворотного потоку вища від розрахункових параметрів. Енергійні показники можна полегшити, використовуючи ТНПВМП. Крім того, нижча температура подачі/повернення води може призвести до кращих загальних теплових характеристик системи. Таким чином, за умови задоволення попиту на тепловий комфорт користувачів, зниження температури подачі/повернення води є практичним рішенням для підвищення енергоефективності теплового насоса. Тепловий насос CO_2 , як правило, вважається придатним для виробництва гарячої води згідно з попередніми дослідженнями [4]. Тоді як використання для опалення приміщень за рахунок нагрівального терміналу з невеликою температурною різницею з нижчою температурою подачі води, покращує загальну енергоефективність системи опалення. Також, рекомендується застосовувати передові технології десульфуризації, денітрації та знепилювання для максимального зменшення викидів забруднення у навколишнє середовище. Крім того, CO_2 є природним холодоагентом, і потенціал глобального потепління (GWP) R1234yf, зарядженого в підсистемі переохолодження, є відносно низьким, тому загальний еквівалентний ефект потепління (TWEI) також набагато нижчий.[4]. Викиди забруднення при використанні НГКО дуже низькі в порівнянні з іншими методами опалення. Тим не менше, широке застосування НГКО у Китаї обмежується дефіцитом та дисбалансом видобутку та розподілу газу. Основною причиною, що обмежує розширення систем теплових насосів CO_2 для опалення приміщень, є висока ціна компресора CO_2 , на яку припадає переважна більшість початкових капітальних витрат. У той же час, теплонасосна та холодильна промисловість з використанням CO_2 у Китаї перебуває на початковій стадії розвитку. Компресор - ключовий компонент - здебільшого постачається іноземними брендами, а вартість придбання значно вища порівняно з іншими компресорами, що використовуються для традиційних холодильних систем. На відміну від цього, для Європи, де високорозвинена холодильна індустрія CO_2 , ціна обладнання на CO_2 стає порівнянною з ціною системи HFC.

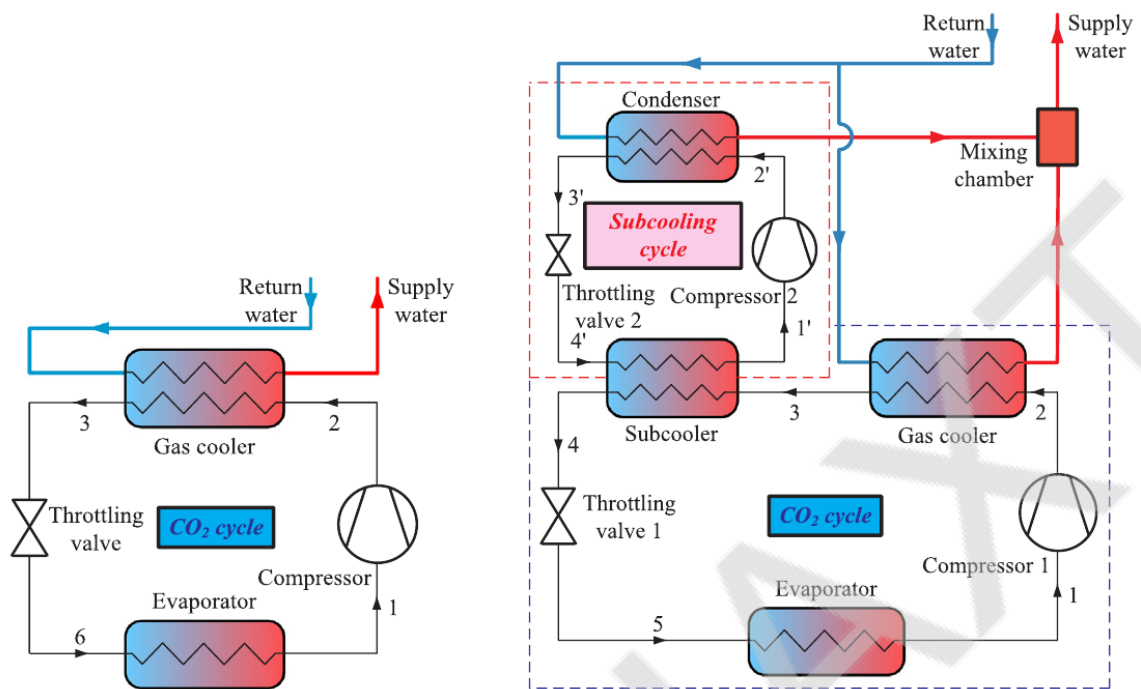


Рис.1 Схема транс критичної системи теплового насоса на CO₂ для опалення приміщень. (А) Базова система. б) з прямим механічним переохолодженням.

1. Lorentzen G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. *Int J Refrig* 1995;18(3):190–7.
2. Stene J. Residential CO₂ heat pump system for combined space heating and hot water heating. *Int J Refrig* 2005;28(8):1259–65.
3. Ma Y, Liu Z, Tian H. A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. *Energy* 2013;55:156–72.
4. Llopis R, Sбnchez D, Sanz-Kock C, Cabello R, Torrella E. Energy and environmental comparison of two-stage solutions for commercial refrigeration at low temperature: Fluids and systems. *Appl Energy* 2015;138:133–42.

Науковий керівник Михайло Хмельнюк, зав. каф. д.т.н. професор, ОНАХТ, м. Одеса,

УДК 621.56/.59

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПАРОЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Карбовський І.О., магістрант, ІХКЕ ОНАХТ

Збільшення масштабів виробництва і споживання енергії пов'язане зі зростанням темпів видобутку нафти, газу, вугілля, урану, запаси яких обмежені. Як наслідок цього вини-

кає протиріччя між виробництвом енергії і обмеженими можливостями природного середовища.

Ежекторні холодильні машини ЕХМ –це один із варіантів тепловикористовуючих генераторів холоду. Відрізняються надійністю і зручністю експлуатації, проте використання води у якості робочої речовини призводило до збільшення металоємності і ускладнення схеми із-за наявності вакууму в апаратах і необхідності видалення повітря з системи.

Останнім часом зріс інтерес до ЕХМ, які працюють легко киплячих речовинах з сімейства фреонів. Заміна води фреонами підвищує енергетичні і експлуатаційні характеристики ЕХМ, призводить до спрощення схеми, завдяки чому розширюються сфери застосування генераторів холоду такого типу. Проведені дослідження ЕХМ на R134a і R142 свідчать про доцільність їх застосування для утилізації тепла низького і середнього потенціалів. Виняткова простота конструкції дозволяє зробити її повну автоматизацію. Найбільш суттєвими недоліками ФЕХМ є нижча в порівнянні з іншими тепловикористовуючими генераторами холоду енергетична ефективність і нестійка робота в нерозрахункових режимах. У зв'язку з цим, як показує огляд вітчизняних і зарубіжних літературних джерел, не припиняється пошук шляхів підвищення ефективності ФЕХМ і розширення областей їх ефективного використання. Перші випробування ежекторної холодильної машини, працюючої на сонячній енергії (ГЕФХМ) були зроблені Давлетовим О.І. у фізико-технічному інституті АН Татарстану . На рис. 1 представлена схема машини, працюючої на R134a і призначеної для охолодження повітря в лабораторних приміщеннях. Генератор 2 виконаний у вигляді суцільно-тягнутої труби завдовжки 6 м, поміщеної у фокусі параболоциліндричного відбивача 1 площею 12 м². Пара, що утворилася в генераторі, при температурі 70 - 80 °С, поступає в сопло ежектора 4 і підсмоктує холодну пару з пристінного повітроохолоджувача 7. Стиснута в дифузорі суміш подається в охолоджуваній водою конденсатор 5, з якого одна частина рідкого холодоагенту насосом 9 повертається в генератор, а інша - через регулюючий вентиль 8 спрямовується в повітроохолоджувач 7.

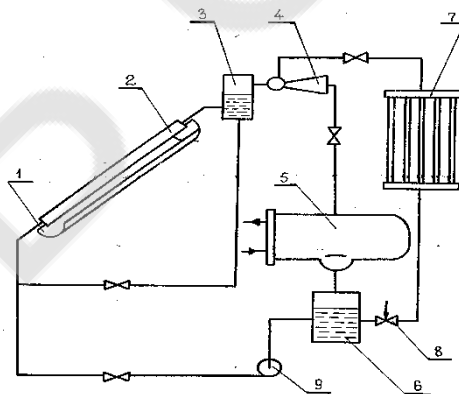


Рис. 1. Схема ГЕФХМ з концентратором

1 – параболічний відбивач; 2 – генератор; 3 – парозбірник; 4 – ежектор; 5 – конденсатор; 7 – випарник(повітроохолоджувач); 8 – регулюючий вентиль; 9 – насос

Маючи ряд переваг в порівнянні з іншими сонячними генераторами холоду, геліоежекторні фреонові холодильні машини проте не позбавлені недоліків, які стримують їх широке застосування. В той же час не усі можливості підвищення їх ефективності і експлуатаційної надійності виявлені і вивчені. Можна виділити наступні напрями вдосконалення

ГЕФХМ :

1. Застосування перспективних робочих речовин.
2. Оптимізація профілю проточної частини ежектора.
3. Вдосконалення схеми ГЕФХМ і її робочого циклу.
4. Створення автономних установок.
5. Застосування ефективних способів підведення тепла сонячної радіації в циклі.
6. Створення комбінованих установок і систем багатоцільового призначення.
7. Оптимізація робочих параметрів.
8. Створення автоматизованих установок.

Кожен з перерахованих напрямів є досить великим за об'ємом питань і включає різні пропозиції. Розглянемо деякі з методів підвищення ефективності ГЕФХМ:

Раціональним для використання в ГЕФХМ є застосування легко киплячих речовин з високими значеннями критичної температури, які при $t_c = 70...90$ °С мають порівняно невисокі тиски в парогенераторі при надлишковому тиску у випарнику. Доцільно вибирати в якості перспективної робочої речовини для ГЕФХМ озонобезпечний холодильний агент - фреон R-142б, дозволений Монреальською конвенцією, який в силу сприятливого поєднання термодинамічних властивостей є ефективнішим, ніж інші поширені фреони, у тому числі і широко досліджений раніше R – 134а. R-142б застосовується в теплонасосних установках і турбокомпресорних агрегатах різної холодопродуктивності. Ефективний для дрібних агрегатів. Застосовується для кондиціювання повітря у виробничих приміщеннях і на транспорті.

У ГЕФХМ разом з сонячною енергією, що йде на утворення робочої пари, витрачається електроенергія на привід насоса, що живить парогенератор рідким фреоном.

Одним із засобів підвищення ефективності ГЕФХМ є застосування насоса, що витрачає, як і уся установка в цілому, тепло. Це зробить ГЕФХМ незалежною від джерела електроенергії, тобто, автономною.

Можна перерахувати деякі з цих рішень.

1. Безнасосні схеми. До них відносяться ФЕХМ з двома генераторами, в які агент з конденсатора поступає самопливом. Безперервність отримання холоду забезпечується по черговою роботою генераторів, керованих соленоїдними вентиллями.

2. Системи з проміжними ресиверами.

До них відносяться всілякі термонасоси ізохорного принципу дії з різними типами перемікальних пристроїв, що забезпечують періодичне з'єднання насоса з конденсатором і генератором.

3. Системи, що використовують «термічний удар».

Для забезпечення перекачування рідини використовується ізохорне підвищення тиску робочої рідини і термосифонний ефект у поєднанні з високотемпературною генерацією пари.

Усі перераховані системи живлення періодичного принципу дії мають наступні недоліки:

- коливання параметрів ФЕХМ, пов'язане з циклічністю роботи насосів;
- значно більш високе розташування конденсатора над генератором для забезпечення самопливного подання холодильного агента в генератор під дією гідростатичного тиску.

Крім того, в першій системі не виключено споживання електроенергії, яка потрібна для безперервної подачі робочого тіла.

4. Системи, що використовують капілярно-пористі матеріали і мембрани. Такі пристрої можуть здолати лише малий протитиск - до 0,85 МПа і забезпечити при цьому незначні витрати речовини.

5. Струминні насоси.

До них відносяться так звані інжектори, які за принципом дії, роду споживаної енергії і конструктивному виконанню близькі до основного елементу ФЭХМ - ежектора.

6. Насоси з термомеханічним приводом.

Це механічні насоси з паровими двигунами динамічного або об'ємного принципу дії. До них відносяться численні конструкції, як запозичена з інших областей техніка (авіа- і автобудування), так і оригінальні.

7. Електроспоживаючі насоси з приводом від фотоелектричного перетворювача або від електрогенератора, що використовує сонячну енергію.

Привід насоса за допомогою електроенергії, отриманої за допомогою перетворення сонячної енергії, не суперечить принципу автономності і може служити альтернативним варіантом по відношенню до тепловикористовуючих насосів

Інформаційні джерела:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання. Грінь, м. Херсон 2014, с. 488.
2. Петренко В.А. Современное состояние вопроса в области исследования эжекторных холодильных машин, работающих на легко кипящих холодильных агентах. – ОГАХ, 2005.

Інформаційні джерела:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання
2. состояние вопроса в области исследования эжекторных холодильных машин, работающих на легко кипящих холодильных агентах. – ОГАХ, 2005.

ОСОБЛИВОСТІ КАНЦЕРОГЕННО АЕРОЗОЛЬНІ СМОЛИ В ДИМОВИХ ГАЗАХ.

Афанасенко В.О., А., бакалавр ОНАХТ, Кіценко А.М. магістрант, Войтенко О.С.

.Особливості процесу горіння є виділення в слідстві хімічних реакцій виділення зол, оксидів кисню, азоту, сірки. Вище зазначені речовини становлять найбільшу частину обсягу так званого димового газу. Крім іншого в їх склад може входити до тисячі різних хімічних речовин. Залежно від виду палива в димових газах так само можуть перебувати поліциклічні ароматичні смоли. Які як відомо мають канцерогенні властивості. Тобто спри-

яють утворенню в організмі ракових клітин. Канцерогенні смоли в димових газах можуть знаходитися або в стані пари або при зниженні температури можуть конденсуватися на твердих частинках золи і продовжувати вноситися назовні. Канцерогени можна відносити до аерозолів, оскільки вони мають низьку швидкість осадження в атмосфері, і довго тримаються нальоту, так само можуть вітром нестися вітрами. Канцерогенні гази маючи підвищену концентрацію в повітряному басейні осідають в легенях і на шляху до них в дихальних шляхах. Таким чином через всмоктування крізь стінки судин, і альвеоли в легких, канцерогенні смоли потрапляють в організм. Канцерогенні речовини так само мають властивість накопичуватися в організмі. При збільшенні концентрації в організмі утворюються сприятливі умови для утворення ракових клітин. Так само смоли мають властивість осідати на траві і листі дерев, з часом так само проникаючи в клітини рослин. І потім після спалювання сухого листя і трави вони знову вивільняються і потрапляють в атмосферу.

Відома велика кількість методів очистки димових газів. Однак раніше очищення від димових газів не націлювалась на канцерогенні смоли. В наслідок чого зазвичай канцерогенні смоли очищалися побічно. Однак Тому переходів на суміші палив їх кількість в газах зростає. У следствічного проводиться у нас розробка і налагодження нового методу очищення димових газів від канцерогенів. В якому застосовується пристрій по зовнішньої ознакою є ежектором. А по основній дії є об'ємним теплообмінником. Теплообмін відбувається в результаті подолання потоком газу місцевого опору. І змішуванню основного потоку газу з охолоджуючим потоком. У слідстві такого зниження температури випадають в осад практично всі канцерогенні смоли. І надалі газ може відправлятися на додаткове очищення, без побоювань засмітити смолами фільтруючі елементи, і не викинути його в атмосферу.

Отримання енергії в процесі горіння палива супроводжується розкладанням палива на складові, і виділенням їх газової частини. Здебільшого, газова частина являє собою ряд оксидів. Викид великих мас оксидів в повітряний басейн значно впливає на живу природу. Заходи, націлені на очистку димових газів від шкідливих речовин зазвичай розраховані на склад газу, що виділяється при горінні якогось конкретного виду палива. Для очищення димового газу від канцерогенних смол можливо більш ефективним буде застосування методів отримання низьких температур. Температура кипіння більшості канцерогенних смол знаходиться в межах 200-400 °С. А температури кипіння деяких вуглеводнів в межах 9-400 °С. Зі сказаного можна зробити висновок, що відділення канцерогенних смол від суміші димових газів можливо здійснювати за допомогою ежекційного фільтра.

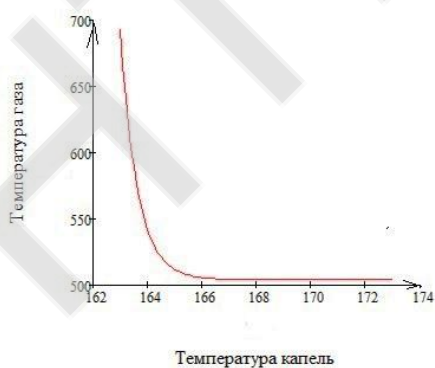


Рис 1 — Графік зміни температури краплі

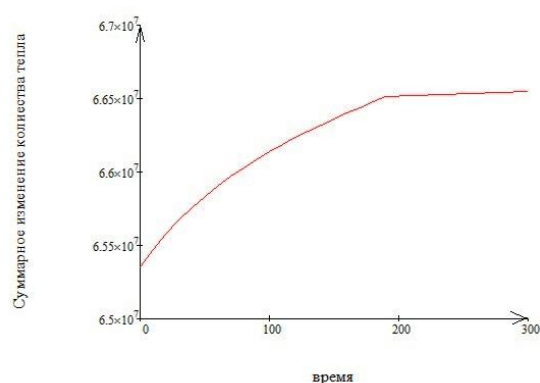


Рис 2 — Графік зміни кількості

тепла в каплі

За отриманими даними були полічені графіки залежностей, що демонструють динаміку процесу

Раніше розроблені системи очищення димових газів не розраховувалися для очищення димових газів від канцерогенних смол і відкладення на них смол у вигляді крапель. У таких випадках ефективність застосування існуючих фільтрів різко знижується. Пропонований спосіб очищення димових газів спрямований на очищення безпосередньо від канцерогенних смол. Відповідно до розрахунків за складеною моделі можливо привести димові гази до тих умов при яких виділяються з газу смоли. При розрахунку поведінки рідини необхідно враховувати обмеженість області в якій моделі ефективно працює. Все ще необхідно перевірити експериментальним шляхом результати розрахункового процесу при зменшенні радіуса краплі.

Науковий керівник : Когут В.О. .к.т.н.,доц., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

АДСОРБЦІЙНЕ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ

Басов А.М., магістр ІХКЭ

Осушення повітря адсорбентами, в найбільш загальному випадку, можна розглядати, як результат дії чотирьох процесів: хемосорбції (chemisorption), фізичної адсорбції (Physisorption), капілярної конденсації (capillary condensation) і іонного обміну. При цьому слід зауважити, що, в залежності від особливостей адсорбентів і умов проведення процесу, один із зазначених механізмів може домінувати або не проявлятися зовсім.

1. Хемосорбція - взаємодія молекул поглинається речовини і адсорбенту на основі хімічних зв'язків.
2. Фізична адсорбція обумовлена силами міжмолекулярної взаємодії (силами Ван-дер-Ваальса). [1].

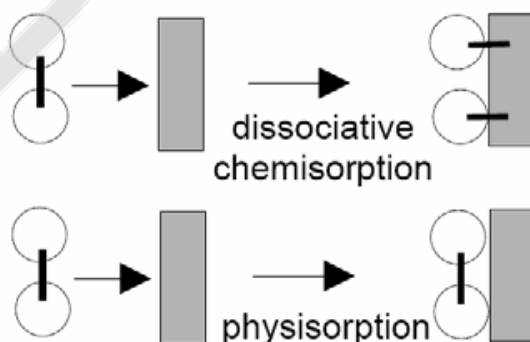


Рисунок 1 - Процес дії процесів.

Як відомо, газ можна уявити як безліч молекул, що рухаються вільно у всіх напрямках. при контакті з поверхнею твердого тіла газові молекули притягуються поверхневими частками. це явище властиво всім твердим речовинам, оскільки на

поверхні частинки мають менше число сусідів, ніж всередині об'ємної фази, і вони, прагнучи компенсувати це невідповідність, привертають до себе молекули навколишнього їх газу.

Міжмолекулярної взаємодії не призводить до розриву або утворення нових хімічних зв'язків, при цьому молекула зберігає свою індивідуальність.

До особливостей міжмолекулярних взаємодій в процесі адсорбції відносять досить тісне зближення молекул поглинається речовини з атомами, іонами або

функціональними групами, що утворюють поверхню адсорбенту, а при відносно великих величинах адсорбції навіть і між собою (полімолекулярними

фізична адсорбція). Тому адсорбція часто має багато спільного з явищем конденсації пари.

Міжмолекулярної взаємодії в процесі фізичної адсорбції проявляється на відстанях, порівнянних з розмірами молекул, $r < 1$ нм і оцінюється потенціалом Леннарда-Джонса¹:

$$U_{LG} = 4U_0 \left[\left(\frac{\sigma}{r} \right)^{12} - \left(\frac{\sigma}{r} \right)^6 \right],$$

$$U_{LG} = -U_0 \left[\left(\frac{r_0}{r} \right)^{12} - 2 \left(\frac{r_0}{r} \right)^6 \right],$$

де:

σ - відстань між молекулами, що відповідає рівноважному положенню ($U_{LG} = 0$);

U_0 - мінімальна енергія взаємодії (глибина потенційної ями);

r_0 - відстань між молекулами, що відповідає U_0 .

Вирішуючи спільно рівняння: $r_0 = 2^{1/6} \sigma$.

Для водяної пари:

$\sigma = 0,3165555$ нм, $r_0 = 0,3553209$ нм,

$U_0 = 0,6501696$ кДж / моль.

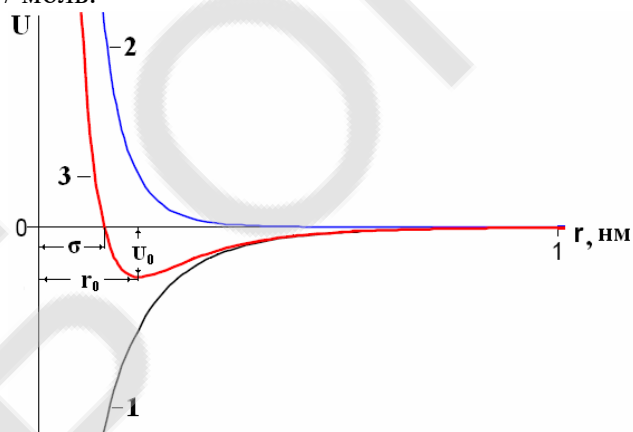


Рисунок 2 - зміна потенційної енергії міжмолекулярної взаємодії U на відстані між молекулами $r \leq 1$ нм:

1 - енергія сил тяжіння; 2 - енергія сил відштовхування; 3 - потенціал Леннарда-Джонса.

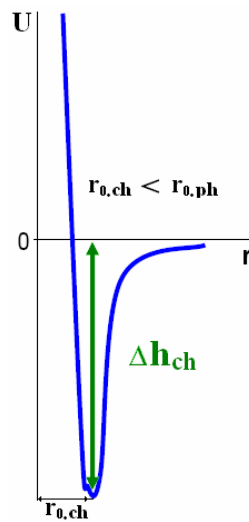


Рисунок 3 - потенціал хемосорбції.

