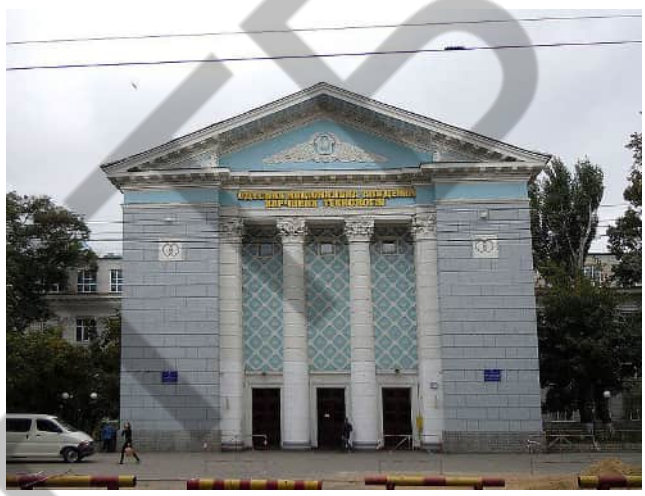
Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій
та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського ОНТУ

XV ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ
MODERN PROBLEMS OF REFRIGERATION EQUIPMENT AND TECHNOLOGY

23-25 жовтня 2025 року

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ



НТБ ОНТУ

Одеса - 2025

УДК 621.565; 697.94

Сучасні проблеми холодильної техніки та технології / Збірник тез доповідей XV Всеукраїнської науково-технічної конференції. 23-25 жовтня 2025 року – Одеса: ОНТУ, 2025. –208 с.

У збірнику наведені матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології» та розглянуто різні аспекти науково-технічних питань, пов'язаних з проектуванням, виготовленням та експлуатацією холодильного обладнання різного призначення, обладнання кондиціювання повітря , дослідженням робочих тіл та процесів в елементах холодильних та кріогенних систем, застосуванням нано та когенераційних технологій, використанням холоду в харчових технологіях, застосуванням і впровадженням нетрадиційних джерел енергії.

Матеріали, занесені до збірника, друкуються за авторськими оригіналами. За достовірність інформації відповідає автор публікації.

НТБ ОНТУ

ПРЕЗИДІЯ ТА ОРГКОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

ГОЛОВА ПРЕЗИДІЇ

Іванченкова Л.В. – Ректор ОНТУ, д.е.н., професор

ЧЛЕНИ ПРЕЗИДІЇ

Єгоров Б.В. – Радник ректора, академік НААН України, д.т.н., професор

Ольшевська О.В. – Проректор з наукової роботи та міжнародних зв'язків ОНТУ, к.т.н., доцент

Косой Б.В. – Директор навчально-наукового Інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського ОНТУ, д.т.н., професор

ГОЛОВА ОРГКОМІТЕТУ

Хмельнюк М.Г. - завідувач кафедрою холодильних установок і кондиціювання повітря ОНТУ, д.т.н., професор

ЗАСТУПНИК ГОЛОВИ ОРГКОМІТЕТУ

Жихарєва Н.В.- доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНТУ, к.т.н., доцент

ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

Зімін О.В. – заступник директора навчально-наукового Інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського ОНТУ, к.т.н., доцент

Симоненко Ю.М. - завідувач кафедри кріогенної техніки ОНТУ, д.т.н., професор

Морозюк Л.І. - д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки ОНТУ

Гаркович О.Л. – завідувач кафедри екології, води та природоохоронних технологій ОНТУ, к.б.н., доцент

Семенюк Ю.В. – завідувач кафедри екоенергетики, термодинаміки та прикладної екології ОНТУ, д.т.н., професор

Тітлов О.С. – завідувач кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики ОНТУ, д.т.н., професор

Грудка Б.Г. - доцент кафедри кріогенної техніки ОНТУ, к.т.н., доцент

Когут В.О.- доцент кафедри холодильних установок і кондиціювання повітря ОНТУ, к.т.н., доцент