Хід кривої потенціалу ULG і несиметричність енергетичної потенційної ями на рисунку 2 пояснюється різною статею залежністю від r енергії сил тяжіння $U_{прит}$ і відштовхування $U_{от}$: $U_{прит} \sim r^{-6}$, відштовхування $U_{от} \sim r^{-12}$. На відстанях $r < \sigma$ переважають сили відштовхування², і потенційна енергія молекул - позитивна. В випадку $r > \sigma$, за рахунок зв'язування молекул (атомів) силами тяжіння, потенційна енергія є негативною, а при подальшому збільшенні відстані між ними звертається в нуль, що означає, що молекула стає вільною. Адсорбція газів та парів на твердих поверхнях супроводжується виділенням теплоти, оскільки при контакті з поверхнею молекула втрачає одну зі ступенів свободи (в газовій фазі їх три, а в пов'язаному стані на поверхні - дві). Значення теплоти хімічної сорбції близькі за величиною до теплоти хімічних реакцій ($\Delta h_{ch} > 100$ кДж / моль), а значення теплоти фізичної сорбції ($\Delta h_{ph} = U_0$) - до теплоти конденсації ($\Delta h_{ph} < 20$ кДж / моль). Теплота адсорбції H_2O : $q_{адс} \cong 3000$ кДж / кг, - складається з прихованою теплоти конденсації і теплоти змочування.

Інформаційні джерела:

1. Перепека В.И. Жихарева Расчеты систем кондиционирования и вентиляции.- Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
2. Липа А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Изд. второе, перераб., доп., Одесса: ОГАХ. Издательство: «Издательство ВМВ», 2010 – 607 с., ил.
3. Жихарева Н.В. Хмельнюк М.Г. Важинский Д.И. Современные технологии осушения воздуха // Холодильна техніка і технологія 2014. – № 2 (151) – С.15–21.

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

СПОСОБИ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ

Крушельницький Д.О., аспірант ІХКЭ

Надлишкова волога є однією з головних причин пошкодження і руйнування будівель. Мокрі стіни замерзають під дією низьких температур в результаті тріщин бетону та цегляної кладки, а це призводить до передчасного руйнування будівель та споруд.

Асиміляція. Нагрівання і вентиляція

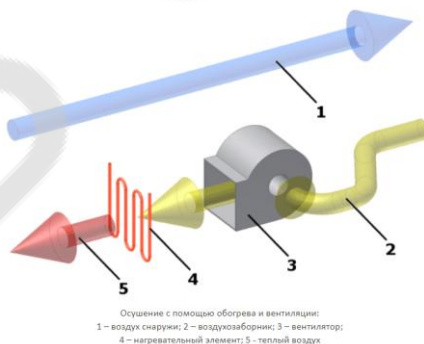
Найбільш відомий спосіб зменшення вологості в приміщенні заснований не на осушенні, як такого, тобто видаленні вологи з присутності повітря, а на фізичній здатності гарячого повітря утримувати більшу кількість водяної пари в порівнянні з холодною. Тому традиційна сушка передбачає нагрів, а потім вентиляцію повітря.

Даний метод в ряді випадків (басейни, погребі, складські приміщення, гальванічні цехи і т.п.) є неефективним в силу двох причин:

1. Здатність поглинання повітрям водяних парів обмежена і непостійна, так як залежить від пори року, температури і абсолютної вологості атмосферного повітря.

2. Розглянутий метод характеризується підвищеним енергоспоживанням в зв'язку з наявністю безповоротних втрат явного (витрачається на підігрів припливного повітря) і прихованого тепла (що міститься в видалюються з повітрям парах води). При цьому прихована частина тепла (ентальпія), що визначається теплотою випаровування води, становить значну частку загальних втрат. З кожним кілограмом вологи втрачається 580 ккал (2,4 мДж).

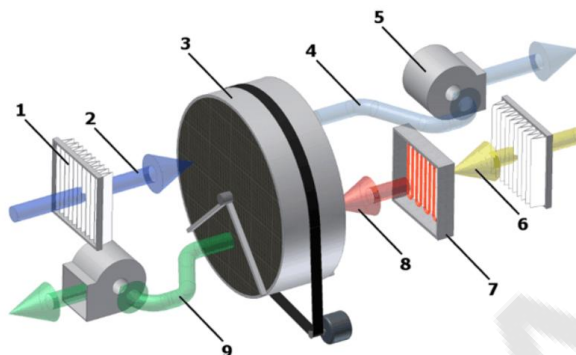
Завдяки постійному зростанню витрат на споживання енергії, метод зневоднення повітря шляхом нагрівання та вентиляції є економічно недоцільним, оскільки вся теплова енергія вологого провітрюваного повітря повністю втрачається.

**Абсорбційна осушка**

Принцип дії адсорбційних осушувачів заснований на витяганні вологи з повітря шляхом поглинання її гігроскопічними матеріалами. Основними елементами таких осушувачів є: ротор, ремінна передача, вентилятори, нагрівальний елемент, фільтр, корпус та додаткові елементи.

Зазвичай ротор виготовлений з алюмінію і складається з великої кількості вузьких паралельних каналів, покритих вологопоглинальним матеріалом. Така конструкція може значно збільшити поверхню поглинання вологи. Ротор приводиться в рух від електродвигуна за

допомогою ремінної передачі і складається з їх 2-х секцій: осушення та регенерації. Поперек ротора проходять два потоки повітря, які ізольовані один від одного ущільненнями. Ротор обертається повільно і в цей час частина ротора, звернена до технологічного (обробленого) повітря, поглинає вологу з повітря, а частина ротора, звернена до нагрітого (регенерованого) повітря, виділяє вологу, поглинену технологічним повітрям. Перевагою такого осушувача є його міцність, можливість самоочищення ротора. Величезною перевагою осушення цього типу є можливість осушення повітря без його нагрівання, а також сушіння при температурі нижче 0 ° С.



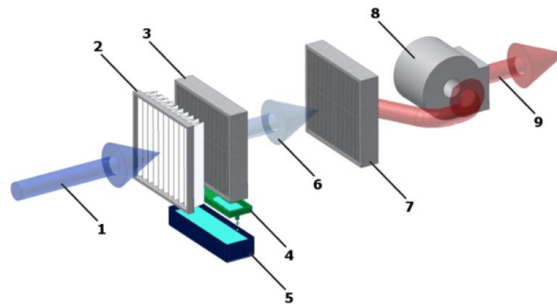
Абсорбционное осушение:
 1 - фильтр; 2 - влажный воздух; 3 - ротор; 4 - осушенный воздух; 5 - вентилятор; 6 - регенерирующий воздух;
 7 - нагревательный элемент; 8 - горячий регенерирующий воздух; 9 - влажный регенерирующий воздух.

Конденсаторне осушення

У конденсаторних осушувачах волога з повітря конденсується, охолоджуючи повітря до точки роси. Основними елементами конденсаторних осушувачів є: вентилятор, компресор, теплообмінники (конденсатор і випарник). Вентилятор направляє повітря через теплообмінники. Температура обертів випарника нижче точки роси, що призводить до конденсації водяної пари на поверхні випарника. Конденсат збирається у спеціальному піддоні всередині осушувача або виходить через шланг назовні. Після випарника охоложене і висушене повітря проходить через конденсатор, де нагрівається. Це знижує рівень відносної вологості. Пройшовши через конденсатор, повітря виходить назовні в приміщення. Температура вихідних з осушувача повітря на 3 - 8о С вище його первісної температури. Це підвищення температури може збільшити випаровування води, наприклад, з мокрих стін, прискорюючи при цьому процес осушення.

Ефективність конденсаторних осушувачів залежить від умов, в яких вони використовуються (температура і вологість), а також від типу пристрою (його розміру та потужності). Найвищі показники спостерігаються при більш високих температурах та відносній вологості.

Дренаж конденсатора набагато економічніший та ефективніший, ніж спосіб опалення та вентиляції. Це пов'язано насамперед із виключенням змішування повітря в приміщенні з зовнішнім.



Конденсаторное осушение:
 1 - влажный воздух; 2 - фильтр; 3 - испаритель; 4 - сливной поддон; 5 - емкость для конденсата;
 6 - осушенный и охлажденный воздух; 7 - конденсатор; 8 - вентилятор; 9 - осушенный и нагретый воздух

Використання сорбційних роторних осушувачів повітря в різних галузях і напрямках ***Харчова промисловість***

Сорбційні осушувачі здатні вирішити велику кількість проблем з контролем вологості та температури. При виробництві всіх видів таблеток та кондитерських виробів (шоколаду, цукерок, льодяників тощо) зневоднення неможливе в атмосфері високих температур, оскільки це призводить до руйнування продуктів. Найефективнішим є сушіння в атмосфері холодного сухого повітря. На відміну від осушувачів конденсаційного типу, які не здатні забезпечити точку роси нижче 5°C , сорбційні осушувачі не мають обмежень щодо глибини осушення, що може значно покращити процес покриття. Виробництво цукерок з покриттям, таких як жувальні шкаралупи або горіхи, покриті шоколадом, вирає від використання потоку повітря для прискорення висихання. У випадку з шоколадними виробами висока температура може призвести до плавлення або деформації продуктів. При виробництві жувальних цукерок використання продувки сухим повітрям посилює блиск покриття, і продукт стає менш клейким під час варіння. Висока гігроскопічність натуральних інгредієнтів робить більшість кондитерських виробів липкими, рідкими (рідкими) або запліснявленими, з високою вологістю в приміщенні.

Контроль вологості необхідний не тільки при виробництві, поливі та пакуванні шоколадних виробів, але і при зберіганні в сухому прохолодному місці. Оскільки шоколад часто стає «старим» і прогірклим, при неправильному зберіганні він втрачає колір, аромат і смак. Велика кількість шоколаду також псується через ріст грибка, цвілі, досаду обгортки, поломку, розсип та вологу. Цю проблему можна вирішити, зберігаючи шоколадні вироби при відносній вологості повітря 35%, при температурі 25°C , щоб зберегти первісний смак і аромат.

Таким чином, осушення у виробництві кондитерських виробів має наступні переваги:

- скорочення часу виробничого циклу, зменшення зупинок нестандартного обладнання;
- поліпшення якості продукції;
- зменшення механічних пошкоджень виробів;
- зменшення пилоутворення;
- оптимальні умови виробництва незалежно від зовнішніх погодних умов.

Суднобудування і морські перевезення

Вантажні перевезення. Сухе повітря у вантажних відсіках захищає товари від руйнівного впливу вологи. Джерелами вологи можуть бути:

- повітря в трюмі;
- перевезений вантаж;
- дощова вода в трюмі;
- зовнішнє повітря, що проникає всередину.

При перевезенні товарів, таких як папір або прокат, використання осушувачів є запорукою збереження їх товарних якостей.

Дренаж трюмів з хімічними танкерами

Застосування сорбційних осушувачів для сушіння резервуарів на борту хімічних танкерів стає все більш поширеним явищем. Це тому, що процес сушіння повинен бути швидким. Багато хімічних речовин є гігроскопічними, тому, щоб захистити їх від вологи, необхідно, щоб перед заповненням ємності точка роси повітря була нижчою за температуру навколишніх поверхонь.

Захист посудини від корозії. Збереження

На кораблі є багато важкодоступних місць, які дуже важко захистити від корозії фарбуванням. Встановлення осушувача забезпечує надійний захист від корозії.

Захист корабля та обладнання антикорозійним покриттям - дуже дороге рішення. Ми пропонуємо більш економічний підхід. Сухе повітря запобігає корозії, конденсації, забезпечує надійність електричного та електронного обладнання. Захист від корозії гвинтових механізмів, рульового механізму, кранів, пожежно-рятувальних сховищ - ось деякі сфери застосування наших рішень.

Інформаційні джерела:

1. Перепека В.И. Жихарева Расчеты систем кондиционирования и вентиляции.– Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
2. Липа А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Изд. второе, перераб., доп., Одесса: ОГАХ. Издательство: «Издательство ВМВ», 2010 – 607 с., ил.
3. Жихарева Н.В. Хмельнюк М.Г. Важинский Д.И. Современные технологии осушения воздуха // Холодильна техніка і технологія 2014. – № 2 (151) – С.15–21.

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

УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

*Федянін М.О., бакалавр ІХКЭ ОНАХТ, Одеса ,
Харітонов М.А.,... бакалавр ІХКЭ ОНАХТ, Одеса*

Проблема енергозбереження відноситься до актуальної задачі нашого часу. Проблема загострюється в зв'язку з ростом енергоспоживання в різних регіонах і галузях господарської діяльності товариства. Через зростання енергоспоживання збільшується потреба в енергоносіях

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

Нами розглянуті основні способи енергозбереження в СКП :

- з проміжним теплоносієм і двома теплообмінниками батарейного типу

- з пластинчастим рекуперативним теплообмінником
- с застосуванням теплових труб (термосифонів і гнотових труб);
- з обертовим ротором-регенератором.

Незважаючи на різні конструктивні рішення утилізаторів теплоти (холоду), в кожному з них є такі елементи: середа - джерело теплової енергії; понеділок - споживач теплової енергії; теплообмінник, що передає теплову енергію споживачу; робоча речовина, яке транспортує теплову енергію від джерела до споживача.

Проведений аналіз показує, що при проектуванні теплоутилізаторів слід враховувати такі особливості їх роботи: можливість випадання з теплого витяжного повітря конденсату і, як наслідок, зволоження або зледеніння теплообмінної поверхні; в різницю витрати припливного і витяжного повітря; віддаленості місць виходу витяжної і входу припливного повітря.

У нашій роботі проведено аналіз теплоутилізаторів і показана ефективність утилізації тепла при використанні роторів 80 ... 90%, установок з тепловими трубами 55 ... 75%, з пластинчастими повітряними перекрестноточними теплообмінниками-рекуператорами 40 ... 60% і з теплообмінниками батареїного типу 40 ... 45%.

Нами розглянуті процеси зміни стану повітря в теплообмінниках;

- Коли температура зовнішнього повітря вище, ніж температура точки роси витяжного повітря, то конденсація водяної пари не відбувається, і в теплообмінних апаратах утилізується лише явна теплота

- в разі, коли температура припливного повітря перед теплоутилізатором нижче температури точки роси витяжного повітря, в ньому може з'явитися водяної пари. При цьому в ТУ відбувається передача не тільки явною, а й прихованої теплоти.

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

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

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

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

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

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

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

У роботі проаналізовано особливості роботи теплоутилізаторів. Визначено умови їх роботи. Розглянуто розподіл температурного поля, з урахуванням протікання процесів на прикладі теплоутилізаторів, що застосовуються в центральних кондиціонерах КЦКП фірми «ВЕЗА» Харківського заводу і з урахуванням рекомендацій ASHRAE

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

УДК 697.91.94.97

ВПЛИВ ІНФІЛЬТРАЦІЇ НА ТЕПЛО-ВОЛОГІСНИЙ РЕЖИМУ БУДІВЕЛЬ.

*Кружилов О.Г, бакалавр ІХКЕ ОНАХТ, Мокруха О.І бакалавр, ІХКЕ ОНАХТ,
Ткач Д.М.. бакалавр ІХКЕ ОНАХТ*

Вплив інфільтрації займає провідне місце при проектуванні систем кондиціонування, оскільки її рішення, крім підвищення ефективності капітальних вкладень, забезпечує її енергозбереження, економію матеріалів, а також поліпшення умов праці людей і навколишнього середовища.

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 радіаційної температурою, що є результатом впливу температур всіх огорожувальних поверхонь приміщення та вплив інфільтрації.

Теплові навантаження приміщення, як відомо, визначаються: теплом, що надходять через зовнішні огороження ($Q_{огр.}$) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ($t_{в}$) і зовнішнім ($t_{н}$); теплом, що надходять через внутрішні огороження ($Q_{в.огр.}$) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ($t_{в}$) і за перегородкою ($t_{к}$); теплом, що надходять внаслідок впливу сонячної радіації ($Q_{рад}$), враховуючі особливості конструкції огороження ті. Проведеними дослідженнями встановлено, що для приміщень, обладнаних системами кондиціонування повітря (СКП), теплоприпливи $Q_{огр}$ становлять 30-40 сумарних теплонадлишків в приміщеннях ($Q_{надл}$). та тепло припливи від інфільтрації $Q_{інф}$ Значна частина тепла, що надходить через зовнішні поверхні огороження і скління, багато в чому визначається сонячною радіацією та впливом інфільтрації. 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%.[1].

Теплота інфільтрації характеризується інтенсивністю іливу через щільності від прямої та розсіяної радіації $q_{рад}$ та залежать від пори року, години доби, географічної широти і стану атмосфери. Наявність зовнішнього скління сприяє передачі тепла в приміщення внаслідок різниці температур і сонячної радіації. Але короткохвильове сонячне (видиме) випромінювання, проникаючи через прозоре скло, не змінює їх температури.

Виходячи з відомих положень теорії теплопередачі, тепловий потік через огорожувальні конструкції може бути представлений функцією температури зовнішнього і внутрішнього повітря, температури поверхні огорожі, його конструктивними теплофізичними характеристиками, тобто в наступному вигляді

$$Q_{огор} = F(t_n, t_{огр}, R_{огр}, q_{рад}), \quad (1)$$

де $t_{огр}$ - температура поверхні конструкції;

$R_{огр}$ - опір теплопередачі, що характеризує ступінь теплового захисту огороження;

При розрахунках ми розглядаємо зовнішній кліматичний вплив як ймовірно-невизначений, що не є чітких кореляційних зв'язків із сонячною радіацією. Інтенсивність сонячної радіації протягом доби, а також температура зовнішнього повітря не постійні. Зовнішні поверхні опромінюються періодично з врахуванням запізнення У момент передачі через огороження найбільшої кількості тепла інтенсивність опромінення і зовнішня температура збігаються. В результаті починається частковий зворотний перехід поглиненого тепла від зовнішніх огорожень до повітря. Отже, процес передачі тепла, інтенсивність сонячної радіації носять яскраво виражений нестационарний характер. Така невизначеність призводить до широких діапазонів відхилень теплофізичних властивостей огорожень (кофіцієнтів теплопередачі, тепловіддачі і т.д.) від прийнятих при розрахунках значеннях.

При проведенні розрахунків систем кондиціонування повітря за допомогою дослідження тепло-вологісного режиму будівель в добовому та річному циклі методом математичного моделювання при кондиціонуванні повітря враховуючи нестационарні характери процесу передачі тепла через конструкції, що огорожують поверхонь, інтенсивності сонячної радіації. В результаті вводиться запас при визначенні витрати повітря в приміщення, а значить, зростають витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря.

При створенні такої установки повітря обробки необхідно знати статичні і динамічні характеристики огорожувальних поверхонь (перехідні їх характеристики).

В результаті, досліджень тепло-вологісного режиму будівель в добовому та річному циклі при кондиціонуванні повітря розроблена модель розрахунку теплових балансів де враховується інфільтрація як складова теплопривів, з врахуванням температури слоїв огороження, а також вплив рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером на динамічні властивості огорожувальних конструкцій. [4].

Інформаційні джерела:

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

Наукові керівники Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ

Козут В.О., к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ КАНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Кошельнік Я.В. магістрант ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса, Кифаренко А.І., бакалавр ФОТК ОНАХТ

Канальні кондиціонери призначені для кондиціонування декількох приміщень одночасно.

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

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

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

Стандартна система каналного кондиціонування має ряд переваг:

Відсутність в кімнатах внутрішніх блоків, тобто. прихованість системи;

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

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

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

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

В.В.Мовчан

студент «бакалавр» ОТК ОНАХТ, вул. Балківська, 54, Одеса, 65006, України

Бригадир Л.Г.

викладач ОТК ОНАХТ, вул. Балківська, 54, Одеса, 65006, України

Головне в нових поколіннях фреонів це об'єднання в собі: безпеки, продуктивності, екологічності і приємна вартість,[1].

Прагнучи скоротити викиди парникових газів, в 2006 р парламент Євросоюзу опублікував директиву про автомобільні кондиціонери (mobile air conditioning directive), яка дозволяє з 1 січня 2011 р заправляти кондиціонери нових машин лише холодоагентами, потенціал глобального потепління (ПГП) яких менше 150. Прийняття цієї директиви означало, що епосі, коли в більшості автокондиціонерів використовувався фреон чий ПГП близько 1430, приходить кінець.

Для заміни R134a автовиробники розглядали різні речовини, в числі яких CO₂, пропан, ізобутан і R152a (дифторетан). Але у кожного з цих речовин свої серйозні недоліки: високий робочий тиск, низька термодинамічна ефективність, висока займистість або вибухонебезпечність. Тим часом виробники холодоагентів розробляли нові продукти, які б задовольняли запитам індустрії і нормам директиви про автомобільні кондиціонери.

Міжнародне товариство автомобільних інженерів (SAE) вивчило в рамках спільної науково-дослідницької програми (SAE CRP) всі наявні варіанти і зупинило свій вибір на холодоагенті HFO-1234yf як на рішенні, відповідному новим європейським вимогам.

HFO-1234yf (R1234yf) - речовина, спільно розроблена компаніями DuPont і Honeywell. Його ПГП дорівнює 4, що на 99,7% нижче, ніж у R134a.

Що стосується горючості нової речовини, то в огляді, випущеному SAE 10 листопада 2009 року, говориться наступне: «У разі загоряння автомобіля HFO-1234yf, як і інші матеріали, що використовуються в автомобілях, наприклад пластик, може спалахнути з утворенням небезпечних для здоров'я продуктів горіння. Однак не відомі документально підтверджені випадки, коли загоряння холодоагенту в автомобільному кондиціонері призвело до травм або смерті».

Там же повідомляється, що «дія відкритого вогню на фторсодержащі холодоагенти може привести до утворення фториду водню (HF)». Однак «аналіз ризиків показав, що збіг обставин, при яких відбудеться витік HFO-1234yf та його загоряння, є дуже малоімовірним. Відповідно, ймовірність утворення фториду водню також надзвичайно мала».

Більш того, «результати експериментів показали, в разі малоімовірного витіку холодоагенту - HFO-1234yf або R134a - в присутності відкритого полум'я (наприклад, бутанового пальника) кількість фториду водню надзвичайно мала і приблизно однакова для обох хладагентів: HFO-1234yf і R134a». При цьому «за більш ніж 16 років використання R134a в автомобільній промисловості ніхто не почув будь-яких документально підтверджених даних про шкоду здоров'ю, викликаному фторидом водню, що утворився при випадковому витіку R134a».

Іншими словами, багато разів перевершуючи R134a по екологічності, HFO-1234yf як мінімум настільки ж безпечний при пожежі.

Однак 25 вересня 2012 року компанія Daimler (Mercedes-Benz) опублікувала прес-реліз про результати додаткових випробувань нового холодоагенту в рамках сценарію реальної ситуації, що виходить за рамки вимог законодавства.

«В новому сценарії реальної ситуації холодоагент динамічно розпоршується під високим тиском поблизу від гарячих елементів вихлопної системи тестового автомобіля, - йдеться в прес-релізі. - Даний сценарій відповідає прикладу сильного лобового зіткнення,

при якому пошкоджується трубка з холодоагентом, відтворені результати випробувань показують, що важкозаймистий в лабораторних умовах холодоагент може легко спалахнути в гарячій атмосфері моторного відсіку».

За заявою «Daimler», аналогічні випробування з використанням R134a не привели до спалаху холодоагенту.

При цьому 17 вересня 2012 р Асоціацією німецьких автовиробників був опублікований складений за участю Daimler документ, в якому йдеться про те, що «автомобілі, система кондиціонування яких працює на R1234yf, настільки ж безпечні - для пасажирів, механіків, працівників екстрених служб і пожежників, - як і автомобілі, система кондиціонування яких працює на R134a».

За результатами заяви «Daimler» була організована четверта спільна науково-дослідницька програма по R1234yf для більш детального дослідження властивостей R1234yf. У програмі беруть участь Audi, BMW, Chrysler, Daimler, Ford, General Motors, Honda, Hyundai, Jaguar, Land Rover, PSA Peugeot-Citroen, Renault і Toyota.

У свою чергу, компанія DuPont запросила детальну інформацію про вихідні дані і методику випробувань, що використовувалася Daimler, і виступила з відповідною заявою.

Заява компанії DuPont у відповідь на прес-реліз концерну Daimler, опублікований 25 вересня 2012 року.