НТБ ОНТУ

ТЕМАТИЧНІ НАПРЯМИ

- Сучасні проблеми холодильної і кріогенної техніки, систем кондиціювання повітря;
- Інноваційні технічні рішення в низькотемпературній техниці;
- Теплові насоси, акумулятори холоду, тепловикористовуючі холодильні машини, енергетичні і ресурсозберігаючі технології, нетрадиційні методи отримання холоду;
- Термодинамічні та теплофізичні властивості робочих тіл;
- Низькотемпературні технології в харчовій та переробній промисловості;
- Теоретичні та експериментальні дослідження процесів тепломасообміну в апаратах холодильних машин;
- Проблеми створення, дослідження і використання нових матеріалів в конструкціях апаратів холодильних і кріогенних машин і установок.
- Нетрадиційні відновлювані джерела енергії;
- Фізико-хімічні проблеми використання нових видів енергії;
- Інноваційні технічні рішення для перетворювачів енергії;
- Екологічні проблеми енергетики;
- Енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки та харчової промисловості;
- Екологічна безпека та технології захисту навколишнього середовища;
- Теплообмін та гідрогазодинаміка у нафтогазовій галузі;
- Енергозберігаючі технології у нафтогазовій галузі;
- Нанотехнології в енергетиці;

НТБ ОНТУ

ЗМІСТ

стр

СЕКЦІЯ №1–ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

1 **СТРУМИННО-РЕАКТИВНА ТУРБІНА – ЯК ІННОВАЦІЙНЕ РІШЕННЯ В ПЕРЕТВОРЕННІ ЕКСЕРГІЇ СТИСНУТИХ ГАЗІВ.** **13**
Мелейчук О.С, аспірант, СумДУ, Суми,
Ванєєв С.М., к.т.н., доцент, зав. каф. Технічної теплофізики, СумДУ, Суми

2 **ЕЛАСТОМІРНІ МАТЕРІАЛИ В КОНСТРУКЦІЇ РУШІЇВ ЯК ЗАСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИКИ** **15**
Самохвалов В.С., доцент кафедри теплотехніки, Кобалава Г.О., завідувач кафедри теплотехніки, Воінов О.П., професор кафедри теплотехніки ХННІ НУК ім. адмірала Макарова, м. Херсон

3 **ОЦІНКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТУВАННЯ НАФТИ МАГІСТРАЛЬНИМ ТРУБОПРОВОДОМ** **17**
Кологривов М.М., доцент, ОНТУ, Одеський національний технологічний університет м. Одеса

4 **СИСТЕМИ ТЕПЛО- ТА ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВИХ СТРУМИННИХ АПАРАТІВ** **20**
Шарапов С. О., доцент, Вербицький А. Р., аспірант, Ткаченко Б. О., аспірант, СумДУ, м. Суми,

5 **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РІДИННО-ПАРОВИХ СТРУМИННИХ АПАРАТІВ ШЛЯХОМ ПРОФІЛЮВАННЯ ЇХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН** **21**
Шарапов С. О., доцент, Гусєв Д. М., провідний фахівець, Євтушенко С. О., аспірант, СумДУ, м. Суми

6 **АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ АГРЕГАТІВ НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВИХ СТРУМИННИХ АПАРАТІВ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛО- ТА ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ** **23**
Шарапов С. О., доцент, Вербицький А. Р., аспірант, СумДУ, м. Суми,

7 **ОСОБЛИВОСТІ СИСТЕМИ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БОМБОСХОВИЩ** **24**
Жихарєва Н.В., доцент, ОНТУ, Одеський національний технологічний університет м. Одеса,

8 **ПОРІВНЯННЯ КІНЕТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ЕКСТРАКЦІЇ ЗРІДЖЕНИМИ ХЛАДОНАМИ** **28**
Потапов В.О., професор, д.т.н., Білий Д.В., аспірант. Державний біотехнологічний університет