Вичерпні дані досліджень і незалежна оцінка ризиків дозволяють стверджувати: холодоагент HFO-1234yf можна без побоювань використовувати в автомобільних системах кондиціонування.

Компанія DuPont з подивом прочитала прес-реліз, опублікований компанією Daimler. Судячи з цього документу, в проведених випробуваннях не брали участь представники інших автовиробників і їх результатам не була дана колегіальна оцінка. Компанія DuPont сподівається на можливість ознайомитися з даними і методикою проведення випробувань, щоб прийняти рішення про проведення нових досліджень цього холодоагенту.

Заяви, що містяться в прес-релізі компанії Daimler, суперечать результатам всебічних випробувань, в тому числі представленим в документі, який був підготовлений за участю Daimler і 17 вересня 2012 року поданим німецькою асоціацією автовиробників (VDA) у Франкфурті.

Компанія DuPont брала участь у спільній розробці холодоагенту HFO-1234yf, що стала результатом прийняття Директиви ЄС про автомобільні кондиціонери (Директива MAC), яка передбачає використання холодоагентів з потенціалом глобального потепління (ПГП) не вище 150. ПГП HFO-1234yf дорівнює 4, що на 99, 7% нижче ПГП холодоагенту, який використовується в більшості сучасних автомобілів. Крім того, HFO-1234yf енергоефективний і при цьому поєднує в собі безпеку, продуктивність, екологічність і прийнятну вартість,[1].

В ході великих випробувань безпеки і продуктивності, проведених провідними автовиробниками і незалежними експертними групами, як, наприклад, SAE International, HFO-1234yf продемонстрував свою ефективність. У спільній науково-дослідницькій програмі SAE взяли участь провідні автовиробники.

Згідно з результатами цих досліджень, «ретельне тестування, проведене міжнародними організаціями, в тому числі задокументовані незалежні випробування в реальних умовах, показали, що HFO-1234yf безпечний для використання в якості автомобільного холодоагенту». Крім того, «всебічні випробування, проведені незалежними організаціями, підтверджують, що HFO-1234yf безпечний для використання в автомобілях, спроектованих для роботи на HFO-1234yf».

ВИСНОВОК. За результатами оцінки ризиків було виявлено, що використання HFO-1234yf не несе значного додаткового ризику займання в порівнянні з R134a, для заміни якого він був розроблений. Були проведені численні галузеві оцінки ризиків, в тому числі і в реальних умовах, в ході яких моделювалися різноманітні варіанти витоків в присутності різних джерел загоряння, а також в результаті лобового зіткнення. У цих випробуваннях

було вкрай складно домогтися займання холодоагенту в присутності джерел дуже високої температури, а домогтися поширення полум'я не вдалося ні в одному з випробувань,[2].

Список використаної літератури:

1. *Весник «ЮНИДО в Росии» - №9, 2016*
2. Повний текст висновків [Електроний адрес]_-
<http://sae.org/standardsdev/tsb/cooperative/crp1234summary.pdf>
3. Bobbo s., groppo f., scattolini m., fedele l., 2011, R1234yf as a substitute of R134a in automotive air conditioning. Solubility measurements in commercial PAG, to be presented at iir int. Conference refrigeration icr2011, august 2011, prague.

Науковий керівник Бригадир Л.Г. викладач ОТК ОНАХТ

УДК 697.91.94.97

СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З ЗОНАЛЬНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ

Пташук О.О , магістр ОНАХТ, Користа В.Ю магістр ОНАХТ,

У промисловому кондиціонуванні повітря при жорсткому температурному режимі доводиться підтримувати температуру і відносну вологість повітря в заданих виділених обсягах приміщення. При високих температурах повітря у виробничому приміщенні, охолодження звичайним способом призводить до великих енергетичних витрат.

Для вирішення цього питання, можливо, застосовувати зональне охолодження повітря в заданих виділених обсягах за допомогою апарату на базі контактного теплообмінника.

Зональне охолодження повітря при жорсткому температурному режимі може здійснюватися в танках під час бою.

Апарат на базі контактного теплообмінника складається з конфузора, камери змішування і дифузора. У цьому апараті відбувається іспарительное- контактна охолодження повітря за рахунок охолодженої води в холодильній машині до 4-6 0.С. Впорскування здійснюється в камеру змішання за допомогою форсунки з дрібнодисперсним розпиленням будь-якої конструкції.

Для короткочасного охолодження можуть бути використані акумулятори холоду. Акумулятори холоду можуть бути різної потужності і їх можна використовувати єдине разово так і поступово.

Апарати на базі контактних теплообмінників ежекторів зонального охолодження отримали патенти на винаходи, пройшли випробування і готуються до впровадження в промисловості.

Передбачуваний економічний ефект від впровадження одного апарату складе від річного застосування близько 50000 гривень.

Науковий керівник : Когут В.О .к.т.н.,доц., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ

Скачко І.М., магістр ІХКЭ ОНАХТ, м. Одеса

Сьогодні енергоефективність стала однією з найважливіших характеристик будь-якого проекту. Енергозберігаючій техніці і технологіям присвячуються цілі розділи техніко-комерційних пропозицій, а в проектній документації енергозберігаючим рішенням відводять окремий розділ з докладними описами і розрахунками.

Ми вирішуємо триєдину проблему - 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.

Ми розглянули 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 щорічній 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;
- вдосконалення основних агрегатів багатозональної системи кондиціонування повітря: компресора, вентилятора, рекуператора, теплообмінника,
- зниження шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища;
- акумулятор теплоти з використанням тепла фазового переходу, системи управління;
- інтеграція багатозональних систем з 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 функції спільної оптимізації сумарної величини капітальних і експлуатаційних витрат на тепловий захист приміщень і кліматичне енергозберігаюче обладнання протягом терміну їх експлуатації.

При підборі обладнання враховується вплив параметрів чинники (мінлива температура холодоагенту, інвертний привід, рекуперація та обладнання (компресор, вентилятор, теплообмінники, фільтри.)

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 ОНАПТ



УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В ПРИМІЩЕННІ З БАСЕЙНОМ

Післегін А.А. магістр ІХКЭ ОНАХТ

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

Це обумовлено тим, що в приміщенні з басейном потрібно підтримувати постійну температуру повітря (зазвичай на 12 ° С вище температури води в басейні), постійну відносну вологість $60 \pm 5\%$, швидкість повітря над басейн не більше 0,2 м / с і подачу свіжого повітря не менше 80 м³ / год на одного купається. Крім того необхідно забезпечити відсутність конденсату на стінах і вікнах.

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

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

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

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

В роботі показано, що для запобігання випадання конденсату на стінах і вікнах приміщення з басейном необхідно осушення повітря. Забезпечити відносну вологість повітря в басейні можливо, застосовуючи спеціальні осушувачі (наприклад, європейського лідера датської фірми Dantherm). Для приватного басейну в приміщенні площею дзеркала води 30 м² необхідний осушувач CDP 125. Це дорогий агрегат, споживана потужність якого 3,2 кВт. Для 5-ти купаються по нормі необхідно подавати не менше 400 м³ / год свіжого повітря.

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

За даними досліджень дані рекомендації до створення комплексної моделі розрахунку кондиціонування басейну, що включає визначення оптимальних параметрів, визначення економічно-доцільної товщини ізоляції; підбір осушувачів для системи кондиціонування повітря

Використовуючи дослідження важливо осушення повітрі в басейні, що дозволяє підтримувати параметри повітря.

Інформаційні джерела

1. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Одесса: «ТЭС», 2014. – 340 с.
2. Антонов П.П. Методика расчета и проектирования систем обеспечения микроклимата в помещениях плавательных бассейнов.— М.: ООО «СИ-ТЭС-Кондиционер», 2005- 21 с
3. Жихарева Н.В., Методика розрахунку систем кондиціонування повітря басейнів //Холодильна техніка і технологія 2015. – № 51(4). –С. 12 – 16.
4. Kogut, V.E., Butovskyi, I. D., Zhikhareva N.V., Khmelniuk M.G. . Anticipated costeffective effect from application of the ejector heat exchanger for condensation of light fraction hydrocarbon on the petroleum storage depot *Refrigerationengineering and technology* 2016, No. 52 (3).– P. 25 – 28

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

УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПРИПЛИВНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ І КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Борецький Ю.О. бакалавр ІХКЭ ОНАХТ, Коханський А.Ф. бакалавр ІХКЭ ОНАХТ

При створенні розгалужених мереж вентиляції, як правило, ставляться завдання по зниженню витрати споживаної енергії і капітальних витрат. У більшості випадків для зниження енергоспоживання потрібно збільшення капітальних витрат.

У промисловості найчастіше використовуються вентилятори великих типономиналів, 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 / (м³/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 компонування, 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 компонувальних 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, шиберів, 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.

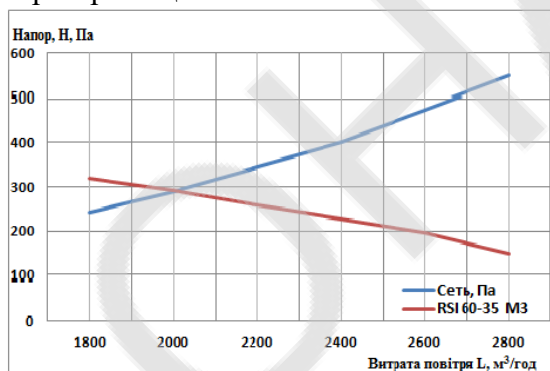


Рис.1 . Визначення робочої точки» припливної системи з вентилятором.

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.— Одеса: «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., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАПТ

УДК 621.22-225

МОДЕЛЮВАННЯ УМОВ ВИНИКНЕННЯ І НАСЛІДКІВ ГІДРОДИНАМІЧНИХ УДАРІВ У РОЗІМКНУТИХ КОНТУРАХ З НАСОСАМИ

Піркковський Д.С. доктор філософії, ОНПУ, АлаліМохаммадаспірант, ОНПУ, Рабіа-Альгербі.аспірант ОНПУ.

Питанням підвищення надійності і модернізації насосів енергетичних систем присвячено багато досліджень. Однак, питання впливу тепло-гідродинамічної нестійкості на надійність насосних систем вивчені недостатньо. Явище тепло-гідродинамічної нестійкості (нестабільності) (ТГН) полягає у виникненні умов автоколивальних (самопідтримувальних) і / або аперіодичних (імпульсних) процесів зміни тепло-гідродинамічних параметрів (тиску, швидкості, парозмісту і т.п.) потоків в системах теплотехнічного обладнання (насоси, арматура, теплообмінники і т.п.) і трубопроводів теплових і ядерних енергоустановок. Виникнення умов тепло-гідродинамічної нестійкості (нестабільності) призводить до додаткових гідродинамічних навантажень на конструкції теплотехнічного обладнання і трубопроводів (гідродари), а також знижує надійність їх експлуатації в робочих, перехідних і аварійних режимах. У випадках умов критичних по надійності гідродарів (КГУ) відбувається відмова на виконання проектних функцій експлуатації та / або руйнування конструкцій теплотехнічного обладнання і трубопроводів (ТОІТ).

Загальні положення методу моделювання умов виникнення критичних гідродарів

1. Розглядається характерна для теплових і ядерних енергоустановок трубопровідна система теплотехнічного обладнання (рис. 1).

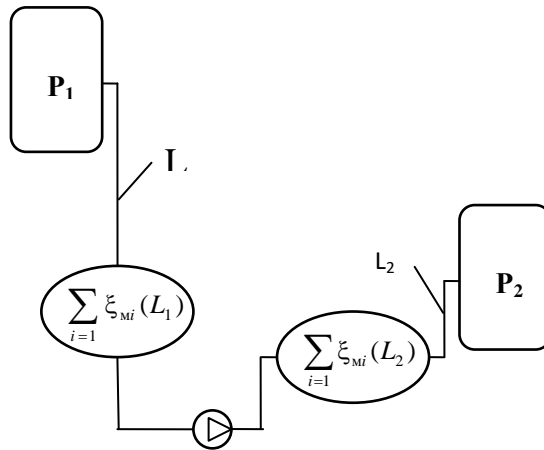


Рис. 1. Типова трубопровідна система теплотехнічного обладнання

Умовно трубопровідна магістраль розділена на лінії подачі й напірну магістралі довжиною відповідно L_1 і L_2 .

2. Необхідною умовою виникнення КГУ на робочі елементи насосів є ТГН потоку.

Достатньою умовою виникнення КГУ є відмова по працездатності насоса, викликана критичними гідродинамічними навантаженнями по робочим елементам, які перевищують гранично допустимі значення $N_{кр}$. Максимально допустимі (критичні) значення масової витрати $G_{кр}$ і / або середньої швидкості потоку $v_{кр}$:

$$G \geq G_{кр} = F \sqrt{2\rho N_{кр}}; \quad v \geq v_{кр} = \sqrt{\frac{2N_{кр}}{\rho}}, \quad (1)$$

де G , v - поточні значення масової витрати і середньої швидкості потоку відповідно; F - площа прохідного перетину трубопроводу; ρ - щільність потоку; $N_{кр}$ - максимально допустимі навантаження на робочі елементи насоса, що визначаються його конструкційно-технічними характеристиками.

3. Визначальні параметри умов виникнення ТГН і КДУ.

Видаткова (мережева) характеристика залежності гідродинамічного напору насоса P_H від масової витрати G або середньої швидкості потоку в трубопровідній системі v :

$$\Delta P_H = f(G); \quad \Delta P_H = f(v). \quad (2)$$

Чутливість видаткової (мережевої) характеристики до змін витрати / швидкості потоку:

$$f' = \frac{d\Delta P_H}{dG} \quad \text{или} \quad f' = \frac{d\Delta P_H}{dv}. \quad (3)$$

Для напірних насосів проектна чутливість видаткової (мережевий) характеристики:

$$f'(G, v) \leq 0. \quad (4)$$

Умови закипання потоку в прямому трубопроводі (на вході потоку в насос), які визначаються зниженням статичного тиску P нижче тиску насичення при певній температурі потоку P_s :

$$P(G, v) \leq P_s. \quad (5)$$

У разі реалізації умови (5) на вході в насос виникає інтенсивне пароутворення (закипання) і кавітація з утворенням локального парового об'єму і «снарядного» режиму течії [2].

4. Виникнення коливальної гідродинамічної нестійкості в розглянутій трубопровідній системі може бути в результаті інерційного запізнення відповідних змін видаткової (мережевої) характеристики насоса і гідродинамічного опору магістралі: збільшення витрат G /

швидкості v потоку в поточний момент часу t в відповідно до формули (3) через інтервал часу Δt призводить до зменшення гідродинамічного напору насоса ΔP_n і збільшення загального гідродинамічного опору магістралі ΔP_0 ; зменшення гідродинамічного напору ΔP_n і збільшення ΔP_0 через інтервал Δt призводить до подальшого зменшення G/v і т.д.

При недостатній поточній чутливості видаткової характеристики насоса f' період і амплітуда коливань витрати (швидкості) збільшуються і можуть досягати критичних значень (1), при яких система фактично переходить в стан аперіодичної нестійкості [1, 3]. Будь-яке випадкове (флуктуаційне) обурення гідродинамічних параметрів призводить до імпульсного («стрибкоподібного») переходу трубопровідної системи в стан з КГУ по насосу при «замиканні» напірної ділянки трубопровідної магістралі (умова КГУ (1)) або при різкому локальному зниженні гідродинамічного опору і збільшенні швидкості потоку (умова КГУ (5)).

При припущеннях нестискаємості рідини і ізотермичності процесів рівняння руху потоку в даній трубопровідній системі та поточної зміни гідродинамічного напору насоса (6,7) [3,4].

$$\rho L \frac{dv}{dt} = \Delta P_n(v) + P_1 - P_2 - \Delta P_1(v) - \Delta P_2(v), \quad (6)$$

$$\Delta P_n = \Delta P_{nm} + \int_0^t f'(v) \frac{dv}{d\tau} d\tau + f'_p \cdot t \quad (7)$$

Гідродинамічний опір на лінії L_1 і напірної L_2 магістралі (8, 9) (рис. 1)

$$\Delta P_1 = \left[\xi_{тр} \frac{L_1}{D} + \sum_{i=1} \xi_{mi}(L_1) \right] \rho v^2 - \rho g \sum_{j=1} h_j \text{sign}[v_j(L_1)] \quad (8)$$

$$\Delta P_2 = \left[\xi_{тр} \frac{L_2}{D} + \sum_{i=1} \xi_{mi}(L_2) \right] \rho v^2 - \rho g \sum_{j=1} h_j \text{sign}[v_j(L_2)] \quad (9)$$

Для приведення рівнянь до критеріальної форми введемо безрозмірні змінні гідродинамічних параметрів і їх відповідних масштабів:

$$\bar{v} = \frac{v}{v_{кр}}; \quad \bar{t} = \frac{t}{t_M}$$

Тоді в критеріальній формі рівняння (6) і (7) мають вигляд:

$$\rho \frac{L v_{кр}}{\Delta P_{nm} t_M} \frac{d\bar{v}}{d\bar{t}} = \Delta P_n + P_1 - P_2 - \Delta P_1 - \Delta P_2, \quad (10)$$

$$\Delta P_n = 1 + \int_0^{\bar{t}} \frac{d\Delta P_n}{d\bar{v}} \frac{d\bar{v}}{d\bar{t}} d\bar{t}. \quad (11)$$

Тимчасовий масштаб процесу t_M впливає з рівняння (10):

$$\frac{\rho L v_{кр}}{\Delta P_{nm} t_M} \equiv 1 \Rightarrow t_M = \frac{\rho L v_{кр}}{\Delta P_{nm}}. \quad (12)$$

Максимально допустимі (критичні) значення масової витрати $G_{кр}$ і / або середньої швидкості потоку $v_{кр}$:

$$G \geq G_{кр} = F \sqrt{2\rho N_{кр}}; \quad v \geq v_{кр} = \sqrt{\frac{2N_{кр}}{\rho}}, \quad (13)$$

Умови закипання потоку в прямому трубопроводі (на вході потоку в насос), які визначаються зниженням статичного тиску P нижче тиску насичення при певній температурі потоку P_s :

$$P(G, v) \leq P_s. \quad (14)$$

Критична для КГУ швидкість потоку впливає з умов (13) і (14):

$$v_{кр} = \min \left\{ \sqrt{\frac{2N_{кр}}{\rho}}, \sqrt{\frac{2[P_1(L_1) - P_s]}{\rho}} \right. \quad (15)$$

Інформаційні джерела

1. С.А. Хачатурян. Волновые процессы в компрессорных установках. М.: Машиностроение, 1983, 222 с.
2. А.В. Королев. Анализ и моделирование теплоэнергетического оборудования, работающего с двухфазными течениями. Одесса: Астропринт, 2010, 456 с.
3. В.И. Скалозубов, А.А. Ключников, Ю.А. Комаров, А.В. Шавлаков. Научно-технические основы мероприятий повышения безопасности АЭС с ВВЭР. Чернобыль: Ин-т проблем безопасности АЭС НАН Украины, 2010, 200 с.
4. А.В. Королев, Х.Ю. Чжоу. Исследование динамики поршневого насоса в нормальном режиме и при срыве подачи // Холодильная техника. 2016, вып. 5. №52, с. 4–8.
5. Проект углубленного анализа безопасности энергоблока №5 Запорожской АЭС. Сбор базы данных по надежности. ВОА 1900083-А-Р4. Руководство по проекту. ZPG-1.3. 10021ZG41R, ЗАЭС, 1998г.

РОЗВИТОК «ЗЕЛЕНОЇ» ЕНЕРГЕТИКИ В УКРАЇНІ, МАЙБУТНЄ ЗА NZEB І NZEB БУДІВЛЯМИ.

Ткач Сергій аспірант ОНАХТ

Здобуття енергонезалежності та сталий розвиток - один із пріоритетів України. Ключовими інструментами для цього є підвищення енергоефективності та розвиток «зеленої» енергетики. Обраний курс відповідає світовим тенденціям, а також цілям Паризької кліматичної угоди, Директив ЄС та нової програми ЄС «European Green Deal» [1], до реалізації якої також планує долучитися Україна. Актуальності теми дуже висока, оскільки сектор будівель – один із найбільш енергоємних. За даними Держстату [2], у 2020 р. побутовий сектор (житлові будівлі) в Україні використав близько третини всього енергоспоживання, а саме – 28,4%. Обраний курс відповідає світовим тенденціям, а також цілям Паризької кліматичної угоди, Директив ЄС та нової програми ЄС «European Green Deal», до реалізації якої також планує долучитися Україна.

Потенціал «зеленого» фінансування в Україні, за оцінками IFC, може сягнути 70 млрд євро до 2030 року. Лише за останні 5 років залучено 6,7 млрд євро інвестицій в український ринок енергоефективності та «зелених» проектів. Заміщення імпорту газу залишається актуальним. У 2019 р. Україна спожила майже 30 млрд м³ газу. З них понад 14 млрд м³ газу імпортовано. На це витрачено 3 млрд доларів, які можна було б заощадити завдяки місцевому паливу. Приведені статистичні дані, підкреслюють важливість галузі опалення і

охолодження, як очікується, зростатиме в наступні роки через збільшення потреб в опаленні і охолодженні в багатьох сферах та глобальне потепління. «Зелена» енергетика в майбутньому буде відіграє головну і зростаючу роль у сучасній українській економіці, а спрощення Проекту Закону України щодо спрощення залучення інвестицій та запровадження нових фінансових інструментів рис.1, тільки збільшить темп переходу на nZEB і NZEB [3] будівлі.



Рис.1 Проект Закону України щодо спрощення залучення інвестицій та запровадження нових фінансових інструментів реєстр. № 2284 від 17.10.2019

Актуальності теми дуже висока, оскільки сектор будівель – один із найбільш енергоємних. За даними Держстату, у 2020 р. побутовий сектор (житлові будівлі) в Україні використав близько третини всього енергоспоживання, а саме – 28,4%, галузь охолодження енергоспоживає до 12,8%. Обраний курс відповідає світовим тенденціям, а також цілям Паризької кліматичної угоди [4], Директив ЄС та нової програми ЄС «European Green Deal», до реалізації якої також планує долучитися Україна.

Інтегрування теплонасосних технологій на етапі проектування nZEB будівлі надає перемоги, з проведеного аналізу Carsten Wemhoener [5] ефективності та вартості. Інтегровані теплонасосні системи були розроблені відповідно до національних вимог до систем HVAC, ефективність оцінювалась за допомогою моніторингу системи. Результати досліджень підтверджують, що теплові насоси - енергоефективні та ефективні за економічними показниками для застосування при проектуванні nZEB. Не зважаючи на різні кліматичні та економічні умови результати показують певну стійкість щодо зміни граничних умов. Для великих будівель централізоване опалення та ТЕЦ також економічно доцільні. Пропонується працювати над варіантами інтеграції великих будівель та груп будівель, а також проектування nZEB[1] за економічними показниками.

Вирішення завдань холодної галузі спрямованих на просування застосування холодоагентів з низьким ПГП для прискорення поетапної відмови від ГФУ з високим ПГП шляхом розробки керівних принципів проектування оптимізованих компонентів і теплонасосних систем для холодоагентів з низьким ПГП за допомогою огляду наявних холодоагентів з низьким ПГП, їх властивостей і застосованих стандартів, щодо безпеки та займистості хо-

лодоагентів, а також безпечно їх використання – немаловажні питання. Проведення оптимізації теплонасосної системи та її елементів для холодоагентів з низьким ПГП та аналіз впливу ліцензійних умов та норм (Licence conditions and codes of practice) на поточну конструкцію та оптимізовану конструкцію з холодоагентами з низьким ПГП можуть запропонувати нові можливості з вирішення завдань з енергоефективності та екологічної безпеки поряд застосування сценарію сталого розвитку.

Список літератури

1. IEA HPP, Heat pumps can cut global CO2 emissions by nearly 8%. Retrieved April 13, 2015 from www.heatpumpcentre.org. IEA Heat Pump Programme, Heat Pump Centre, Order No. HPC-BR6 Carsten Wemhoener, Roman Schwarz, Lukas Rominger. Heat Pump Integration and Design for nZEB. 12th IEA Heat Pump Conference 2017.
2. МІНІСТЕРСТВО ЕНЕРГЕТИКИ УКРАЇНИ <http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/#>
3. IPEEC Building Energy Efficiency Taskgroup. Zero Energy Building Definitions and Policy Activity – An International Review (2018)
4. UNEP, 2010 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee. Retrieved March 19, 2015, from http://ozone.unep.org/Assessment_Panels/TEAP/Reports/RTOC/RTOC-Assessment-report-2010.pdf.
5. Carsten Wemhoener, Roman Schwarz, Lukas Rominger. Heat Pump Integration and Design for nZEB. 12th IEA Heat Pump Conference 2017.

Науковий керівник: Хмельнюк М.Г., проф. д.т.н., ІХКЕОНАХТ

UDC 621.56/.59:623.8.01/.08

DEFROSTING SYSTEM MODIFICATION FOR THE MARINE VESSELS COOLING EQUIPMENT

Yalama V.V.^a, PhD. student
Khmelnuk M.G.^b, Doct. Tech. Sc., professor

Abstract

The generally accepted criterion for the quality of design solutions for the energy systems of modern marine vessels is their energy efficiency. From the scientific and educational literature specialists get extensive information which is provided on various aspects of design problems. It pays great attention to the mathematical model's development. However, none of the sources provide recommendations for practitioners taking into account real cases which occurred and intended for application on marine vessels.

In this work the efficiency of using the heat recovery from operating equipment is investigated. Defrosting system are modified for the marine vessels cooling equipment by irrigation with warm water. Today, an important question face both marine vessels owner and crew is the marine environmental protection, reducing marine refrigeration systems environmental impact is the key

problem. The global community is undertaking action to prevent ocean pollution as well as to reduce harmful emissions from engineering systems performance.

The efficiency analysis for the defrosting system performance at the maximum thermal load on the cooling system in comparison with the common application system is carried out.

Proposed defrosting system is designed to improve the energy efficiency and to reduce environmental impact from the marine refrigeration unit, which can contribute to the sustainable development scenario.

Keywords: Defrosting System, Energy Saving, Energy Efficiency, Thermal Energy Recuperation.

Since humankind met with the problem of global warming caused by industrial activities, the problem of energy consumption reduction is going hand in hand with the problem of CO₂ emission decreasing. Nowadays, this problem is the most vital and fundamental technical problem almost in all branches of engineering and technology withing industry. One of the few machinery systems which need to run continuously on marine vessels is its refrigeration system. As a lifeline for all perishable food items and temperature-sensitive cargo, refrigeration system is one of the most important systems on marine vessel which requires extreme attention of engineers at all times.

The object of study is one-stage vapor compression marine refrigeration system with hot vapors defrosting of air coolers has been studied. An automated hot steam defrosting system which is marine vessel is equipped has several disadvantages. Consider the example of loading Tuna on board. The temperature in the fish pulp (-8⁰C). It is required for the process of fishery transportation to the port of unloading to cool it up to (-18⁰C). The performance of the refrigerating machine allows to reduce the temperature of the cargo by an average temperature (-0.8⁰C) per day. During this process the volume of moisture released accumulates very quickly on the batteries, preventing air circulation and heat exchange.

Stopping refrigeration machine (60 minutes) from defrosting the batteries up to returning to the required storage temperature level and moisture. Warming of the cargo is observed. According to the temperature sensors installed in the fish pulp of each room. In fish pulp temperature readings taken by an average of (+0.2⁰C) per thawing cycle.

It is possible to increase the coefficient of performance by reducing the natural loss of cold when the refrigeration machine is stopped during defrosting of the evaporators. Reducing the time to stop cooling process in the room can be achieved by recuperating the heat released from the operating system elements (N_j) into the environment. The condenser heat load is the sum of the evaporator heat load (Q₀) and the work expended (N_j):

$$Q_K = Q_0 + N_j = Q_0 + \frac{N_T}{\eta_j}, \text{ kW.} \quad (\text{Eq.1})$$

These losses (N_j) can be (15 ~ 20 %) of the refrigeration capacity (Q₀) from system performance.

Pilot plant of the modified defrosting system for the marine vessels cooling equipment by irrigation with warm water was designed and assembled.

Operating principle. Outboard water pumps into the condensers, where heat is taken away, heated water sent to defrost the evaporators. The red line indicates the hot water supply pipeline for defrosting the batteries. The pipeline is installed on the main deck and is connected through the

maintenance rooms to the sprinklers above the air coolers. The blue lines indicate the drainage system, through which the condensate flows by gravity into the ballast tanks. (See Fig. 1, 2.).

The study was carried out within one month from the moment of loading up to the complete unloading of the cargo compartment at temperature levels: seawater (from + 19⁰C to + 24⁰C); air (from + 14⁰C to + 28⁰C).

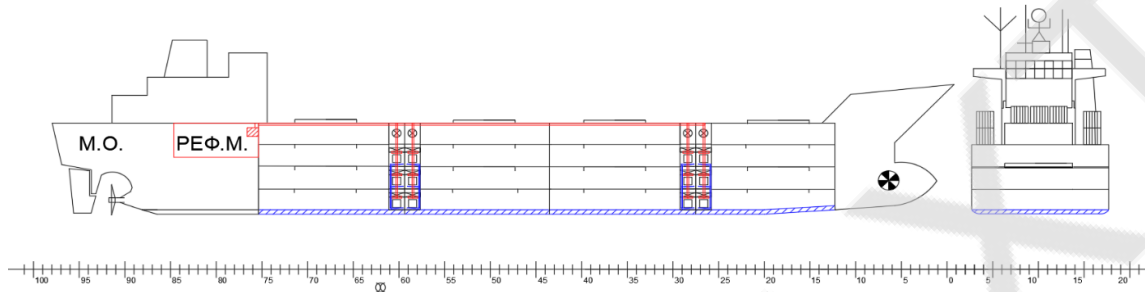


Figure 1. Layout of the thawing system pipelines.

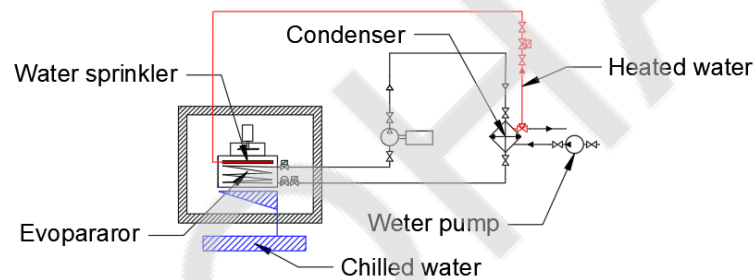


Figure 2. Schematic diagram of defrosting system by irrigation of water.

Results and Discussion

The data in the graphs Fig.3 were taken from the logbooks (with similar environmental and cargo parameters) for comparison with the results obtained.

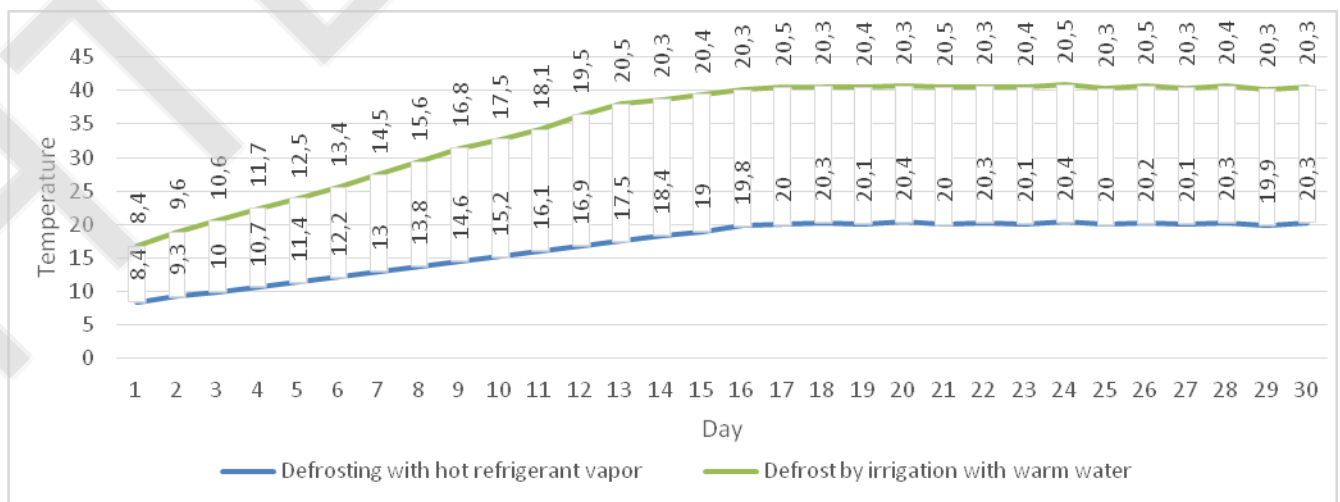


Figure 3. Cargo temperature reduction schedule.

The data in (Fig. 3) was recorded from one cold storage room. There were no critical differences in temperatures between rooms for fisheries cold storage during transportation in the marine vessel.

The cost of cold for cooling the cargo is determined by the following:

$$Q_0 = \frac{(G_r + G_r)(t_h - t_k)}{\tau}, kW. \quad (\text{Eq.2})$$

(G_r) weight of cargo, kg; (c_r) - heat capacity of cargo, kJ/(kg*K); $(t_h - t_k)$ – initial and final cargo temperature; τ – cooling time, h.

Conclusions.

Proposed modification for defrosting system makes it possible to recover heat energy from the operating equipment. According to numerical analysis, for the selected case it can be possible to get savings achieved more than 25%.

Improving environmental safety by reducing the refrigerant leaks impact on hot vapor lines which can lead to low corrosion resistance. Reducing the refrigerant capacity load in the refrigeration system by 200 kg was obtained. The accumulation of thermal energy by the load is improved by reducing the time spent on the defrosting process, zero energy consumption for freezing cargo that has been defrosted during the thawing period. The disadvantage of the system is that efficiency decreases with fewer battery defrosts.

References:

[1] Судовые холодильные установки (Лехмус А.А., Сирота А.А., Захаров Ю.В., Черинцев Ф.А.) 1986 г.

[2] Судовые холодильные машины и установки (Петров Ю.С.) 1991 г.

[3] Глобальный доклад об состоянии океанографии: состояние дел с наукой об океане на мировом уровне: UNESCO Publishing, Paris, 2017 [Электронный ресурс] – Режим доступа:

https://unesdoc.unesco.org/in/rest/annotationSVC/DownloadWatermarkedAttachment/attach_import_0c101395-11c2-4f8e-a28c-36b874dd5de3?_ =249373rus.pdf

[4] Xinyu Zhu. Research on Energy-Saving Technology of Ocean-Going Ship Electrical Equipment. E3S Web of Conferences 204, 02002 (2020). [on-line resources] Accessed by URL: https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/pdf/2020/64/e3sconf_icrtg2020_02002.pdf

[5] Prof. Dr.-Ing. A. Hafner, Dr. C.H. Gabriellii and Dr. K. Widell. Refrigeration Units in Marine Vessels. Alternatives to HCFCs and high GWP HFCs. TemaNord 2019:527 ISSN 0908-6692. Pp80 [on-line resources] Accessed by URL: <https://norden.diva-portal.org/smash/get/diva2:1301641/FULLTEXT01.pdf>

АНАЛІЗ ПРОДУКТИВНОСТІ ПРОМИСЛОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ.

Фортуна Д.С, магістрант ІХКЕ ОНАХТ,

Система охолодження відіграє важливу роль у багатьох промислових процесах. Очікується, що світовий ринок промислових холодильних систем виросте з 19,3 млрд. Доларів США в 2019 році до 25,7 млрд. Доларів США до 2025 року при CAGR 4,7%. Традиційні системи (каскадні / багатоступінчасті), а також гібридні системи з неазеотропних сумішами хладагентів широко використовуються для процесів, де потрібно більше одного рівня температури.

Оптимальне використання енергозберігаючих технологій в виробничих процесах є ключовим питанням для раціонального використання енергетичних ресурсів в переробній промисловості. Серед різних існуючих засобів енергозбереження, система охолодження є технологічною областю, яка вводить кілька ступенів свободи. Мета полягає в тому, щоб визначити оптимальні суміші холодоагенту, оптимальні рівні температури і найкращу конфігурацію циклу для задоволення вимог до охолодження технологічного процесу.

Вибір холодоагенту, а це може бути як чиста речовина, так і суміш, поряд з обґрунтуванням його застосування проводиться послідовно в тісному зв'язку з розробкою холодильної машини. Зазначимо основні етапи вибору холодоагенту.

1. Розрахункова оцінка основних енергетичних характеристик циклів холодильної машини з використанням надійних моделей термодинамічних властивостей холодоагенту і обґрунтованого введення втрат від зовнішньої незворотності.

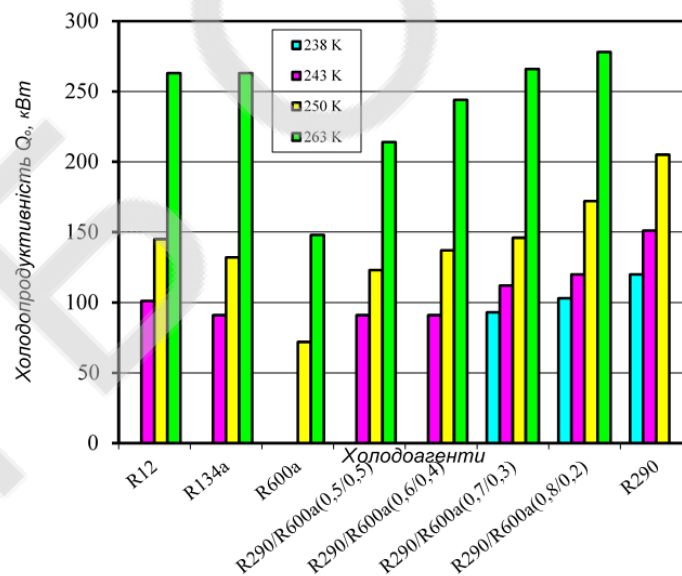


Рис. 1. Холодопродуктивність компресора при використанні різних робочих тіл в умовах:
 $T_k = 328 \text{ K}$, $T_{вс.} = 305 \text{ K}$

2. Калориметрування одного або декількох компресорів на обраному і альтернативному хладагентах. На цьому етапі можуть формулюватися пропозиції щодо вдосконалення компресора з урахуванням властивостей конкретного холодоагенту, який задовольняє розробника холодильної машини. Даний етап досліджень виключно важливий, так як він з великою часткою ймовірності дозволяє обґрунтувати вибір того чи іншого холодоагенту.

3. Розробка теплообмінних і допоміжних апаратів і дослідження всього комплексу характеристик холодильної машини на обраному хладагенте і компресорних маслах.

Як видно з короткого перерахування етапів, одним з основних є етап калориметричних порівняльних досліджень компресора на різних хладагентах.

Дослідження компресора проводилися на хладагентах R290, R600a, R600 і сумішах R290 / R600a різних концентрацій (концентрації вказані в мольних частках). При розрахунках температура конденсації була зафіксована $T_K = 328$ К температура на всмоктуванні в компресор рівна $t_{вс.} = 305$ К.

На рисунках 1 і 2 представлені результати дослідження компресора на R12, R134a, чистих вуглеводнях і їх сумішах. Найбільша холодопродуктивність при температурі охолодження $T_x = 250$ К, як впливає з рис. 1, спостерігається при роботі на R290, а найменша - на R600a.

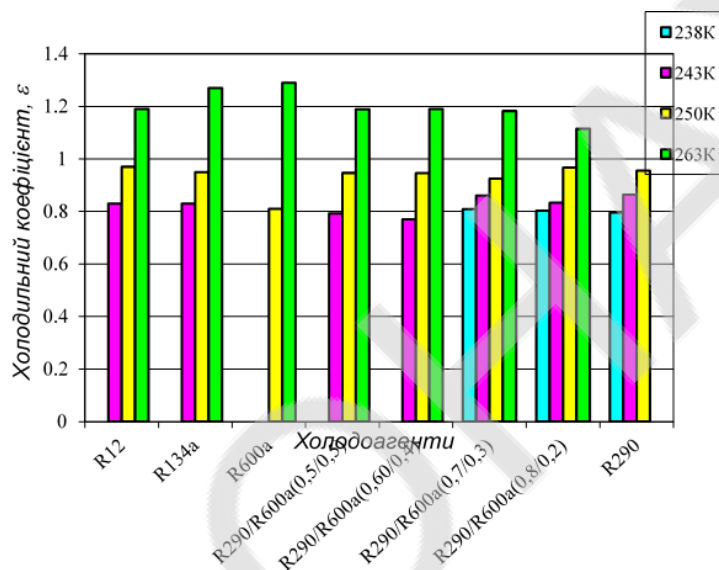


Рис. 2. Електричний холодильний коефіцієнт компресора при роботі на різних робочих тілах в умовах: $T_K = 328$ К, $T_{вс.} = 305$ К

При однакових умовах, як видно з рис. 1, холодопродуктивність компресора на суміші R290 / R600a, починаючи з концентрації 0,7 / 0,3, має значення вище, ніж при роботі на R12, R134A і чистому R600a. Це пов'язано зі зменшенням ступеня підвищення тиску і, як наслідок, збільшенням коефіцієнта подачі і масової продуктивності в разі застосування сумішей. Значення електричного холодильного коефіцієнта неоднозначно залежать від температур охолодження. Так, при $T_x = 263$ К найбільше значення холодильного коефіцієнту спостерігається при роботі компресора на R600a і найменше на R290. Однак при зниженні температури охолодження енергетично більш кращі R290 і суміші R290/R600a. Необхідно враховувати, що в ході калориметрування компресора за температуру охолодження бралися температури сухої насиченої пари при відповідних тисках всмоктування.

Перелік використаних джерел

1. Feng X., Zhu XX. Combining pinch and exergy analysis for process modifications// Applied Thermal Engineering. – 1995. – No 17 – P.250-260.

2. Мартынюк М.О., Хмельнюк М.Г. Анализ характеристик пропанового холодильного компрессора типа ТП5-5 на смеси пропан/этан// Технические газы. – 2009. №4. С.23-28

Наукові керівники: Хмельнюк М.Г., д.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ
Остапенко О.В., к.т.н., стар.викл. кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА ТЕПЛООВОГО НАСОСУ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ ДЛЯ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ М.ОДЕСА

Ищенко В., магістрант ОНАХТ

Тепловий насос - пристрій для переносу теплової енергії від джерела до споживача. На відміну від передачі тепла, яка завжди відбувається від гарячого тіла до холодного, ТН передає тепло в зворотному напрямку.

Виконаний аналіз ексергетичних втрат дає тільки загальне уявлення про термодинамічної ефективності циклу ТН, на підставі якого можна зробити висновок про внесок того чи іншого елемента ТН в ефективність перетворення потоків енергії. Для прийняття практичних рішень щодо зменшення ексергетичних втрат в елементах і в машині, в цілому необхідно мати інформацію про власні і технічні втрати ексергії в кожному з елементів, а також можливих межах їх зменшення. Як власних втрат ексергії традиційно розглядають втрати, нерозривно пов'язані з фізичною природою конкретного термодинамічного процесу.

Наприклад, власними є дросельні втрати, а також втрати, зумовлені нагріванням робочого тіла від гарячих поверхонь клапанів і стінок циліндра компресора. До технічних втрат в ТН можна, наприклад, віднести втрати ексергії, пов'язані з теплообміном при кінцевих різницях температур, гідравлічні, через теплоізоляцію, пов'язані з наявністю мертвого простору і нещільності в циліндрах компресора. Поелементний аналіз власних і технічних втрат дозволяє в кінцевому підсумку позначити шляхи і межі зниження ексергетичних втрат в цілому по всій теплової машині.

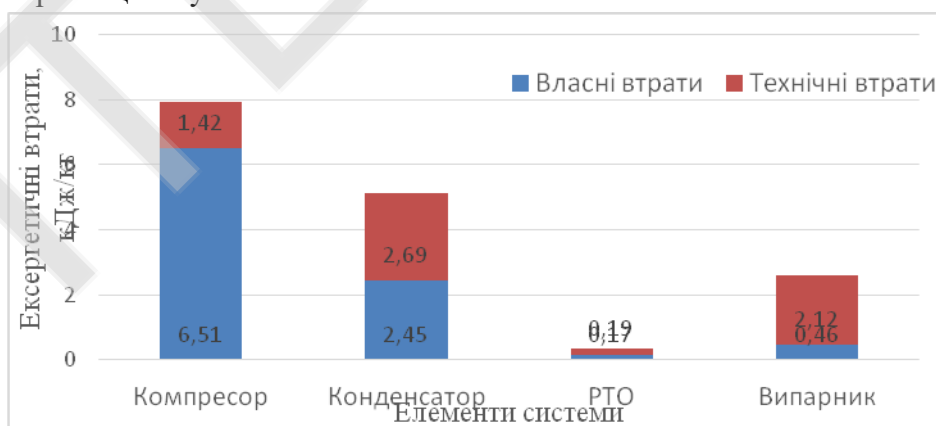


Рис. 1 Внутрішні втрати ексергії в елементах ТН

Це означає, що для прийнятої архітектури побудови ТН слід звернути першочергову увагу в плані підвищення загальної термодинамічної ефективності, перш за все, на вдос-

коналення теплообмінного обладнання. З урахуванням того, що власні втрати ексергії не можуть бути усунені технічними методами, основним способом їх зниження є правильний вибір архітектури ТН, що дозволяє звести відносний рівень їх втрат в загальному ексергетичному балансі до мінімуму. Найвні можливості підвищення термодинамічної ефективності стосовно кожного з апаратів ТН.

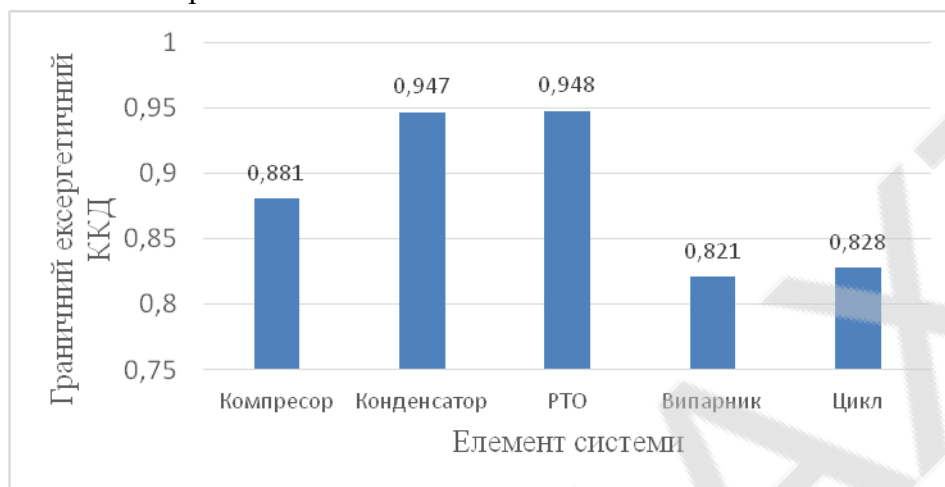


Рис. 2 Граничний ексергетичний ККД в елементах ТН

ВИСНОВОК

Граничний ексергетичний ККД визначає ту межу, якого можна досягти при даній структурі і існуючих внутрішніх зв'язках між елементами ТН при усуненні всіх технічних втрат в елементах. В якості технічних втрат можна розглядати: гідравлічні втрати, втрати при теплообміні з кінцевої різницею температур між тепло обмінюються середовищами та інші.