9 **АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ГЕОТЕРИМАЛЬНОГО ТЕПЛА В СИСТЕМАХ ТЕПЛО-І ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ** **30**
Рудник В.М.., студент, Лужанська Г.В., доц., к.т.н.
Національний університет «Одеська політехніка»

10 **ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ХОЛОДУ** **33**
Лукашенко О.В., студент
Лужанська Г.В., доц., к.т.н.
Національний університет «Одеська політехніка

11 **МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У ГАЗОСТРУМЕНЕВИХ АКУСТИЧНИХ ГЕНЕРАТОРІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ВТОРИННИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ** **34**
Димерцов Д.О. старший викладач, ХНЕУ ім. С. Кузнеця, м.Харків, Потапов В.О., професор, д.т.н., ДБТУ, м.Харків

12 **ЕКОЛОГІЧНА ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЯ** **37**
Савілов А.О., студент, Губар Л.Б., ст. викладач
Національний університет «Одеська політехніка»

НТБ ОНТУ

13	**ПОПЕРЕДНІ РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІЗУ РОБОТИ АДІАБАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ЗРОШЕННЯ СУХИХ ГРАДИРЕНЬ** *Книш С.В., аспірант, ОНТУ, м. Одеса.* *Желіба Ю.О., доцент, ОНТУ, м. Одеса; Хлієва О.Я., професор, НУОМА, м. Одеса*	**38**
14	**КЛЮЧОВІ ПОКАЗНИКИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК** *Якушенко Є.М., доцент кафедри інтегрованих електротехнологій та енергетичного машинобудування, ДБТУ (м. Харків),* *Семенюк Д.П., професор кафедри інтегрованих електротехнологій та енергетичного машинобудування, ДБТУ (м. Харків***)**	**40**
15	**PROSPECTS FOR USING A TWO-STAGE ABSORPTION-EJECTOR CHILLER TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF GAS ENGINES** *Oleksiy Ostapenko, candidate of technical sciences, associate professor* *Artem Hrych, candidate of technical sciences, associate professor* *Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, 54025 Mykolayiv*	**43**
16	**ПОТОЧНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ХОЛОДОАГЕНТІВ ДЛЯ ЕЖЕКТОРНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ТА ТЕПЛОНАСОСНОГО ОБЛАДНАННЯ В УКРАЇНІ** *Мерзляков Ю.С. доцент кафедри технічної теплофізики, СумДУ,* *Чех О.Ю. аспірант, СумДУ, м. Суми*	**47**
17	**ENHANCING THE TRANSFORMATION OF GAS ENGINE MODULE EXHAUST HEAT BY TWO- STAGE ABSORPTION-ADSORPTION CHILLER** *Oleksiy Ostapenko, Ph.D, associate professor, Artem Hrych, Ph.D, associate professor, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv*	**49**
18	**МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПРОЦЕСУ ШОКОВОГО ЗАМОРОЖУВАННЯ** *Семенюк Д.П., Потапов В.О., Якушенко, Є.М., ДБТУ, м. Харків*	**52**
19	**INTELLIGENT HEATING SYSTEMS FOR OPTIMIZING THE OPERATION OF REFRIGERATION SYSTEMS USING ARTIFICIAL INTELLIGENCE** *Ovchinnikov M. postgrad, Zhykharieva N. assoc.prof. . Kogut V., assoc.prof. ONUT Odesa*	**55**
20	**ДОСЛІДЖЕННЯ ПОТЕНЦІЙНИХ СУМІШЕЙ ХОЛОДОАГЕНТІВ НА ОСНОВІ R-32 З НИЗЬКИМ ТЕМПЕРАТУРНИМ ГЛАЙДОМ** *Заруба Г.Г., аспірант ОНТУ, Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф. ОНТУ*	**58**
21	**ІННОВАЦІЙНІ СХЕМНІ РІШЕННЯ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ НА CO2** *Трандафілов В.В. доцент кафедри ХУКП ОНТУ,* *Хмельнюк М.Г. завідувач кафедри ХУКП, д.т.н., професор ОНТУ, м. Одеса*	**61**
22	**ТЕПЛОВІ НАСОСИ, АКАМУЛЯТОРИ ХОЛОДУ, ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ, ЕНЕРГЕТИЧНІ І РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, НЕТРАДИЦІЙНІ МЕТОДИ ОТРИМАННЯ ХОЛОДУ** *Годик К. О.,: Тітлов О.С., д.т.н. проф. ОНТУ, м. Одеса*	**63**
23	**АНАЛІЗ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ТРИВАЛОСТІ ЗАМОРОЖУВАННЯ ШАРУВАТИХ МАТЕРІАЛІВ** *Потапов В.О., професор, д.т.н., ДБТУ, м. Харків* *Костюченко Є.О., студент, ДБТУ, м. Харків, ,*	**67**
24	**ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТЕРМОПРЕСОРНОГО АПАРАТУ** *Кобалава Г.О., завідувач кафедри теплотехніки* *Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Херсон*	**69**
25	**RESEARCH OF POLLUTION PROCESS ON CONDENSING HEAT EXCHANGE SURFACES WHEN WATER-FUEL EMULSION COMBUSTION** *Victoria Kornienko, PhD*	**72**