Було отримано з урахуванням всіх втрат ексергії значення ексергетичний ККД циклу теплового насоса. Таким чином, є значний резерв для вдосконалення як окремих елементів, так і всієї машини в цілому за рахунок зведення до мінімуму технічних втрат ексергії. На рис. 1 представлена потокова діаграма ексергії з урахуванням поділу втрат ексергії на зовнішні і внутрішні, а внутрішніх на власні і технічні втрати в кожному їх елементів ТН стосовно до розрахункових умов. З урахуванням того, що ТН є останньою ланкою в процесах перетворення хімічної енергії палива, мінімізація непродуктивних втрат ексергії і збільшення ексергетичного ККД окремих апаратів і всієї машини, в цілому, - є актуальною науковою і практичною задачею.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. PerspAlEn_2014_240-261.pdf
2. AkeyReviewOnExergeticAnalysisAssessmentRenewableEnergySourcesSustainableFuture.pdf
3. <https://mpei.ru/personal/Lists/CadrePapers/Attachments/2000>

Наукові керівники: Хмельнюк М.Г., д.т.н., доцент кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

Остапенко О.В., к.т.н., стар.викл. кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ

РЕТРОФІТ ХОЛОДОАГЕНТУ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ НА ДІЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ

Дудко О.М., аспірант ОНАХТ, Єршов В.О., аспірант ОНАХТ

Відповідно до Монреальського протоколу і поправок до нього, поетапну відмову від холодоагентів CFC завершено в 2010 році, включаючи країни, що розвиваються. За останні вісім десятиліть гази CFC з дуже високими значеннями GWP були викинуті в атмосферу, і, що ще гірше, вони мають довгий термін служби. Наприклад, найбільш часто використовуваний холодоагент R12 має $GWP = 10300$ і термін служби 102 року (UNEP 2014 року).

Цей та інші гази CFC всюди навколо нас, і неможливо сказати скільки в даний час утримується в атмосфері. Але дивно, що в багатьох звітах сьогодні немає інформації про те, яка частка газів CFC в загальному впливі на глобальне потепління. У 1990 році вважалося, що ця частка становила приблизно 15%, але, з огляду на їх хімічну стабільність, все ще грає важливу роль, безумовно, більш високу, ніж гази HFC. І це факт, що навіть незважаючи на те, що це заборонено, гази CFC все ще викидаються в атмосферу в деяких країнах, що розвиваються.

На даний час не існує універсальних рішень для холодоагентів, якщо взяти до уваги всі відповідні аспекти: розмір холодопродуктивності, температурний режим, тип застосування, вартість, доступне обслуговування, енергоефективність, навколишнє повітря, безпеку, правила, навколишнє середовище і т. д.

Вибір нового альтернативного холодоагенту, являє собою складну задачу, оскільки це завжди компромісне рішення між суперечливими вимогами. Необхідно враховувати аспекти глобального і локального, прямого і опосередкованого впливу холодоагенту на навколишнє середовище. Крім того, холодоагент повинен мати хороші термодинамічні і експлуатаційні показники, а також низький рівень токсичності. Останнім часом фактори екології та безпеки експлуатації є пріоритетом над іншими вимогами до холодоагентів.

За даними українських і японських учених в техносфері світової спільноти на другому по екологоемкості після вугле- і нафтопереробних підприємств знаходиться сукупний вплив сільськогосподарського виробництва та харчової промисловості. Плоди та овочі після збору продовжують свою життєдіяльність, яка характеризується обміном речовин з навколишнім середовищем. У них протікають складні біохімічні і фізіологічні процеси. Життєдіяльність цих організмів проявляється диханням: продукція поглинає при зберіганні кисень і виділяє вуглекислий газ, водяні пари і інші продукти обміну речовин. Природно, що при диханні відбувається не тільки втрата вологи, яка визначає соковитість продукції, а й відбувається збіднення рослинної тканини поживними речовинами.

Інтенсивність дихання залежить від виду продукції. Різні сорти однієї і тієї ж продукції дещо відрізняються за показниками. Впливає на інтенсивність дихання ступінь зрілості, фізіологічний стан продукції, наявність механічних пошкоджень.

На сучасних вітчизняних і зарубіжних холодильниках в камерах зберігання застосовується повітряна система охолодження, яка має безліч різновидів. Для повітряної системи характерна наявність повітроохолоджувача і системи розподілу повітря.

Системи з регульованим потоком холодоагенту (VRF), як відомо, мають високі енергетичними характеристиками. Вони можуть підвищити енергоефективність як жит-

лових, так і комерційних будівель. Хоча холодоагент на основі HFC R410A в системах VRF має високий GWP, він все ще не має собі рівних.

Поетапна процедура заборони HFC була розпочата Кігалійською поправкою. R32 з низьким GWP є альтернативою R410A, але він легкозаймистий, тому його не можна використовувати в системах центрального кондиціонування, таких як VRF, які потребують великої кількості заправки холодоагенту. В даний час холодоагент R32 з ПГП нижче 750 використовується в індивідуальних кондиціонерах спліт-типу відповідно до вимог ЄС. Для цих пристроїв існує обмеження на заправку газу в 3 кг. Кондиціонування повітря можливо в нових гібридних системах VRF з заправкою холодоагенту, яка не перевищує цю межу. В якості альтернативи, заправлений газом зовнішній блок можна розмістити за межами кімнати. Однак передача енергії холодоагенту воді через теплообмінник негативно позначається на ефективності системи (а саме, в будівлі циркулює вода, а не холодоагент).

Серед важливих характеристик критичний тиск і критична температура близькі у обох холодоагентів. Більш висока критична температура забезпечує підвищений ККД за рахунок більш низького значення перегріву на виході з компресора. З іншого боку, тиск пару буде низьким при високій критичній температурі, що призведе до зменшення об'ємної енергоємності. Таким чином, можуть знадобитися експериментальні дослідження, щоб повністю розібратися в цих проблемах.

GWP R466 менше, ніж R410A, через присутність CF₃I (трифторйодметана) в структурі холодоагенту. Оскільки R466A має GWP 733, він легко відповідає критеріям ЄС для кондиціонерів спліт-типу.

Також однією з проблем експлуатації холодильних машин є утворення інею на поверхні теплообмінника. Пластинчато-ребристі теплообмінники широко використовуються в якості випарників повітряного охолодження в промислових холодильних системах для кондиціонування приміщень і охолодження продуктів. Всі випарники типу холодоагент-повітря, що працюють з температурами поверхні зміювика як нижче точки замерзання води, так і температури точки роси повітря в приміщенні з кондиціонером, будуть призводити до утворення інею на поверхні випарника. Накопичення інею на випарнику має кілька наслідків.

По-перше, накопичення великої кількості інею погіршить характеристики теплопередачі випарника через забруднення зовнішньої поверхні, оскільки сам іній має низьку теплопровідність. При погіршенні теплопередачі потужність випарника знижується. Щоб відповідати зазначеній навантаженню з погіршеними характеристиками теплопередачі, температура випарника повинна знизитися, що знижує ефективність системи.

По-друге, мороз перешкоджає проходженню повітряного потоку через зміювик, що призводить до збільшення споживання енергії вентилятором і зменшення потоку повітря через випарник. Щоб протистояти цим ефектам, що накопичився іній повинен видалятися з поверхні випарника або безперервно, або періодично.

Хоча розморожування може бути здійснено за допомогою нагрівання електричним нагрівачем, теплої води, або за допомогою рідкого осушувача, гарячий газоподібний холодоагент є найбільш широко застосовуваним методом для видалення інею з випарників в промислових холодильних системах. Під час розморожування гарячим газом подача холодного холодоагенту припиняється, тоді як частина пари гарячого холодоагенту, що виходить із компресорів, перенаправляється до випарника.

Оскільки велика частина інею на випарнику з повітряним охолодженням прилипає до ребристих поверхонь, необхідно ефективно підводити тепло до оребрення випарника, щоб розтопити іній. Під час процесу розморожування гарячим газом холодоагент конденсується під високим тиском всередині труб випарника нагріває поверхні трубок, які, в свою чергу, нагрівають ламелі випарника, що контактують з трубами. Ребро відводить теплову енергію від свого заснування (трубок), щоб нагріти налиплий іній, в кінцевому підсумку змінюючи його фазу з твердої на рідку. Після цього основна частина конденсату самопливом стікає по змійовику в дренажний піддон.

При відтаюванні гарячим газом повітроохолоджувач прогрівається рівномірно, тому вона проходить швидше в порівнянні з електричною, де нагрів відбувається тільки в місцях закладення ТЕН-ів і значна частина споживаної енергії витрачається на нагрів навколишнього повітря, а не трубок і ребер теплообмінного апарату.

Скорочення часу відтавання призводить до збільшення тривалості роботи холодильної установки в режимі охолодження і кращого збереження продукції. Крім цього, при відтайці гарячим газом знижується як вартість повітроохолоджувача, так і вартість підключення системи холодопостачання до електромереж. Також перевагою уприскування гарячого газу в випарник є видалення масла і повернення його в компресор.

Вибір типу відтаювання має прямий вплив на якість зберігання плодоовочевої продукції.

В першу чергу, заміна типу відтаювання електронагрівачами на відтайку гарячими газами, на вже працюючих установках, дозволяє скоротити енергозатрати. Редукція енергетичних втрат відбувається через збільшення ефективності відтаювання, що у свою чергу зменшує час відтаювання загалом. Відтайка гарячими газами опосередковано впливає на якість зберігання продукції, так як зменшуються тепловиділення під час роботи холодильної установки, це призводить до зменшення добових коливань температури в приміщенні камери. Тому ретрофіт холодоагенту для діючих установок, та удосконалення обладнання сьогодні має велике значення для розвитку холодильної технології.

Список джерел:

1. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Підвищення ефективності системи охолодження плодоовочесховищ. - Вісник міжнародної академії холоду 2013. – Вип 4 – с. 16 –20
2. Жихарева, Н.В. Математична модель процесів зберігання плодоовочевої продукції – «Харчова наука і технологія» – 2013. – № 4 (25) – С. 107-111.
3. «Данфос» Відтайка повітроохолоджувачів гарячим газом в комерційних і напівпромислових холодильних системах.
4. Atilla G. Devenciog̃lu, Vedat Oruç Energetic performance analysis of R466A as an alternative to R410A in VRF systems.
5. K. Harby Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview.

*Наукові керівники Козут В.О. т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ
Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ,*

SYSTEM AIR CONDITIONING, CREATING DECORATIVE FOUNTAINS FOR COOLING AIR

Dragnev M, student ONAFT,

The main condition for ensuring maximum comfort of human life is increasing interest in new and modern technical means. One example of the beneficial and beneficial effects of water on human life is the use of fountains. Decorative fountains are an element of three-dimensional compositions, organize the microclimate of the open spaces of the city and create favorable conditions for relaxation. The circulating water of the fountains can be successfully used to cool the condensers of the refrigeration units or directly to cool the air in the surface air coolers of the air-conditioning systems. [1, 2,3]

The main purpose in modeling the air conditioning processes of thermal calculation of the fountain is to determine the water temperature in its bowl, which can be done after analyzing the following components of the thermal balance of the fountain: thermal load from the condensers of refrigerators and from circulating pumps, from solar radiation, cooling water due to heat- and mass transfer (in jets and from the surface of the bowl).

In addition, it is necessary to take into account the storage capacity of water in the bowl of the fountain and its effect on the daily course of the temperature of the cooled water.

The mathematical model of the air-conditioning system is based on the analyzed workplaces that can be used in the complex: various optimal parameters; Choosing the best equipment and optimizing the operating mode.

The model takes into account that the energy of the refrigeration unit can be transmitted in the form of thermal and mechanical work in optimal conditions of the compressor. On the basis of the conducted analysis, the thermo-economic optimization of the central air-conditioning system and the typical single-stage cooling system

Studying such complex systems as air conditioning systems in the air, requires system analysis using mathematical modeling methods. For this purpose, the air conditioning system is subdivided into subsystems and separate elements, for which then a quantitative analysis is performed on the basis of mathematical models of subsystems.

Methodology is modeling of air conditioning systems using decorative fountains for cooling air in surface air coolers of air conditioning systems.

For the principal scheme of the microclimate air conditioning system, the input and output parameters of each subsystem and system as a whole are indicated. For each subsystem, the independent control variables are assigned, which, along with the input variables, allows you to determine the output parameters, as well as the subsystem costs listed.

Optimization of air conditioning system is carried out in three stages.

The main equations of the model are the equation of balance of air, total heat, moisture, gases and apparent heat indoors:

At the first stage, the structure and performance of the air conditioning system, the nature and the load are optimized

At the second stage optimization of subsystems is carried out according to various technological and constructive parameters. Finally, in the third stage, the basic variants of the structure and performance of the air conditioning system are optimized along with optimal subsystem variants. In this case, all possible combinations are considered. [4, 5]

Decorative fountains used for cooling water can be made in three schemes (Fig. 1). It is easy to see that Schemes 1 and 2 are out of Scheme 3, so when considering a task in general, it will be calculated.

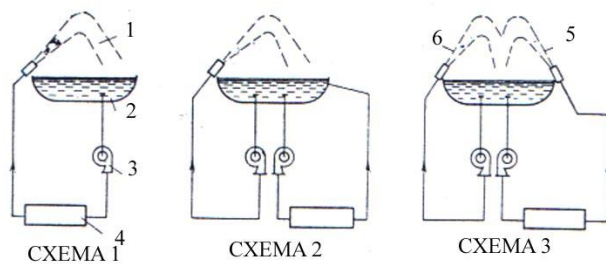


Fig. 1. Schemes of fountains: 1 - streams; 2 - a fountain; 3 - pump; 4 - capacitor; 5 - working jets; 6 - decorative jets

This model of fountain calculation takes into account the dynamics of heat load from the air-conditioning systems absorbed by the solar radiation, water time of the decorative and working jets, which accumulates the water capacity of the fountain bowl and the change of the outside air parameters. The method allows to determine the daily course of the temperature of the cooled water, to analyze the thermal regime of the fountain and to choose the optimal variant of work of jets by hours of the day

The developed mathematical model (its software implementation in the MathCad environment) provides a sufficient level of approximation to the problem of thermal calculation of fountains connected to air-conditioning systems. This allows us to apply the model to the study of air conditioning processes. The proposed method of thermal calculation of the fountain takes into account the dynamics of thermal load from the air conditioning systems, absorbed by the solar radiation, the time of decorative and working jets, which accumulates the water capacity of the bowl of the fountain and change the parameters of the outside air.

With the help of the developed program it is possible to determine the daily course of the temperature of the cooled water, to analyze the thermal regime of the fountain and to choose the optimal variant of work of jets by hours

Zhykharieva N. s.t.f., ass. Prof, ONAFT

УДК 697.91.94.97

ОСОБЛИВОСТІ ЧИЛЕР-ФЕНКОЙЛОВИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Балацький А.Ю., бакалавр ІХКЭ ОНАХТ, Роботько М.Ю., Остапенко Д. бакалавр ІХКЭ ОНАХТ Одеса,

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

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

Нами розглянуті переваги чилер-фенкойлових систем:

- цілорічна автоматична підтримка заданих параметрів повітря в кожному приміщенні будівлі одночасно при зміні навантаження на систему кондиціонування повітря;

- у великій кількості приміщень можна одночасно регулювати різні температурні режими;
- економія електричної, теплової енергії і палива;
- можливість поетапного введення системи в експлуатацію і нарощування потужності;
- гнучке місцеве регулювання теплової і холодильної потужності фенкойлов, централізоване управління чилером;
- спеціальне малощумне виконання чилера, зниження рівня звукової потужності вентилятора фенкойла при регулюванні його швидкості обертання та ін.

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

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

УДК 697.91.94.97

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРОХОДЯТЬ В ПРИМІЩЕННЯХ ПРИ КОМФОРТНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯМ ПОВІТРЯ

Зуб Н.Г., магістр ІХКЕ ОНАХТ, Кияненко А.Д. магістр ІХКЕ ОНАХТ

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.

Продуктивність систем кондиціонування повітря залежить від розрахункових умов теплового періоду року, регламентованим БНіП. Розрахунок надходжень тепла через зовнішні огороження в теплий період року ускладнюється значними коливаннями температури зовнішнього повітря протягом розрахункової доби й ще більшими коливаннями температури зовнішнього повітря на поверхні непрозорих зовнішніх огорожень, що обігріваються сонцем. Вплив робить також масивність огорожень, завдяки чому коливання температур на їхній внутрішній поверхні зменшуються й запізнюються стосовно коливань температур на зовнішній поверхні.

Розглянуті методи надходження тепла через зовнішні непрозорі огороження в теплий період року визначається за методом Стюарта, за спрощеним інженерним методом та за методом Шкловера.

Для досягнення цієї мети ставилась задача опробування методів розрахунку теплонадходжень. Врахування впливу сонячної радіації при розрахунках теплоприпливів через огороження точніше визначається за методом Шкловера.

При розрахунку тепло-вологісного навантаження приміщення для теплового періоду року важливу роль грає розрахунок надходження теплоти сонячної радіації. Кількість теплоти сонячної радіації, що надходить у приміщення, залежить від розмірів і форми світлових прорізів, типу й теплотехнічних властивостей заповнення світлових прорізів, зовнішніх стін і покриття, а також від сонцезащитних пристроїв. З огляду на ці особливості, точнішим являється метод Шкловера.

Цей метод враховує дані значення щільності теплового потоку прямій і розсіяної сонячної радіації самого жаркого місяця, що пройшов через горизонтальне або вертикальне остеклення світлових прорізів; визначення коефіцієнтів опромінення прямій і розсіяної радіації, інсоляції, теплопропускания остеклення світлових прорізів; визначення теплового потоку сонячної радіації через світловий проріз; визначення коефіцієнтів теплосасвоєння для огорожень і встаткування; визначення величини гасіння коливань температури зовнішнього повітря в конструкції, що обгороджує, з обліком запізнювання температурних коливань; визначення загального теплового потоку надходження теплоти від сонячної радіації через стіни й покриття.

Метод Шкловера дозволяє точно визначити надходження теплоти сонячної радіації в приміщення при проектуванні систем кондиціонування повітря.

Проведенні дослідження дозволяють з великою точністю виконувати розрахунки теплонадходжень через огороження, що дозволяє правильно підібрати системи кондиціонування повітря.

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.

*Наукові керівники Когут В.О. т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ
Жихарєва Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ,*

УДК 621.560

ЗАСОБИ ЗАХИСТУ ПРОДУКТІВ (ПЕРЕВАЖНО РОСЛИННОГО ПОХОДЖЕННЯ) ВІД ВПЛИВУ КОЛИВАНЬ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПІД ЧАС ЗБЕРІГАННЯ І ТРАНСПОРТУВАННЯ

Сьомкін Є. В. бакалавр ІХКЕ ОНАХТ

Якість овочів, фруктів та ягід під час зберігання і транспортування в охолодженому стані насамперед залежить від підтримання на стабільному рівні необхідних тепловологічних режимів.

Періодичні порушення параметрів технологічного регламенту, які час від часу виникають в охолоджуваному об'ємі камер, призводять до підвищення коливань температури продукту до значень, що набагато перевищують нормативні. При зберіганні і транспортуванні свіжих рослинних продуктів це призводить до активації процесів життєдіяльності, прискорення мікробіологічних і біохімічних процесів – збільшення інтенсивності дихання, тепловиділень продукту, що прискорює його досягання і скорочує термін зберігання.

Тому сьогодні розповсюдження набуває застосування методів і засобів, що сприяють зменшенню впливу коливань температури в охолоджуваному просторі безпосередньо на продукт під час його зберігання або транспортування.

Так, для зберігання і транспортування свіжих швидкопсувних продуктів, зокрема, фруктів, овочів та зелені, застосовують об'ємну тару з картону, гофрокартону, полімерних матеріалів або паперу, всередині якої розміщують акумулятори холоду. Акумуляторами холоду служать ємності або пакети з полімерних матеріалів, заповнені охолоджувальним матеріалом у рідкому (вода, водяні розчини солей), або у твердому стані (природний, або штучний, або сухий лід). Також акумуляторами холоду можуть служити монолітні шари з твердого охолоджувального матеріалу, загорнуті у пакувальний папір, або у плівковий матеріал, або у фольгу. Акумулятори холоду перед закладанням у тару піддають попередньому охолодженню до температур, значно нижчих за 0 °С. Наприклад, відоме пакування для зберігання або транспортування харчових продуктів, де охолоджувальним матеріалом є вода з температурою (-18...6) °С], а також упаковка для зберігання і транспортування свіжої, де застосовують воду і водяний лід з температурою (-25...10) °С. При цьому шари продукту, які безпосередньо контактують з акумуляторами холоду, охолоджуються до температур, значно нижчих за 0 °С, що може призвести до їх переохолодження і незворотного псування (особливо при зберіганні свіжої рослинної сировини). Для уникнення контакту продукту з охолоджувальним матеріалом використовують паперові або картонні оболонки,

що не є доцільним, оскільки вони матеріали не є надійними теплоізоляційними матеріалами [1].

Тара з м'яких матеріалів під впливом коливань температури та відносної вологості повітря камер зволожується, що призводить до її руйнування та легко пошкоджується під час зберігання, транспортування або проведення завантажувально-розвантажувальних робіт, що може призвести до пошкодження продуктів.

Упаковки такого типу доцільно використовувати під час транспортування і короткотривалого зберігання продуктів.

Для захисту продукту від коливань температури навколишнього середовища при довготривалому зберіганні продукту в умовах регульованого газового середовища може бути використаний контейнер для сільськогосподарської продукції, що містить герметичний полий корпус з теплоносієм і кришку з виступами в нижній частині, ємність для продуктів з газопроникними боковими стінками і перфорованим дном, встановлену у корпусі з зазором. На усій внутрішній поверхні корпуса розташований капілярно-шпаристий матеріал для зволоження газового середовища в контейнері. У днищі корпуса є заглиблення, а у верхній частині – ущільнювальний паз для взаємодії з виступами кришки, при цьому паз і заглиблення служать для заповнення їх водним розчином неорганічних солей, а контейнер обладнано засобом для подачі та відведення газової суміші. Верхня частина капілярно-шпаристого матеріалу розташована вище краю ущільнювального пазу, а нижня - занурена в рідину в заглибленні, де розташовано ряд вертикальних капілярно-шпаристих пластин, над якими встановлена перфорована підставка.

Охолоджену до температури зберігання продукцію розміщують в ємності для продуктів, яку вкладають із зазором в попередньо підготовлений контейнер. Для цього в заглиблення контейнера заливають на 1/3 по висоті охолоджений розчин неорганічної солі, змочують ним поверхню капілярно-шпаристого матеріалу, заливають цей розчин в ущільнювальний паз. Після розміщення ємності з продуктом всередині контейнера його закривають кришкою, при цьому нижній виступ занурюється в рідину в ущільнювальному пазу, внутрішній об'єм герметизується. Контейнер підключають до системи розподілення газової суміші. Після продування газовою сумішшю внутрішнього об'єму контейнеру всередині встановлюються необхідні газовий і тепловологісний режими зберігання. Для захисту від зовнішніх теплоприпливів, відведення фізіологічного тепла та організації направленої конденсації водного пару за межами ємності в порожнистий корпус контейнера за допомогою вентиліа заливають охолоджений теплоносіє. При зберіганні під час циркуляції газової суміші волога конденсується на капілярно-шпаристому покритті кришки та попадає в ущільнювальний паз. При перевищенні встановленого рівня рідини попадає у заглиблення. Контейнер час від часу продувають свіжою газовою сумішшю [2].

Також відомий спосіб зберігання овочів та фруктів у контейнері, що являє собою теплоізолюваний корпус і камеру, встановлену в корпусі з утворенням зазору між їх стінками. З метою збереження якості продукту при мінусових температурах навколишнього середовища, контейнер обладнаний електронагрівачем, що знаходиться під днищем камери, та розташований у боковій стінці корпуса датчиком температур, який містить заповнену водою ємність у вигляді конусу з основою із еластичного матеріалу та поєднаний з основою підпружинений шток для замикання і розмикання контактів електронагрівача. Наявність повітряного прошарку та термоізоляційної стінки камери забезпечує підтримання мінімальних температур усередині контейнера, на рівні +2...+4°C. При цьому використання елек-

тронагрівачів призводить до значних додаткових витрат електроенергії при зберігання великих об'ємів продукту [3].

Також як засіб стабілізації температури продукту в умовах порушень температурних режимів можливе використання охолоджуваних ємностей з полімерного матеріалу, з подвійними стінками, простір між якими заповнений рідиною з високою тепловою інерційністю. Як рідину з високою тепловою інерційністю використовують воду, водяні розчини солей, незамерзаючу воду у капілярних трубках, багатоатомні спирти (гліцерин, продукти його термічної олігомеризації, пропіленгліколь) або їх водяні розчини.

Вищерозглянуту ємність попередньо охолоджують до температури, що відповідає параметрам технологічного регламенту зберігання продукту, після чого всередину поміщають охолоджений до температури зберігання продукт (наприклад, фрукти або овочі), закривають кришкою, і упакований продукт закладають на зберігання до камери, що охолоджується [1-4].

Оскільки такі засоби захисту продукту від коливань температури в камері мають є як технічно, так і технологічно досить складними, доцільність їх застосування визначається в кожному окремому випадку (в тому числі, залежно від виду і сорту продукту).

Застосування вищерозглянутих засобів дозволяє забезпечити мінімальні коливання температури та відносної вологості усередині упаковки та робить можливим зберігання продукту при більш низьких температурах без змінення показників теплової інерційності тари.

Список інформаційних джерел

1. Опис до патенту України на корисну модель №100448 «Стояковий піддон для сільськогосподарських харчових продуктів або сировини / Томчик О. М., Савін С. М., Кочетов В. П.; ОНАХТ. № u201501051, заявл. 10.02.2015, опубл. 27.07.2015, бюл. № 14, 8 с.

2. Опис до патенту України на корисну модель №118674 «Спосіб зберігання сільськогосподарських харчових продуктів або сировини» / Томчик О. М.; ОНАХТ. № u201613596, заявл. 29.12.2016, опубл. 28.08.2017, бюл. № 16, 7 с.

3. Опис до патенту України на корисну модель № 41517 «Пластикова тара для зберігання плодоовочевої продукції / Томчик О. М.; ОДАХ; № u200814732 заявл. 22.12.08; опубл. 25.05.2009, бюл. № 10. 2 с.

4. Томчик О. М., Хмельнюк М. Г., Гоголь М. І., Ольшамовський В. С. Ефективність зберігання соковитої рослинницької продукції в упаковках з підвищеною тепловою інерційністю та акумулятивною здатністю. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції (18-19 жовтня 2018 р., Миколаїв, НУК ім. адмірала Макарова). Миколаїв, 2018. С. 545-547.

Науковий керівник Томчик О. М., к.т.н., асист. кафедри ХУіКП ОНАХТ

ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ПЛАНУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИКІВ-ПЛОДООВОЧЕСХОВИЩ

Клімкін В. О. бакалавр ІХКЕ ОНАХТ

Розгляд проектних рішень та результатів обстежень холодильників для зберігання рослинної продукції показало, що вони підрозділяються за місткістю на малі (≤ 500 т.), середні ($500 \div 5000$ т.), великі (> 5000 т.), і в відповідно до норм о проектування [15, 16] класифікуються:

- за призначенням;
- за видами продукту;
- за способами складування;
- за способами створення мікроклімату;
- за способами застосування додаткових факторів впливу (РГС, МГС, озонування та ін.).

При виборі проектного рішення охолоджуваного сховища основним критерієм оцінки є рівень капітальних витрат на будівництво. При цьому не завжди враховують той фактор, що для обраного конкретного виду продукту планування холодильника повинно відповідати схемі технологічного процесу і особливостям обраної системи охолодження. У багатьох випадках планування будівельної конструкції не передбачає можливості подальшого проведення додаткових будівельних робіт з метою збільшення місткості холодильника при одночасному використанні діючого охолоджуваного блоку.

Розгляд типових і індивідуальних проектів холодильників-плодоовоцехраніліщ дозволив класифікувати планувальні рішення з урахуванням наступних об'ємно-планувальних факторів:

- наявність або відсутність коридорів;
- розташування коридорів всередині або поза охолоджуваним контуром;
- наявність або відсутність приміщень для обробки продукту;
- розташування приміщень для обробки продукту всередині або поза охолоджуваним контуром.

Велике значення має розташування підсобних та допоміжних приміщень. Найчастіше машинне відділення і підсобні приміщення (трансформаторні підстанції, електрощитові, КВП, насосні станції, вентиляційні камери, станції газових середовищ, котельні, приміщення для технічного обслуговування електронавантажувачів, склади різного призначення та ін.) розміщують з однієї з торцевих сторін холодильника в блоці з службовими та адміністративно-побутовими приміщеннями. При децентралізованому холодопостачанні холодильні установки розміщують під навісом (на 0,2 м вище рівня землі) з боку охолоджуваних камер.

Отже, вибір планувального рішення необхідно здійснювати з урахуванням планованої місткості і призначення холодильника, систем охолодження і холодопостачання, а також видів продукції і способів її розміщення на основі діючих нормативних документів.

Список інформаційних джерел

1. Кочетов В. П., Томчик Е. Н. Исследование характеристик структуры холодильного хозяйства системы хранения продовольственных запасов // Холодильна техніка і технологія. 2008. № 2 (112). С. 50-52.

2. Кочетов В. П., Томчик Е. Н. Анализ проектных решений холодильников для хранения растительной продукции // Холодильна техніка і технологія. 2012. № 2 (136). С. 17-20.

3. Зберігання і переробка продукції рослинництва / Г. І. Подпрятков, Л. Ф. Скалецька, А. М. Сеньков, В. С. Хилевич – К.: Мета, 2002. — 495 с.: іл.

Науковий керівник Томчик О. М., к.т.н. асист кафедри ХВиКП ОНАХТ

УДК 621.56/.59:623.8.01/.08

КЛІМАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ (LCCP)

Сазанський А.Р., аспірант, ІКХЕ, ОНАХТ

Кліматична характеристика життєвого циклу або LCCP є стандартним показником при порівнянні різних технологій по їх впливу на зміну клімату та вимірюється як приблизний еквівалент викидів CO₂, виражений в фунтах.

Традиційні холодильні системи на Гідрофторвуглеці (ГФУ) мають прямим і непрямим дією на величину LCCP. Пряма дія визначається безпосереднім викидом холодоагенту в атмосферу і засноване на значенні потенціалу глобального потепління (ПГП) холодоагенту (як і LCCP, ПГП заснований на зміні клімату при викидах холодоагенту в атмосферу в порівнянні з CO₂).

Викид холодоагенту в атмосферу ні в якому разі не повинен бути навмисним (це заборонено в багатьох країнах), проте це періодично трапляється в перебігу життєвого циклу холодильних систем, переважно у вигляді витоків. Оскільки ці витоків можуть бути мінімізовані, застосування холодоагентів з низьким ПГП, таких як CO₂, може звести цей параметр до незначної величини (ПГП CO₂ - 1, в той час, як ПГП для R404a - 4000). Важливо відзначити введення норм і правил, які накладають грошові штрафи за витоків холодоагентів.

Методологія розрахунку LCCP застосовна до стаціонарних систем охолодження, кондиціонування повітря і теплових насосів, які працюють з циклами стиснення пари і харчуються в основному електрикою від електромережі. LCCP складається з двох основних категорій викидів: прямих і непрямих викидів.

$LCCP = \text{прямі викиди} + \text{непрямі викиди}$



Рис.1

Підхід до розрахунку LCCP заснований на керівництві IIR (Hwang, 2015), яке застосовується до стаціонарних систем охолодження, кондиціонування повітря і теплових насосів. Ці системи зазвичай працюють з паровим компресором і харчуються від електрики.

LCCP складається з прямих і непрямих викидів, як показано на рис. 1, а розраховується в кг CO₂-екв. Компонент прямих викидів складається з витіку холодоагенту і розкладання холодоагенту в атмосфері. Непрямі викиди включають викиди CO₂ в результаті споживання енергії, виробництва матеріалів, виробництва холодоагентів і переробки матеріалів і холодоагентів.

Список використаних джерел:

1. <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2723&context=iracc>
2. <http://ref.org.ua/upload/iblock/bc0/IIR-Guideline-for-Life-Cycle-Climate-Performance-2015-English.pdf>

Науковий керівник Хмельнюк М.Г., д.т.н, проф., кафедри ХУіКП ОНАХТ

УДК 621.565

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛООВОГО І КОНСТРУКТИВНОГО РОЗРАХУНКУ КОЖУХО- ПЛАСТИНЧАСТОГО КОНДЕНСАТОРА

Заруба Г.Г., студент бакалавр, м. Одеса, Одеська національна академія харчових технологій

Кожухопластинчастий теплообмінний апарат являє собою гібридний варіант, який представляє ідеальне поєднання переваг пластинчастого теплообмінника (компактність, високий коефіцієнт теплопередавання) і кожухотрубного (надійність, високі робочі тиски, високі температури, відсутність великої кількості ущільнень). Сукупність цих факторів веде до зменшення площі теплообміну, компактності апарату, зниження його ваги і вартості, зниження вартості і часу обслуговування. Загальний вигляд конденсатора надано на рис. 1.

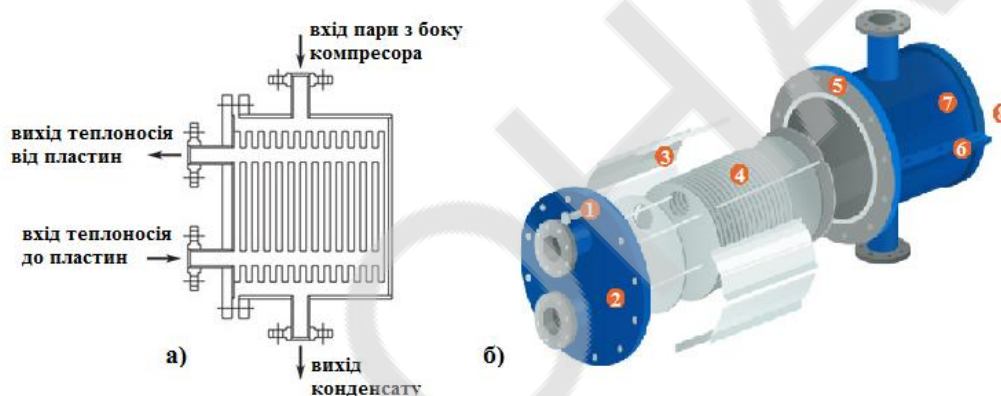


Рис. 1. Кожухопластинчастий конденсатор: а) – схема руху потоків; б) – загальний вигляд.

1 – елементи кріплення, 2 – кришка торцева прохідна, 3 – ребра дистанційні, 4 – пакет касет,
5 – фланець, 6 – ребро опорне, 7 – кожух, 8 – кришка торцева глуха.

Теплообмінник складається з кожуха 7, де розміщено пакет касет 4. Пакет касет прикріплено до передньої торцевої прохідної кришки 2. Через торцеві патрубки до апарату підключають систему циркуляції теплоносія. Конденсація холодоагенту здійснюється під кожухом 7 на зовнішній поверхні касет. Пара холодоагенту входить через патрубок зверху кожуха, а конденсат виходить знизу. Розрахунок теплопередавання пропонується проводити звикористанням рівнянь тепловіддавання руху потоку рідини в трубках і каналах (рів. 1) та конденсації пари, що рухається у вертикальних каналах (рів. 2) [1].

$$\alpha_{\text{ТН}} = 132276 \cdot n^{-0.8} \quad (1)$$

$$\alpha_{\text{а}} = 5730 \cdot n^{-0.12} \cdot \theta_{\text{а}}^{-0.25} \quad (2)$$

де n – кількість касет в апараті.

Використовуючи графоаналітичний метод розрахунку густини теплового потоку, вирішуємо систему двох рівнянь (рів. 3):

$$\begin{cases} q_{ТН} = 132276 \cdot n^{-0.8} \cdot \theta_{ТН} \\ q_a = 5730 \cdot n^{-0.12} \cdot \theta_a^{0.75} \end{cases} (3)$$

На рис. 2, 3, 4 у графічній формі наведено тепловий та конструктивний розрахунки кожухопластинчастого конденсатора. Визначено теплову потужність конденсатора Q_k , як функцію величини теплопередавальної поверхні касет F .

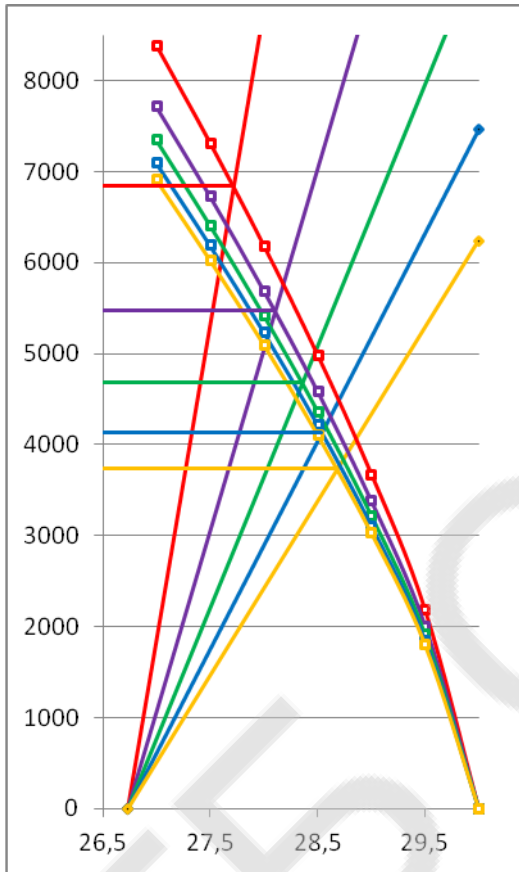


Рис. 2 Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку від температурного напору в конденсаторі іта кількості касет.

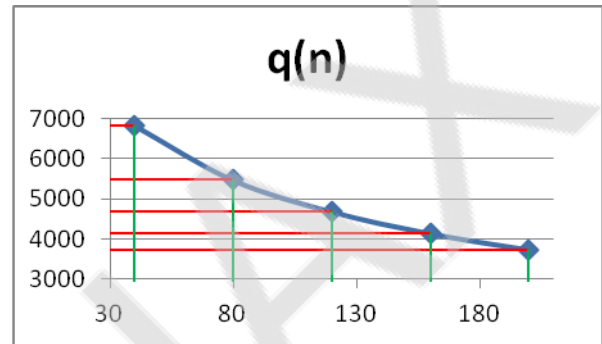


Рис. 3 Залежність густини теплового потоку q від кількості касет в конденсаторі.

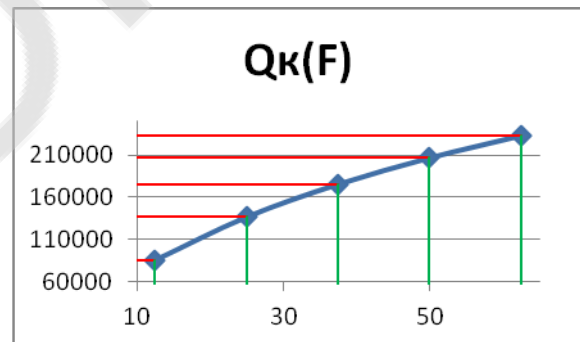


Рис. 4 Залежність теплової потужності конденсатора Q_k від тепло передавальної поверхні касет F .

Запропонований метод дозволяє в процесі проектування використати варіантні розрахунки конструкції теплопередавальних касет на засадах енергозбереження.

Інформаційні джерела:

1. Тимофеевский. Л. С. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И., Сакун И.А./Хлодильные машины – СПб.: Политехника, 1997. – 992 с.

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

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ З ПРЯМИМИ РЕБРАМИ

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

Загальноприйняте уявлення про механізм тепловіддавання поздовжнього ребра прямокутного профілю сформувалося досить давно і глибоко вкоренилося. Це представлення стало свого роду парадигмою, яка визначає не лише сучасний підхід до опису роботи ребер, а й напрямок експериментальних робіт в цій галузі.

В рамках цієї парадигми для оцінки ефективності ребер традиційно використовується критерій Біо, який призначений для опису теплообміну при нестационарній теплопровідності.

Використання критерію Біо в завданні стаціонарного тепловіддавання ребра не є інформативним і ніяк не характеризує досліджувані процеси теплообміну.

На основі теоретичного аналізу тепловіддавання прямого ребра показано, що при русі газу уздовж ребра, його температура змінюється нерівномірно і розподіл температури сильно залежить від напрямку руху газу щодо ребра. Це пояснюється тим, що теплопровідність ребра при паралельному напрямку руху газу і теплового потоку в ребрі виходить більшою, ніж при зустрічному русі теплового потоку і газу, що омиває ребро.

Це дозволяє поліпшити конструкцію теплообмінних апаратів для нагрівання або охолодження газів без збільшення їх матеріаломісткості та помітного ускладнення технології виробництва.

Для цього отвори в ребрах необхідно прошивати не посередині, а декілька зміщеними в ту або іншу сторону. Напрямок зміщення отворів в ребрах залежить від напрямку теплового потоку в ребрі, або, що те ж саме, – від призначення теплообмінного апарату. Якщо газ в теплообмінному апараті нагрівається, то отвори в ребрах зміщуються назустріч руху газу в апараті. І, навпаки, якщо відбувається охолодження газу в теплообмінному апараті, то зміщення ребер необхідно проводити у напрямку руху газу. Оптимальна величина зміщення залежить від багатьох параметрів і повинна визначатися в результаті розрахунку.

Така зміна конструкції апарату не вимагатиме збільшення витрат матеріалів і легко реалізується, даючи при цьому цілком помітне підвищення ефективності роботи апарату.

*Науковий керівник: Кравченко М.Б., д.т.н.,
професор кафедри криогенної техніки ОНАХТ*

РОЗРОБКА ФОРМАЛІЗОВАНОЇ МОДЕЛІ ЦИКЛУ ВИСОКОГО ТИСКУ

Користа О.Ю., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Створена формалізована схема циклу високого тиску, заснована на використанні різних типів вузлових точок. Для даної схеми розроблена термодинамічна модель циклу, що складається з початкових даних, рівнянь процесів в елементах розглянутої установки, а також рівнянь матеріального і енергетичного балансів. Виходячи з цієї моделі визначено число незалежних змінних, яке необхідно додатково поставити для однозначного розрахунку циклу.

Запропоновано математичну модель розглянутого циклу, що використовує теорію графів і матричну алгебру. Побудований граф енергетичних потоків циклу і складена від-

повідна йому матриця інцидентності. Розглянуто спосіб формалізованого підходу до написання рівнянь енергетичних балансів для заданих контурів.

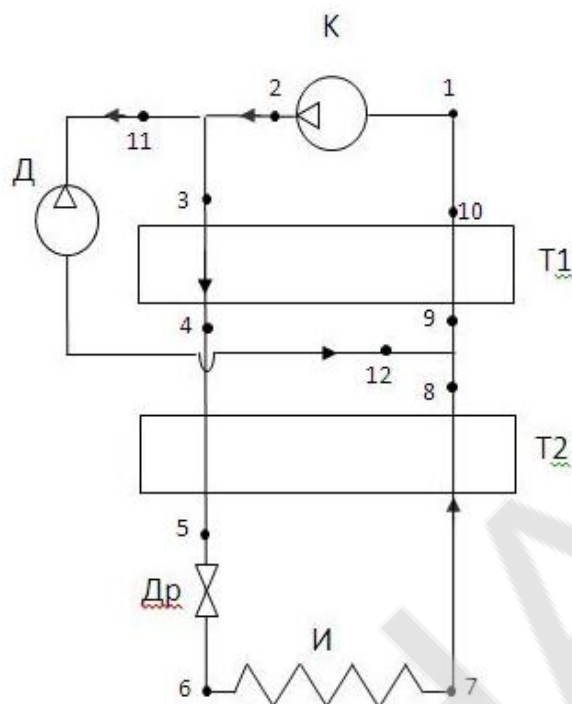


Рис. Схема циклу високого тиску (К – компресор; Д – детандер; T1, T2 – теплообмінники; Др – дросель; I – випарник)

Науковий керівник: Троценко О.В., д.т.н.,
професор кафедри криогенної техніки ОНАХТ

ОСОБЛИВОСТІ ЗБЕРІГАННЯ КВІТКОВОЇ ПРОДУКЦІЇ

Мовчан В.В., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Торгівля квітами – бізнес вічний і безпрограшний. Яка би фінансова криза не стрясала країну, свята, дні народження та весілля ніхто не скасує. А значить, квіти завжди будуть користуватися попитом.

Зрізані квіти є тендітним товаром, повний термін їх зберігання при правильному температурному режимі становить 20 днів.

Квіти роздрібні торговці, в т.ч. і салони квітів, беруть у оптових компаній.

Всі ці компанії не тільки імпортують квіти з Голландії, де знаходиться найкрупніша в Європі оптова квіткова біржа, але і вирощують продукцію у власних теплицях. На сьогоднішній день в Україну імпортується лише 40% від загального обсягу ринку зрізаних квітів.

За цей час дистриб'ютору потрібно встигнути закупити квіти, а власнику квіткового магазину, в свою чергу, реалізувати їх кінцевому покупцю. Тому, будь-яка затримка в ланцюзі загрожуватиме квітковому бізнесу великими збитками.

Таким чином, грамотне планування асортименту, правильне зберігання квітів допоможе мінімізувати витрати від зіпсованого товару.

В роботі розглянуто оптовий склад з продажу квітів, як ланка безперервного ланцюга.

Оптовий склад розташовується в Роздільнянському районі Одеської області, який дозволить забезпечувати квітами Одесу і область.

Склад складається з трьох камер зберігання квітів і підсобних приміщень.

У камерах передбачається зберігати найбільш популярні квіти – це троянди, гвоздики і хризантеми.

Для збереження якості зрізаних квітів необхідно швидке охолодження після збору врожаю, підтримання оптимальної температури і відносної вологості в період зберігання.

У зрізаних квітах тривають всі основні обмінні процеси життєдіяльності (випаровування, дихання). Чим активніше йтимуть обмінні процеси, тим швидше квітка зів'яне і загине.

Так само важливою особливістю зберігання квітів є сумісність зберігання в одному приміщенні. Деякі продукти обміну одних квітів можуть бути токсичні для інших і прискорюють їх в'янення.

Гвоздики і троянди сумісні тільки самі з собою. Хризантеми сумісні з тюльпанами.

Температури та вологості режими зберігання квітів також різні.

Особливості зберігання квітів. Час від зрізу троянди з куща до моменту поміщення її в воду не повинно перевищувати 30 хвилин. В іншому випадку відбувається передчасне в'янення троянди.

Для транспортування зрізаних троянд в холодильній камері застосовують спеціальні ванни різних конструкцій. Після зрізу, троянди в спеціальних вкладишах поміщають в ці ванни з розчином спеціальних препаратів з температурою розчину 6-8°C.

У міру наповнення ванн, їх відправляють в технологічну холодильну камеру з температурою 8 °С і відотною вологістю повітря 75-80% на «відпаювання» зрізаних квітів.

У період «відпаювання» відбувається гальмування біологічних процесів. Крім того зрізані троянди «накачують» в себе розчин спеціальних препаратів, які містять антибактеріальні речовини. Після «відпаювання», яке триватиме добу, троянда надходить на сортування.

У процесі сортування троянди пов'язують в «букети» і упаковують в спеціальну плівку.

Упаковані «букети» поміщають в спеціальні контейнери для мокрого зберігання.

Якщо троянди імпортують з Голландії, то їх укладають в спеціальні коробки з парафінованого картону (сухе зберігання).