Kherson Educational and Research Institute, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson

26 **МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНОГО РЕЖИМУ ТЕЧІЇ В КАНАЛАХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ НА ОСНОВІ ФЕНОМЕНОЛОГІЧНОГО ПІДХОДУ** **75**

Петренко О. В. канд. техн. наук, доцент, Державний біотехнологічний університет, м. Харків,

Білецький Е. В., д-р техн. наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків

27 **ВПРОВАДЖЕННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ БЕЗПЕКИ** **78**

Георгієш К.В., доцент кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики, ОНТУ, м.Одеса,

28 **STUDY OF THE EFFICIENCY OF CROSS-TYPE HEAT RECOVERY SYSTEMS IN VENTILATION SYSTEMS** **80**

Yefremov Ih master's degree Zhykharieva N Assoc.prof. Odesa National University of Technology

29 **ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМИННИХ ЕЖЕКТОРІВ В ТРАНСКРИТИЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМАХ НА ДІОКСИДІ ВУГЛЕЦЮ** **82**

Карпцов А.С., аспірант, група А-35/МБ; Мерзляков Ю.С., доцент, кафедра технічної теплофізики, СумДУ, м.Суми

30 **МЕТОДИ ЗНЕШКОДЖЕННЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ФРЕОНІВ** **83**

Гаркович О.Л., доцент, ОНТУ, м. Одеса

Войницька І. Г., здобувачка СВО «Магістр», ОНТУ, м. Одеса

31 **ПРОБЛЕМАТИКА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНС-КРИТИЧНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ НА CO_2 ТА ОСНОВНІ НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ** **85**

Дмитро Ждан, аспірант, НУХТ, м. Київ

Роман Грищенко, доцент, канд.техн. наук, НУХТ, м. Київ,

Станіслав Потапов, викладач ВСП КФКРГ НУХТ, м. Київ

32 **FEATURES OF THE PRECISION AIR CONDITIONING SYSTEM FOR WOODWORKING PRODUCTION** **87**

Vysotenko D. V. master's degree Zhykharieva N Assoc.prof. Odesa National University of Technology

33 **БЕЗРОЗМІРНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРОВИХ КОМПРЕСОРІВ** **88**

Сітало В. С., аспірант, СумДУ, м. Суми, v.sitalo@kttf.sumdu.edu.ua

Ванєєв С. М., к.т.н., доцент, СумДУ, м. Суми

34 **ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ПОВІТРОРОЗПОДІЛУ ФРУКТО ТА ОВОЧЕСХОВИЩ** **90**

Зімін О.В., к.т.н., доцент кафедри ХУКП, ОНТУ,

35 **ЕКОЛОГІЧНЕ ПРОЕКТУВАННЯ «ТЕПЛОГО ДОМУ» В УМОВАХ ОБМЕЖЕНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ** **93**

Якуб Л.М., проф. кафедри ЕТ та ПЕ ОНТУ, lydia.yakub@gmail.com

36 **ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ ЗІ ЗМІННОЮ ВИТРАТОЮ ПОВІТРЯ - ВАЖЛИВИЙ ІНСТРУМЕНТ У ЗАБЕСПЕЧЕННІ КОМФОРТНОГО МІКРОКЛІМАТУ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ** **97**

Моісєєв В. О. аспірант ОНТУ., Жихарєва Н.В., доцент ОНТУ

НТБ ОНТУ

37 ПРИРОДНІ ХОЛОДОАГЕНТИ ТА ЗМІНИ КЛІМАТУ 99
Кушнір В.О., аспірант (ОНТУ, Одеса)
Яковлева О.Ю., докторант (ОНТУ, Одеса)

38 ПРОБЛЕМИ ХОЛОДОВОГО ЛАНЦЮГА ТА МОЖЛИВОСТІ 103
Шемякін В.Є., аспірант (ОНТУ, Одеса)
Яковлева О.Ю., докторант (ОНТУ, Одеса)

39 РОЗРОБКА 2D-МОДЕЛІ КРИСТАЛІЗАЦІЇ СОЛЬОВОГО РОЗЧИНУ: ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ЧИСЕЛЬНІ АСПЕКТИ 106
Василів Б.О., аспірант, ОНТУ, Дорошенко В.М., професор, ОНТУ, Василів О.Б., доцент, ОНТУ,

40 ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА ТА ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ЗАХИСТУ ДОВКІЛЛЯ У ВИРОБНИЦТВІ БІОПРЕПАРАТІВ ДЛЯ ЗАХИСТУ РОСЛИН 109
Коваленко О.О., проф., ОНТУ, м. Одеса,
Нікіпелова О.М., проф., ІТІ «Біотехніка» НААН України, м. Одеса

41 ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В ХАРЧОВІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ 111
Мадані М.М., доцент, ОНТУ, м. Одеса

42 ЕКОЛОГІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИРОЩУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ КУЛЬТУР 113
Шевченко Р.І., доцент, ОНТУ, м. Одеса,
Бароліс С.О., здобувач СВО «Магістр», ІІ курс, ОНТУ, м. Одеса

43 ДОСВІД ПРОЄКТУВАННЯ СУЧАСНИХ АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ 116
Козаченко І. С., провідний інженер ТОВ «ЮЖ - Холод», Одеса,
Желіба Ю.О., доцент ОНТУ, Желіба Т.О., НУ «Одеська політехніка»

44 ВУГЛЕВОДНІ ХОЛОДОАГЕНТИ ЯК ОПТИМАЛЬНІ ПРИРОДНІ ХОЛОДОАГЕНТИ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН 118
Марченко В.О., аспірант ОНТУ, Одеса,
Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф.,
Одеський національний технологічний університет

45 ДОСЛІДЖЕННЯ ВИРОБНИЦТВА ШУГИ ТА УСТАНОВКА ДЛЯ ЙОГО ЗДІЙСНЕННЯ 121
Жихарєва Н.В., доцент, к.т.н ОНТУ , Когут В.О. доцент, к.т.н ОНТУ,
Бушманов В.В. інженер

46 УДОСКОНАЛЕННЯ ПОВІТРОРОЗПОДІЛЕННЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ 123
Фурсенко О.В., , аспірант ОНТУ.,
Жихарєва Н.В., доц., к.т.н ОНТУ
Беркань Ір.В., викладач ОФТК при ОНТУ

47 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО - РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ ХОЛОДАГЕНТА R1233ZD(E) У ПАРОГЕНЕРАТОРІ 124
Борисов В.О., асистент, Івченко Д.О., доцент, Халак В.Ф., викладач,
Желєзний В.П., професор, ОНТУ, м. Одеса,