Упаковані в контейнери і коробки троянди відправляють в охолоджуваний склад мінімум на 6-8 годин. Температура зберігання троянди 2-4 °С при відносній вологості повітря не більше 75-80%.

Далі, троянду можна відправляти споживачеві спеціальним транспортом.

Гвоздики і хризантеми проходять приблизно схожий з трояндами процес від моменту зрізу до споживача.

При тривалому холодному зберіганні (0 ... 1°C) гвоздик пакувальні пакети щільно закривають для кращої ізоляції квітів від зовнішнього середовища.

Коливання температури в камерах зберігання гвоздик неприпустимі.

Найбільш ефективно зберігання із ступінчастим температурним режимом, тобто поступовим переходом від зниженої температури до кімнатної. При цьому квіти поміщають в іншу камеру з температурою до 10 °С і відотною вологістю повітря 70-90%.

Зрізані хризантеми добре зберігаються при невеликій температурі – близько +4 градусів. Без будь-яких хитрощів вони можуть зберегтися при такій температурі тривалий час, а відрізані бутони тримаються в таких умовах три тижні. Хризантеми люблять ви-соку вологість повітря 80-90%.

*Науковий керівник: Соколовська В.В., к.т.н.,
доцент кафедри криогенної техніки ОНАХТ*

ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМНИХ І ЕНЕРГЕТИЧНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ СУЧАСНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ

Богданов І.Є., студент ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Холодильний компресор вважається найважливішим і складним технічним пристроєм в холодильній системі. 80% всіх компресорів, які випускає холодильна промисловість, є поршневиими, так як такими компресорами комплектують машини від найменших до досить великих.

Зростаючі вимоги до енергетичної ефективності, простоти в експлуатації, універсальності компресорів, використання нових екологічно безпечних холодоагентів, зростаюча конкуренція, а також накопичена у розробників, як самих компресорів, так і комплектуючих, чимала кількість інноваційних рішень призвели до прогресивного розвитку холодильних поршневих компресорів за останні 50 років.

Впровадження сучасних рішень в конструкцію поршневих компресорів дозволило суттєво збільшити їх енергетичну ефективність без збільшення вартості.

Сучасні поршневі компресори працюють на високому тиску конденсації до 32 бар, мають клапанні плити нової конструкції з оптимально підібраними кількістю отворів для всмоктування і нагнітання і їх діаметрами. Поршні і шатуни сучасних компресорів в залежності від продуктивності виконують з легких конструкційних матеріалів. Для зниження величини «мертвого простору» торцеві поверхні поршнів виконують зі спеціальним рельєфом, що дозволяє поршням наблизитися до клапанної плити на максимально близьку відстань, не торкаючись клапанів. Нові тонкі сталеві кільця з покриттям зменшують перетікання і тертя до мінімальної величини. Так само електродвигуни сучасного компресора мають більш високі ККД та оптимальну номінальну потужність.

На сьогоднішній день основними виробниками таких компресорів є європейські фірми такі як: Bitzer, Bock, Frascold, DWM Copeland, які добре зарекомендували себе на українському ринку споживачів. Кожен з них має свої особливості, володіє рівнем високої надійності і відповідає найсуворішим вимогам.

Ні для кого не секрет, що сучасна українська холодильна індустрія працює тільки на іноземному обладнанні.

При проектуванні холодильної машини підбір компресора здійснюється на підставі його теплового розрахунку, кінцевим результатом якого є визначення теоретичної об'ємної продуктивності V_h , і споживаної потужності, N_e

Для визначення цих величин в розрахунках доводиться задаватися основними об'ємними і енергетичними коефіцієнтами: коефіцієнтом подавання λ , індикаторним η_i і механічним η_m ККД.

Обмежена кількість даних змушує українських проектувальників використовувати емпіричні залежності, встановлені понад 50 років тому на підставі наявного в той час в експлуатації парку поршневих холодильних компресорів, є результатом обробки експериментальних даних в межах умов, для яких вони складені. Такі дані не дають достовірні результати при розрахунку сучасних компресорів.

В результаті чого, виходять низькі значення енергетичної ефективності, високе енергоспоживання, і як наслідок збільшення капітальних і експлуатаційних витрат на холодильне обладнання.

Автори в роботі на підставі експериментальних даних, наявних в новітній технічній літературі, провели порівняльний аналіз об'ємних та енергетичних коефіцієнтів поршневих компресорів, різних виробників, отриманих експериментальним шляхом і розрахунковим, встановили робочі режими, в яких збіжність результатів задовольняє інженерній точності

розрахунків додаткових коефіцієнтів, що дозволили отримати достовірні результати теплових розрахунків.

Аналізу піддані напівгерметичні поршневі компресори німецьких виробників: Bitzer і DWM Copeland. З використанням сучасних робочих речовин, таких як R404a, R407C, R507A, R717, R744.

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

*Науковий керівник: Грудка Б.Г., к.т.н.,
ст. викладач кафедри криогенної техніки ОНАХТ*

УДК 621.592

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ЗРІДЖУВАЧА ГЕЛІЮ ЗА РАХУНОК ЗМІНИ СПОСОБУ ПОДАВАННЯ ПІДЖИВЛЮВАЛЬНОГО ПОТОКУ

Медушевський Є.В., аспірант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

Мета даної роботи – вивчення принципів роботи і особливостей зріджувача моделі 1400, що входить до складу комплексу виробництва рідкого гелію ТОВ «Кріоін Інжиніринг», а також встановлення залежності продуктивності по рідкому гелію від способу подачі підживлювального газу.

Установка 1400 служить для отримання рідкого гелію і для охолодження пристрою в замкнутому циклі до температури 4,2 К. Основними компонентами установки є: блок компресорів, блок попереднього очищення і блок зрідження.

Принцип дії установки наступний: гелій з балонів або реципієнтів надходить в блок компресора. У блоці компресора газ стискається і при кімнатній температурі направляється в зріджувач.

Газоподібний гелій спочатку стискається до 1,6 МПа в компресорах і надходить в блок очищення, а саме в міжтрубний простір, де охолоджується зворотним потоком до температури приблизно 88 К, і очищається від вологи і домішок оливи. Після теплообмінника гелій надходить в апарат очистки, а саме в змійовик, де охолоджується до 82 К і надходить в адсорбер. Змійовик і адсорбер розташовані в резервуарі, який заповнений рідким азотом. У адсорбері на холодній поверхні вугілля адсорбуються газоподібні домішки. Чистий гелій, вийшовши з адсорбера, направляється в трубки гелієвої секції теплообмінника, в якому підігрівається гелієм, що надходить на очищення. Потім гелій направляється через фільтр, очищається від вугільного пилу і прямує з блоку очищення в блок зрідження.

Гелій ділиться на два потоки: один проходить першу секцію основного теплообмінника, а другий надходить в азотну ванну, де охолоджується до температури 80 К, розвантажуючи першу секцію основного теплообмінника. Далі потоки змішуються. Потім газ проходить другу секцію теплообмінника, після – через фільтр детандера №1 для видалення домішок, головним чином азоту, що міститься в гелії. Прямий потік потім розділяється на дві частини. Одна частина проходить через детандер №1, де охолоджується за рахунок ізотропного розширення і випускається в зворотний потік низького тиску при тиску близькому до атмосферного. Інша частина все ще при високому тиску проходить через третю і четверту секції теплообмінника, де він далі охолоджується зворотним потоком, а потім надходить на фільтр детандера №2 для видалення забруднювачів з більш низькою температурою кипіння. Прямий потік знову розділяється: одна частина проходить через детандер №2,

де він охолоджується ізентропно і потім надходить в зворотний потік низького тиску, в той час як інша частина проходить через останню секцію теплообмінника. Охолоджений гелієвий прямий потік дроселюється вентилем Д-Т до тиску, близького до атмосферного. Таке ізентальпне розширення охолоджує гелій до температури, при якій частина його конденсується. Суміш рідини і газу проходить по внутрішньому тракту переливної трубки і надходить в посудину Дьюара, де рідина розділяється і може бути зібрана і використана для охолодження. Газ разом з газом, що випарувався в посудині Дьюара, повертається через зворотний потік переливної трубки і з'єднується зі зворотним потоком низького тиску в теплообміннику. Газ низького тиску поступово нагрівається в теплообміннику до нормальної температури і потім повертається на всмоктування компресора.

Регулятор підживлювального газу подає гелій на всмоктування компресорів, щоб компенсувати виведену зі зріджувача масу і підтримує необхідний робочий тиск в системі.

Типові параметри роботи ожіжителя представлені в таблиці:

Параметр	Значення
Температура на вході детандера №2, К	19
Температура перед дроселем, індикатор ТІ34	5
Тиск на вході в блок зрідження, МПа	1,6
Тиск перед дроселем, МПа	1,4
Тиск зворотного потоку, МПа	0,1125
Продуктивність	20 л/година

Швидкість зрідження описуваної установки залежить від продуктивності компресорів і можливості використання рідкого азоту для попереднього охолодження.

На даний момент досягнута межа швидкості зрідження, так як задіяні обидва штатних поршневих компресора і охолодження рідким азотом. Однак існує резерв, пов'язаний з можливістю підвищити тиск перед дроселем, тим самим збільшуючи масову витрату гелію через зріджувач.

Можна виділити два шляхи досягнення цієї мети: перший полягає в закупівлі дорогого компресорного устаткування і розширенні компресорної бази комплексу зрідження. Другий пов'язаний зі зміною способу подавання підживлювального газу в систему.

У діючій схемі гелій з джерел високого тиску подається на всмоктування компресорів через редуктор з кінцевим тиском 0,1125 МПа. Разом з тим, існує технічна можливість проводити редукування до 1,6 МПа і подавати компенсуючий газ безпосередньо в блок очищення.

Таке рішення дозволяє збільшити масову витрату на 12,5%. Так як частину газу необхідно перенаправляти на детандери, масова витрата через дросель зростає на 5-10%.

*Науковий керівник: Бондаренко В.Л., д.т.н.,
професор кафедри криогенної техніки ОНАХТ*

РОЗДІЛЕННЯ НЕОНОГЕЛІЄВОЇ СУМІШІ В КОМБІНОВАНІЙ УСТА- НОВЦІ

Медушевський Є.В., аспірант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса

При отриманні неону методом ректифікації утворюється побічний продукт на основі гелію і неону в співвідношенні приблизно 4:1. Ця суміш утворюється у вигляді газової віддуви фазового сепаратора ФС (рис. 1). З віддувочної суміші (т. 3) отримують чистий гелій (т. 5) методом адсорбції при температурах $T = 28 \dots 78$ К. Для зниження енерговитрат на переробку віддувочного потоку перед адсорбером запропоновано встановити мембрану, в якій відділяється значна частина неону (т. 6, рис.1). За рахунок різної проникності потік, що проходить через мембрану (т. 4) збагачується гелієм. За рахунок цього період насичення сорбенту неоном збільшується. В цьому випадку регенерацію адсорберів доводиться проводити рідше, витрати на криогенне забезпечення (витрата рідкого азоту) знижуються.

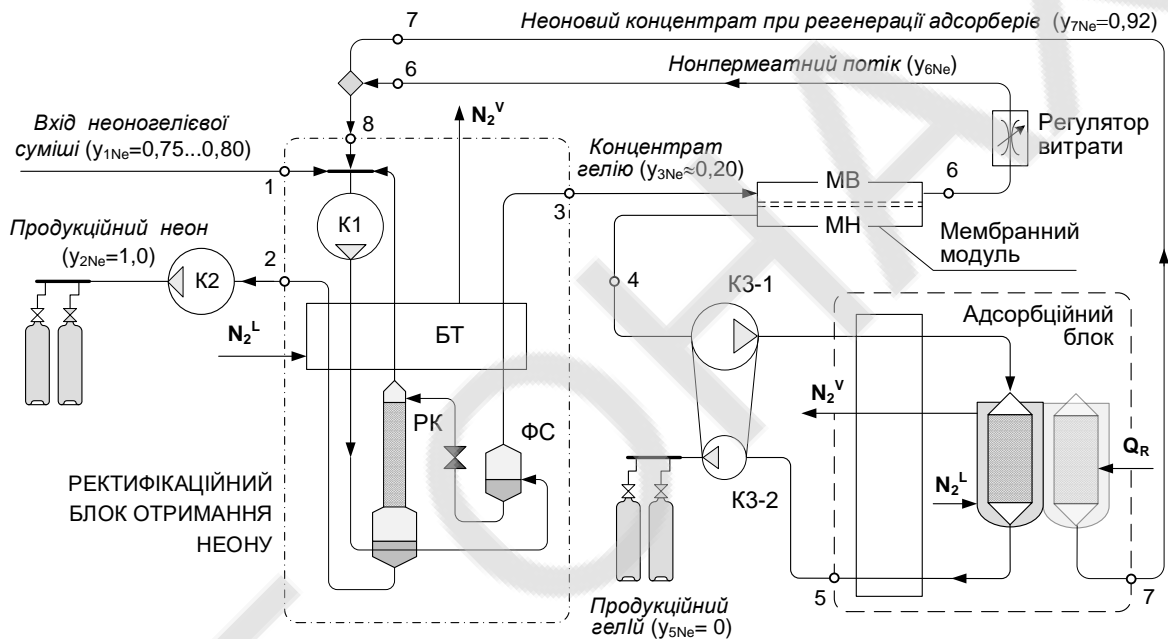


Рис. 1 – Схема установки для отримання неону і гелію: К1 ... К3 – компресори; БТ – блок теплообмінників в складі контуру криогенного забезпечення (показаний умовно); МВ і МН – порожнини високого і низького тиску мембранного модуля, відповідно; N_2^L – рідкий азот, N_2^V – газоподібний азот, Q_R – тепловий потік при регенерації сорбенту

Як впливає з рис. 1, в результаті поділу гелієвого віддуви в мембрані і адсорбері утворюються два потоки, збагачені неоном. Перший з них – непермеатна суміш мембрани (т. 6). Другий потік виділяється в процесі регенерації адсорбера (т. 7). Після їх змішання концентрація Ne в т. 8 повинна бути близька до складу вихідної суміші $y_{8Ne} \geq 0,75$. В іншому випадку це може негативно позначитися на роботі ректифікованого блоку отримання неону.

На підставі дослідних даних середня концентрація неону в т. 7 досить висока $y_{7Ne} = 0,90 \dots 0,94$. Такий рівень обумовлений відносно високим коефіцієнтом адсорбції неону. За рахунок цього в процесі регенерації з шару сорбенту виділяється переважно неон, а кількість поглиненого гелію виявляється приблизно на порядок нижче. Зміст неону в непермеатному потоці, що відбирається з порожнини МВ залежить від частки потоку, що пройшов через мембрану $\beta = V_4 / V_3$. З використанням рівнянь матеріального балансу окремих блоків встановлено, що необхідна концентрація змішаного потоку $y_8 \geq 0,75$ настає за умови $\beta > 0,86$, (табл. 1).

Таблиця 1 – Концентрація неону в змішаному потоці (т.8) в залежності від співвідношення витрат θ (для $\varphi = 1,5/25 = 0,06$; $y_3 = 0,20$; $y_7 = 0,92$; $F_3 = 10$ нм³/год)

β , відносна витрата пермеатного потоку		0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89
V_6 , нм ³ /год, витрата нонпермеата		1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
Концентрації неону в на виході з мембранного модуля, % (об.)	y_4	57,2	58,5	59,8	61,1	62,5	63,9
	y_6	12,9	13,2	13,5	13,9	14,2	14,6
Склад суміші після змішування нонпермеатного потоку мембрани і Ne-концентрату з адсорберів		72,0	73,5	75,1	76,6	78,1	79,7

Науковий керівник: Симоненко Ю.М., д.т.н., професор кафедри криогенної техніки ОНАХТ

УСТАНОВКА ДЛЯ ОТРИМАННЯ АМІАКУ ВИСОКОЇ ЧИСТОТИ

Костенко Є.В., аспірант ІХКЕ ОНАХТ, м.Одеса

Поряд з інертними газами аміак використовується у вакуумно-плазмових технологіях при створенні напівпровідників. Суміші на основі NH_3 виступають в якості плазмоутворюючого газу при травленні тонких фрагментів з високим ступенем точності. У названих технологіях висуваються жорсткі вимоги до чистоти газових компонентів, так як наявність побічних речовин може негативно позначитися на якості напівпровідникових структур. Більшість українських підприємств виробляють аміак з вмістом домішок 0,1 ... 0,4%. Для застосування в сучасних наукоємних виробництвах потрібно глибоке очищення NH_3 від H_2O , CO_2 , Cl і ряду органічних сполук.

Запропоновано технологічну послідовність, яка передбачає дві стадії очистки. На першому етапі методом ректифікації в колоні РК видаляються низькокиплячі домішки (рис. 1). Сирий аміак надходить в колону РК з ізотермічної ємності Ц1, в якій підтримується тиск $P_{\text{Ц1}} = 0,6 \pm 0,2$ МПа. Зміна температури фазової рівноваги в межах $T_{\text{Ц1}} = 281 \dots 283$ К забезпечується випарником В і конденсатором NH_3 , що охолоджується холодильною машиною ХМ з проміжним холодоносієм ЦК. Такий же принцип відведення тепла реалізований від верхньої частини колони. Нагрівання кубової рідини в РК здійснюють за рахунок підведення частини тепла конденсації холодоагенту в апараті КХМ1.

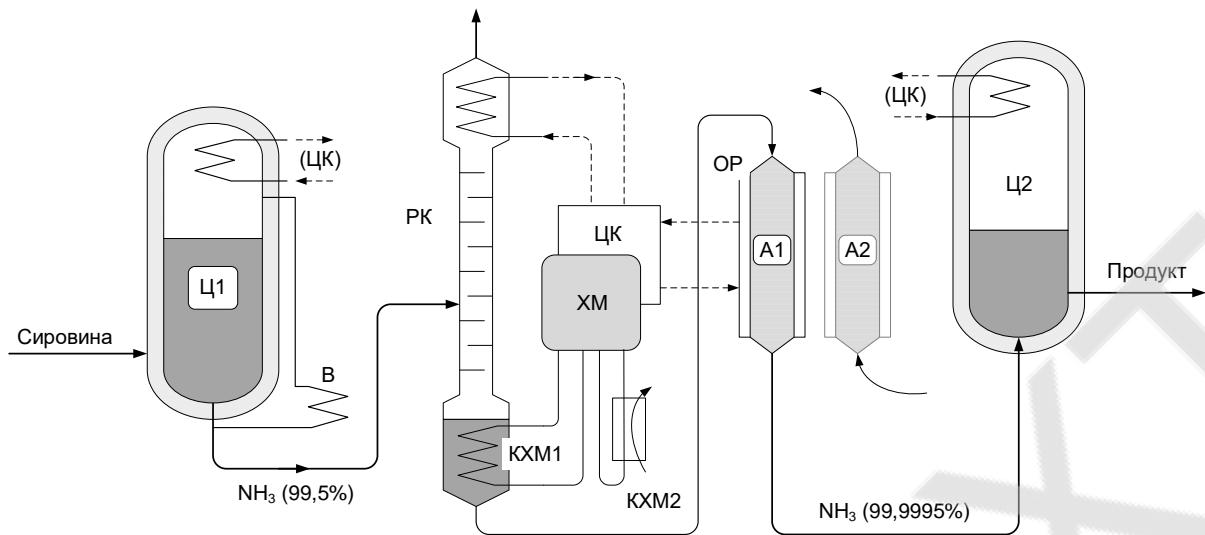


Рис. 1 – Спрощена схема послідовності очищення NH_3 . Ц₁ і Ц₂ – ізотермічні ємності з вихідною сировиною і чистим продуктом; В – випарник Ц₁; РК – колона ректифікації; А – адсорбер; ОР – охолоджуюча сорочка адсорбера; ХМ – холодильна машина; КХМ1 – конденсатор в кубі колони; КХМ2 – конденсатор з водяним охолодженням; ЦК – циркуляційний контур проміжного холодоагенту

Очищена від низькокиплячих компонентів кубова фракція РК подається в один з перемикаючихся адсорберів. При тиску на вході $P_{A1} = 0,5$ МПа в охолоджуючій сорочці ОР підтримується температура $T_{A1} > 280$ К, що виключає зрідження аміаку в шарі сорбенту. Паралельно з роботою активного адсорбера А1 відбувається процес регенерації в адсорбері А2, що супроводжується витяганням поглинених висококиплячих домішок. Очищений продукт направляють в цистерну Ц2. За рахунок відведення тепла від Ц2 між цистернами підтримується різниця тисків, необхідна для подолання гідравлічного опору апаратів.

Представлену на рис. 1 схему передбачається впровадити при створенні дослідно-промислової установки продуктивністю $g = 30$ кг/год. У другій черзі комплексу продуктивністю $g = 120$ кг/год перед адсорберами буде включена додаткова колона для видалення із високою температурою домішок. Таке рішення дозволить знизити навантаження на адсорбер і сприятиме економії енергоресурсів за рахунок збільшення робочого періоду А1-А2.

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

УДК 621.5

ВПЛИВ ІЗОБУТАНУ З ВКЛЮЧЕННЯМИ НАНОЧАСТОК TiO_2 НА РОБОТУ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Балашов Д.О., інж, ІХКЕ ОНАХТ

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

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

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

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

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

Підвищена теплопровідність є наслідком рівномірної дисперсії металевих частинок. Хоча теплопровідність є функцією основних параметрів холодоагенту, таких як тиск і температура, в турбулентному потоці холодоагенту ефективна теплопровідність завдяки впливу турбулентних вихорів набагато вище. Підвищення турбулізація потоку є наслідком присутності наночастинок в холодоагенті.

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

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

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

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

Проведене дослідження дозволяє зробити наступні висновки:

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

2. Застосування нанохолодоагента як робочого тіла дозволяє підвищити теплообмінні характеристики апаратів холодильної машини без їх конструктивної зміни. Експериментальне дослідження показало, що застосування холодоагенту з масовою концентрацією наночастинок 2,54% дозволяє підвищити коефіцієнт теплопередачі у випарнику до 21%, а коефіцієнт тепловіддачі до 7,5%.

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

Науковий керівник Мілованов В.І. д.т.н., проф. кафедри КПА ОНАХТ

УДК 621.5

ПРИСКОРЕННЯ ПЕРЕВОДУ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ НА АЛЬТЕРНАТИВНІ ХОЛОДОАГЕНТИ ЗАСОБОМ ДІАГНОСТИКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ

Рамазанов Р., магістр ІХКЕ ОНАХТ

Проблеми загострення екологічного стану нашого довкілля в останні десятиліття викликають велике занепокоєння світового суспільства. Такі проблеми, як руйнування озонового шару Землі і зростаючий глобальний парниковий ефект земної атмосфери, утворюють реальну загрозу подальшому існуванню людства і всього живого на планеті Земля. Постійні витрати традиційних холодоагентів із холодильних систем до атмосфери, а також астрономічні величини затрат електроенергії на забезпечення роботи компресорної техніки, приводять до серйозного ускладнення цих екологічних проблем, які мають явний виражений антропогенний характер.

Виходячи з цих причин, вченими та робітниками промисловості усіх технічно розвинених країн в останні роки виконуються значні роботи по переведенню холодно-компресорної техніки на нові холодоагенти, що дозволяє суттєво знизити їх екологічну шкідливість для довкілля. В результаті цих робіт запропоновано ряд альтернативних озононеруйнуючих і дружелюбних до атмосфери холодоагентів, які вже впроваджуються в холодно-компресорну техніку для застосування в різних галузях народного господарства. Широке впровадження цих холодоагентів в холодно-компресорну техніку

можливо лише на базі розробки і виробництва нових високоефективних компресорів, призначених для роботи на цих речовинах.

З метою прискорення цих технічно-організаційних заходів доцільна розробка спеціальної методики діагностики технічного стану компресорних машин в умовах їх випробувань і експлуатації. Нами виконано суттєвий об'єм робіт по розробленню такої методики, в тому числі наступні роботи:

- порівняльний аналіз різних методів технічної діагностики машин і обладнання, придатних для використання в холодильно-компресорній техніці;
- розрахунково-експериментальне визначення зносу деталей поршневого компресора і експлуатаційного зростання зазорів в сполученнях його основних деталей;
- аналіз застосовності різних методів експериментального визначення продуктивності поршневого компресора в експлуатаційних умовах;
- розробка практичної методики діагностики технічного стану поршневих компресорів в умовах ресурсних випробувань або експлуатації.

На базі цих досліджень розроблена методика діагностики технічного стану холодильних компресорів, яка дозволяє в період освоєння серійного виробництва нових типів холодильних компресорів, розробляємих для експлуатації на натуральних альтернативних холодоагентах, виконувати їх діагностику і визначення остатнього ресурсу. Впровадження розробленої методики діагностики в процес освоєння холодильно-компресорної техніки, працюючої на альтернативних холодоагентах, дозволить значно прискорити вирішення цієї актуальної народно-господарської проблем.

Література

1. Мілованов В.І., Ярошенко В.М., Бондаренко Г.А. Технологія використання стиснених газів. Підручник. Одеса, Зовнішрекламсервіс, 2015 р., 448 с.
2. Федоров О.Г., Мілованов В.І., Єременко Д.М. Компресорні машини. Підручник. Одеса. ФОП Бондаренко М.О., 2017 р. 154 с.
3. Мілованов В.І.Водяницька Н.І., Мельников В.Д. Компресори об'ємного стиснення. Підручник. Одеса «Зовнішрекламсервіс». 2015 р., 330 с.
4. Мілованов В.І.Водяницька Н.І., Компресорні машини. Методичні вказівки до практичних занять. Одеса, ОНАХТ. 2019 р., 38 с.

Науковий керівник . Мілованов В.І. д.т.н., проф. кафедри КПА ОНАХТ

УДК 621.5

АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВНИХ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГРУЗОВОЇ СИСТЕМИ СУЧАСНОГО СУДНА - ГАЗОВОЗУ

Василенко С.В., бакалавр ІХКЕ ОНАХТ

Останнім часом все більшого розвитку набувають трансатлантичні перевозки скрапленого газу спеціальними судами-газовозами. Цей вид транспортування газу відіграє все більш значну роль в забезпеченні міжнародної торгівлі газом між країнами, які знаходяться на різних континентах світу.

Розгляду сучасного судна - газовозу, а також його грузової системи, яка забезпечує загрузку, транспортування та вивозку газу, присвячена ця робота.

Рішення поставлених в роботі задач базується на розгляді загальної характеристики типового судна - газозову і його спеціального обладнання та оснащення. При цьому розглядається устаткування для вантажних трюмів, зберігання і транспортування скрапленого газу, вантажні танки, контрольно - вимірювальне обладнання, та інше. В процесі розгляду аналізується вплив низьких робочих температур газу в танках і усіх елементах системи на конструкційні та монтажні матеріали, можливі зміни їх фізичних параметрів та експлуатаційних характеристик.

Далі аналізуються експлуатаційні характеристики основних елементів грузової системи судна, таких, як компресорні машини, насоси, система виробництва азоту, первинна і вторинна системи ізоляції та інше. Розглядається вплив кліматично - погодних умов регіону плавання судна, якості підготовки і обслуговування обладнання, його відпрацьованого ресурсу та інших факторів на робочі характеристики окремих елементів газової системи судна та її ефективність в цілому.

На базі цього аналізу вивчаються можливості підвищення ефективності роботи окремих елементів системи з метою зниження шкідливих витрат газу в період транспортування, підвищення техніко - економічних показників та екологічної безпечності судна. При цьому розглядаються такі елементи обладнання, як паливна система, система охолодження, система утилізації теплоти, газовипускна система, компресорно - насосна система, трубопроводи та запобіжні клапани. Аналізується вплив на роботу цих елементів зовнішніх факторів, а також якості її технічної експлуатації, управління та контролю.

Проведений аналіз цих факторів та умов експлуатації дає основу для розробки основних напрямків підвищення ефективності функціонування всієї грузової системи судна - газозову шляхом вдосконалення конструктивних, експлуатаційних та технологічних характеристик її окремих елементів. При цьому одною з основних задач вдосконалення системи вважають забезпечення її високої безпечності для обслуговуючого персоналу та зниження екологічної шкідливості для навколишнього середовища.

Врахування розроблених рекомендацій на практиці дозволить підвищити економічну ефективність, надійність та екологічну безпечність трансатлантичного транспортування скрапленого газу сучасними судами - газозовами.

Науковий керівник . Мілованов В.І. д.т.н., проф. кафедри КПА ОНАХТ

УДК 621.5

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОНАГНІТАЧІВ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ УСТАНОВКИ

Шиян Л. , бакалавр факультету НТ і ІМ ОНАХТ

Високі техніко – економічні показники газотранспортної системи в значній мірі залежать від енергетичної ефективності нагнітачів природнього газу для приводу яких застосовуються переважно газотурбінні установки. В свою чергу їх енергетична ефективність суттєво залежить від режимів експлуатації, так як відхилення частоти обертання турбоагрегатів від розрахункового обумовлює зниження внутрішніх коефіцієнтів корисної дії турбомеханізмів. Кількість газу, що перекачується через компресорну станцію можна регулювати

включенням і відключенням числа працюючих газоперекачувальних агрегатів (ГПА), змінною частоти обертання силової турбіни у ГПА з газотурбінним приводом і т.п.

Регулювання пропускної здатності газопроводу відключенням роботи окремих лінійних компресорних станцій при розрахунковій продуктивності газопроводу зазвичай не практикується через перевитрати енерговитрат на стиснення газу при такій схемі роботи. Устаткування і обв'язка компресорних станцій повинні бути пристосовані до змінного режиму роботи газопроводу. Всі нагнітачі умовно можна розділити на два класи: неповнонапірні (одноступінчаті) і повнонапірні. Перші, що мають ступінь стиснення в одному нагнітачі 1,25-1,27, використовуються при послідовній схемі стиснення газу на компресорній станції, другі - повнонапірні, що мають ступінь стиснення 1,45-1,51, використовуються при застосуванні колекторної схемою обв'язки компресорної станції. Кожен тип нагнітача характеризується своєю характеристикою, яка будується при його натурних випробуваннях в заводських умовах.

Під характеристикою нагнітачів прийнято розуміти залежність рівня стиснення, політропного ККД і питомої приведенної потужності від приведенної об'ємної витрати газу. Будуються такі характеристики в залежності від складу природного газу з використанням значення газової постійної, коефіцієнта стиснення газу, показника адіабати, прийнятої розрахункової температури газу на вході в нагнітач в прийнятому діапазоні зміни приведенної відносної частоти обертання. Важливою характеристикою нагнітача є його продуктивність. Стосовно до газопроводу розрізняють об'ємну, (м³ / хв), масову, (кг / с і комерційну подачу газу, (млн · нм³ / добу). При відповідних розрахунках газу застосовується рівняння Клапейрона-Менделєєва з використанням поправки на коефіцієнт стиснення газу. Об'ємна подача газу та масова подача характеризують кількість газу в м³, або кг, що протікає в одиницю часу через перетин всмоктуючого патрубку. Комерційна подача визначається за параметрами стану у всмоктуючому патрубку, приведені до нормальних фізичних умов (= 20 ° С; = 0,101 МПа).

Для визначення комерційної подачі використовується рівняння Клапейрона для "стандартних" умов. Користуються характеристиками в наступній послідовності. Знаючи фактичні значення величин для даних умов, за співвідношенням визначають приведену відносну частоту обертання нагнітача. За визначеним рівнем стиснення знаходять приведену об'ємну витрату газу, а потім по відповідним кривим визначають політропний ККД і приведену внутрішню потужність нагнітача. Розрахункова робоча витрата газу для нагнітачів вибирається приблизно на 10-12% більше крайніх лівих значень витрати, що відповідає пом'якшеному режиму роботи нагнітача. Наявність надійних приведених характеристик при експлуатації газоперекачуючого агрегату з газотурбінним приводом дозволяє обслуговуючому персоналу вибирати найкращий режим роботи в залежності від конкретних умов. Для відцентрових нагнітачів з електроприводом також можна користуватися приведеними газодинамічними характеристиками, але тільки для якогось цілком певного значення, так як при застосуванні електроприводу неможливо регулювати частоту обертання. Наявність надійних наведених характеристик з використанням співвідношень дозволяє відносно легко визначити потужність газоперекачуючого агрегату при зміні експлуатаційних умов.

Науковий керівник Ярошенко В.М., к.т.н., доцент кафедри КПА ОНАХТ

СЕКЦІЯ №1 –ХОЛІДИЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

РОЗРОБКА І АНАЛІЗ ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ПОВТОРНОГО ЗРІДЖЕННЯ СУПУТНЬОГО НАФТОВОГО ГАЗУ З ВИКОРИСТАННЯМ ЦИКЛУ СТРЛІНГА

Волянський А.О., магістрант ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ4

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ РОБОТИ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ, ЯКА ПРАЦЮЄ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ

Савін І.А., магістрант ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНАХТ.....7

РОЗРАХУНОК ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ ГАЗУ У РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ЗА ДОПОМОГОЮ СУЧАСНИХ ПРОГРАМНИХ КОМПЛЕКСІВ

Лазаренко А. Д., студент, гр. ХК-71/1К, СумДУ, м. Суми

Науковий керівник; Ванєєв С.М., к.т.н., доцент кафедри технічної теплофізики СумДУ.....10

НОВА СХЕМА З'ЄДНАННЯ ЄМНОСТЕЙ ПРОМІЖНОГО ХОЛОДОНОСІЮ В СИСТЕМАХ З АКУМУЛЯЦІЄЮ ХОЛОДУ

Коваленко А.Є., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, Рімашевський Ю.С., Науково-

інженерне об'єднання Холод, Желіба Т.О., ОНП.....11

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ УЛЬТРАЗВУКОВИХ ЗВОЛОЖУВАЧІВ ПОВІТРЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Матюшко А.С., магістрант, ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник: Піщанська Н.О., доцент, ІХКЕ ОНАХТ.....12

АНАЛІЗ РОЗПОДІЛУ ГАЗОВОГО ТА РІДИННОГО ПОТОКІВ У НАСАДКОВОМУ ШАРІ ЗВОЛОЖУВАЧА ПОВІТРЯ ДЛЯ СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ МІКРОКЛІМАТУ

Міхайлов М.П., магістрант, ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник: Піщанська Н.О., доцент, ІХКЕ ОНАХТ.....14

.ВИКОРИСТАННЯ ХОЛОДУ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ МЕДПРЕПАРАТІВ ЗА РАХУНОК СУБЛІМАЦІЇ

Амасьонко О.В., магістрант, ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник: Піщанська Н.О., доцент, ІХКЕ ОНАХТ.....16

ТРАНСФОРМАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ ТРИВАЄ

Рахімов Р.Р., студент ВСП «ОТФК ОНАХТ», м. Одеса

Керівник – Беркань Ір.В., викладач-методист ВСП «ОТФК ОНАХТ», ,20
АНАЛІЗ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ ДЛЯ ОТРИМАННЯ ПОТЕНЦІАЛУ

Дубровець А.Р., магістр ОНАХТ, Діхтеренко Д.О., магістр ОНАХТ, Медун В.В., магістр ОНАХТ

Науковий керівник : Яковлева О.Ю.к.т.н., доцент кафедри ХУіКП

ОНАХТ.....22

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ПОТЕНЦІАЛ ДЛЯ ОПАЛЕННЯ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ. НАЙКРАЩИ ПРАКТИКИ ЄВРОПИ

Міньков Г.В., магістр ОНАХТ, Терзійський С.С., магістр ОНАХТ Овчінніков М.К., бакалавр ОНАХТ

Науковий керівник : Яковлева О.Ю.к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ....26

POWER AND POLITICS IMPACT WITHIN ENERGY AND REFRIGERATION SECTORS' ORGANIZATIONS

Yakovleva O.a, Cand.Tech. Sc., Associate Professor Tkach S. a, PhD student.....29

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕПЛОТЕХНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Алалі М., аспірант, Одеська політехніка, Одеса.....31

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Альгербі Р., аспірант, Одеська політехніка.....33

ТЕХНІЧНІ ПРИСТРОЇ НА БАЗІ СОПЛА ВЕНТУРИ

Пенчак Д.О., магістрант, ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник: Подмазко О.С., доцент., ІХКЕ ОНАХТ..... 34

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ПРАЦЮЮЧИХ В ТРАНС КРИТИЧНОМУ ЦИКЛІ З ВИКОРИСТАННЯМ СО₂

Руслан Талибли, Аспірант, ОНАХТ, м. Одеса

Михайло Хмельнюк ,зав. каф. д.т.н. професор, ОНАХТ, м. Одеса.....38

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПАРОЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Карбовський І.О., магістрант, ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник: Подмазко О.С., доцент., ІХКЕ ОНАХТ.....41

.ОСОБКАНЦЕРОГЕННІ АЕРОЗОЛЬНІ СМОЛИ В ДИМОВИХ ГАЗАХ.

Афанасенко В.О., А., бакалавр ОНАХТ, Кіценко А.М. магістрант, Войтенко О.С.

Науковий керівник : Козут В.О. .к.т.н.,доц., доцкафедри ХУіКП ОНАХТ.....44

АДСОРБЦІЙНЕ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ НА ПОЛІГРАФІЧНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

Басов А.М.,

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ46

ЕФЕКТИВНІСТЬ РОТОРНОГО ОСУШЕННЯ

Крушельницький Д.О., аспірант ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ.....49

ОСОБЛИВОСТІ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Федянин М.О бакалавр ІХКЕ ОНАХТ, Харітонов М.А бакалавр.....

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ52

ВПЛИВ ІНФІЛЬТРАЦІЇ НА ТЕПЛО-ВОЛОГІСНИЙ РЕЖИМУ БУДІВЕЛЬ. Кружилов О.Г, бакалавр ІХКЕ ОНАХТ, Мокруха О.О бакалавр, ІХКЕ ОНАХТ, Ткач Д.М.. бакалавр ІХКЕ ОНАХТ

Наукові керівники Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ
Козут В.О. к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ.....54

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ КАНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Кошельнік Я.В. магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса, Кифаренко А.І., бакалавр ФОТК ОНАХТ

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ....56

.НОВЕ ПОКОЛІННЯ ФРЕОНІВ

Мовчан В.В бакалавр ОТК ОНАХТ,

Науковий керівник Бригадир Л.Г. викладач ОТК ОНАХТ.....57

СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З ЗОНАЛЬНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ

Птацюк О.О , магістр ОНАХТ, Користа В.Ю магістр ОНАХТ,

Науковий керівник : Козут В.О. .к.т.н.,доц., доц. кафедри ХУіКП ОНАХТ...59

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ

Скачко І.М., магістр ІХКЕ ОНАХТ.....

м. Одеса

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доц.кафедри ХУіКП ОНАХТ.....60

ОСОБЛИВОСТІ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В ПРИМІЩЕННІ З БАСЕЙНОМ

Післегін А., магістр ІХКЕ ОНАХТ.....

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ ...61

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПРИПЛИВНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ І КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Борецький Ю.О. бакалавр ІХКЕ ОНАХТ, Коханський А.Ф. бакалавр ІХКЕ ОНАХТ.

Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ ...62

МОДЕЛЮВАННЯ УМОВ ВИНИКНЕННЯ І НАСЛІДКІВ ГІДРОДИНАМІЧНИХ УДАРИВ У РОЗІМКНУТИХ КОНТУРАХ З НАСОСАМИ

Пірко́вський Д.С. доктор філософії, ОНПУ, Алалі Мохаммад аспірант, ОНПУ,

Рабіа Альгербі. аспірант ОНПУ.....64

РОЗВИТОК «ЗЕЛЕНОЇ» ЕНЕРГЕТИКИ В УКРАЇНІ, МАЙБУТНЄ ЗА NZEV І NZEV БУДІВЛЯМИ.

Ткач Сергій аспірант ОНАХТ

Науковий керівник: Хмельнюк М.Г, проф. д.т.н., ІХКЕ ОНАХТ.....67

DEFROSTING SYSTEM MODIFICATION FOR THE MARINE VESSELS COOLING EQUIPMENT

Yalama V.V.a, PhD. Student, Hmelniuk M.G.b, Doct. Tech. Sc., professor.....69

АНАЛІЗ ПРОДУКТИВНОСТІ ПРОМИСЛОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ.

<i>Фортуна Д.С, магістрант ІХКЕ ОНАХТ</i>	
<i>Наукові керівники: Хмельнюк М.Г., д.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ</i>	
<i>Остапенко О.В., к.т.н., стар.викл. кафедри кафедри ХУіКП ОНАХТ.....</i>	73
ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА ТЕПЛОВОГО НАСОСУ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ ДЛЯ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ М.ОДЕСА	
<i>Іщенко В., магістрант</i>	
<i>Наукові керівники: Хмельнюк М.Г., д.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ</i>	
<i>Остапенко О.В., к.т.н., стар.викл. кафедри кафедри ХУіКП ОНАХТ.....</i>	75
РЕТРОФІТ ХОЛОДОАГЕНТУ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ НА ДІЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ.	
<i>Дудко А.Н.,аспірант, Еришов В.О., аспірант, Козут В.О., к.т.н., доцент,</i>	
<i>Жихарева Н.В., к.т.н., доцент., ОНАХТ Одеса.....</i>	77
SYSTEM AIR CONDITIONING, CREATING DECORATIVE FOUNTAINS FOR COOLING AIR	
<i>Dragnev M, student ONAFT ,</i>	
<i>Supervisors: Zhikhareva NV, Ph.D., Associate Professor of Refrigeration and Air Conditioning ONAHT.....</i>	80
ОСОБЛИВОСТІ ЧИЛЛЕР-ФЕНКОЙЛОВИХ СИСТЕМ	
<i>Баланський А,П. бакалавр ІХКЕ ОНАХТ ,, Роботько М.Ю. бакалавр ІХКЕ ОНАХТ</i>	
<i>Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ</i>	81
МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРОХОДЯТЬ В ПРИМІЩЕННЯХ ПРИ КОМФОРТНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯМ ПОВІТРЯ	
<i>Зуб Н.Г., магістр ІХКЕ ОНАХТ, Кияненко А.Д. магістр ІХКЕ ОНАХТ , ,</i>	
<i>Науковий керівник Жихарева Н.В: к.т.н., доцент кафедри ХУіКП ОНАХТ.....</i>	82
ЗАСОБИ ЗАХИСТУ ПРОДУКТІВ (ПЕРЕВАЖНО РОСЛИННОГО ПОХОДЖЕННЯ) ВІД ВПЛИВУ КОЛИВАНЬ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПІД ЧАС ЗБЕРІГАННЯ І ТРАНСПОРТУВАННЯ	
<i>Сьомкін Є. В. бакалавр ІХКЕ ОНАХТ</i>	
<i>Науковий керівник Томчик О. М., к.т.н. кафедри ХУіКП ОНАХТ.....</i>	84
ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ПЛАНУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИКІВ-ПЛОДООВОЧЕСХОВИЩ	
<i>Клімкін В. О. бакалавр ІХКЕ ОНАХТ</i>	
<i>Науковий керівник Томчик О. М., к.т.н. кафедри ХУіКП ОНАХТ.....</i>	87
КЛІМАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ (LCCP)	
<i>Сазанський А.Р., аспірант, ІКХЕ, ОНАХТ</i>	
<i>Науковий керівник Хмельнюк М.Г., д.т.н ,проф.. кафедри ХУіКП ОНАХТ.....</i>	88

СЕКЦІЯ №2 –НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ХОЛОДИЛЬНІ І КРІОГЕННІ МАШИНИ ТА УСТАНОВКИ

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛООВОГО І КОНСТРУКТИВНОГО РОЗРАХУНКУ КОЖУХОПЛАСТИНЧАСТОГО КОНДЕНСАТОРА

Заруба Г.Г., бакалавр ОНАХТ

*Науковий керівник: Морозюк Л.І., д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки
ОНАХТ.....90*

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ З ПРЯМИМИ РЕБРАМИ

Ікім А.В., бакалавр ОНАХТ

*Науковий керівник: Крвченко М.Б., д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки
ОНАХТ.....92*

РОЗРОБКА ФОРМАЛІЗОВАНОЇ МОДЕЛІ ЦИКЛУ ВИСОКОГО ТИСКУ

Користа О. Ю., бакалавр ОНАХТ

*Науковий керівник: Троценко О.В., д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки
ОНАХТ92*

ОСОБЛИВОСТІ ЗБЕРІГАННЯ КВІТКОВОЇ ПРОДУКЦІЇ

Мовчан В.В., бакалавр ОНАХТ

*Науковий керівник: Соколовська-Єфименко В.В., к.т.н., доцент кафедри
кріогенної техніки ОНАХТ.....93*

ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМНИХ І ЕНЕРГЕТИЧНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ СУЧАСНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ

Богданов І.Є., бакалавр ОНАХТ

*Науковий керівник: Грудка Б.Г., к.т.н., ст. викладач кафедри кріогенної техніки
ОНАХТ95*

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ЗРІДЖУ- ВАЧА ГЕЛІЮ ЗА РАХУНОК ЗМІНИ СПОСОБУ ПОДАВАННЯ ПІДЖИВ- ЛЮВАЛЬНОГО ПОТОКУ

*Медушевський Є.І., Костенко Є.В., аспіранти кафедри кріогенної техніки
ОНАХТ*

*Науковий керівник: Бондаренко Л.В., д.т.н., професор кафедри кріогенної техні-
ки ОНАХТ96*

РОЗДІЛЕННЯ НЕОНОГЕЛІЄВОЇ СУМІШІ В КОМБІНОВАНІЙ УСТАНО- ВЦІ

Медушевський Є.І., аспіранти кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

*Науковий керівник: Симоненко Ю.М., д.т.н., професор кафедри кріогенної
техніки ОНАХТ.....97*

УСТАНОВКА ДЛЯ ОТРИМАННЯ АМІАКУ ВИСОКОЇ ЧИСТОТИ

Костенко Є.В., аспіранти кафедри кріогенної техніки ОНАХТ

*Науковий керівник: Морозюк Л.І., д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки
ОНАХТ.....99*

СЕКЦІЯ №3 – ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ТА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

ВПЛИВ ІЗОБУТАНУ З ВКЛЮЧЕННЯМИ НАНОЧАСТОК TiO₂ НА РОБОТУ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Балашов Д.О., інж, ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник Мілованов В.І. д.т.н., проф. кафедри КПА ОНАХТ.....101

ПРИСКОРЕННЯ ПЕРЕВОДУ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ НА АЛЬТЕРНАТИВНІ ХОЛОДОАГЕНТИ ЗАСОБОМ ДІАГНОСТИКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ

Рамазанов Р., магістр ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник . Мілованов В.І. д.т.н., проф. кафедри КПА ОНАХТ.....102

АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВНИХ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГРУЗОВОЇ СИСТЕМИ СУЧАСНОГО СУДНА - ГАЗОВОЗУ

Василенко С.В., бакалавр ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник . Мілованов В.І. д.т.н., проф. кафедри КПА ОНАХТ.....103

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОНАГНІТАЧІВ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ УСТАНОВКИ

Шиян Л. , бакалавр бакалавр ІХКЕ ОНАХТ

Науковий керівник Ярошенко В.М., к.т.н., доцент кафедри КПА ОНАХТ....104

ИТБ ОНЛАЙН

ИТБ ОНЛАЙН

ИТБ ОНАХТ

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА
ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ІМ. В. С. МАРТИНОВСЬКОГО**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

**ЗА МАТЕРІАЛАМИ
ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ
ОНЛАЙН-КОНФЕРЕНЦІЇ**

МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ

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

14-15 травня 2021 року

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

ИТБ ОНЛАЙН