48 ВПЛИВ ДОМІШОК КОМПРЕСОРНОГО МАСТИЛА PLANETELF ACD 100FY У ХОЛОДОАГЕНТІ R1233zd(E) НА КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОВІДДАЧІ У ВИПАРНИКУ 128
Борисов В.О., асистент, Івченко Д.О., доцент, Халак В.Ф., викладач, Желєзний В.П., професор, ОНТУ, м. Одеса,

49 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ НАНОГІБРИДНИХ ТЕПЛОАКУМУЛЮВАЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ (ПАРАФІН / ТЕРМОРОЗШИРЕНИЙ ГРАФІТ / НАНОЧАСТИНКИ CuO) 131

НТБ ОНТУ

Івченко Д.О., доцент, Квасницький Б.А., аспірант, ОНТУ, Глек Я.О., доцент, ОДАБА, Желєзний В.П., професор, ОНТУ, м. Одеса

50 КАЛОРИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ЕРИТРИТУ У ТВЕРДІЙ ТА РІДКІЙ ФАЗАХ 134

Івченко Д.О., доцент, Халак В.Ф., викладач, Квасницький Б.А., аспірант, Желєзний В.П., професор, ОНТУ, м. Одеса,

51 ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ПРИГОТУВАННЯ НАНОГІБРИДНІХ ТЕПЛОАКУМУЛЮВАЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ 137

Глек Я.О., доцент, ОДАБА, Квасницький Б.А., аспірант, Халак В. Ф., викладач, ОНТУ, м. Одеса

52 ДО ПИТАННЯ ПРО КОРЕКТНІСТЬ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО ПОТОКУ ПІД ЧАС ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ ВИМУШЕНІЙ КОНВЕКЦІЇ ТЕПЛОНОСІЯ В ТРУБІ 141

Івченко Д.О. доцент, Шумський О.А. аспірант, Халак В.Ф. викладач, Желєзний В.П. професор, ОНТУ, м. Одеса

53 УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ МОЛОКОЗАВОДУ 144

Яремчук О. О. магістр ОНТУ , Одеса, Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. ОНТУ

54 ОТРИМАННЯ ЛЬОДУ ЛЬОДОГЕНЕРАТОРОМ ПОГРУЖНОГО ТИПУ В НАУКОВІЙ ЛАБОРАТОРІІ КОМФОРТНОГО ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГ КОНДИЦІЮВАННЯ ОНТУ 145

Жихарєва Н.В. доцент ОНТУ , Когут В.О. доцент ОНТУ , Меріков М.М, бакалавр ОНТУ

55 ПЕРЕВАГИ СУЧАСНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ 148

Крушельницький Д.О. аспірант ОНТУ, Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. ОНТУ м. Одеса

56 ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МУЛЬТИСИСТЕМА І VRF СИСТЕМИ В СПОРТИВНОМУ КОМПЛЕКСІ З ПІДВИЩЕНОЮ ВОЛОГІСТЮ 150

Геніх К.В., магістрант; ОНТУ Жихарєва Н.В., доцент, к.т.н ОНТУ , Когут В.О. доцент, к.т.н ОНТУ

57 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ МОЛОКОЗАВОДУ ТА ЇЇ МОДЕРНІЗАЦІЯ, ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ НОВІТНІХ ЕКОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ 151

Брюшков К.Ю.. магістрант ОНТУ , Жихарєва Н.В., доцент, к.т.н ОНТУ

58 ІННОВАЦІЇ У ТЕПЛООБМІННИКАХ ТА КОМПРЕСОРНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ СПЛІТ-СИСТЕМИ 153

Воробйов М.С. магістр ОНТУ , Одеса, Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. ОНТУ

59 IMPROVING THE ENERGY EFFICIENCY OF THE AIR CONDITIONING AND FILTRATION SYSTEM THROUGH EXERGY ANALYSIS IN THE REHABILITATION CENTER OF ODESA 155

Master's degree candidate,. Hitruk M. Zhykharieva N. assoc.prof. . Kogut V., assoc.prof. ONUT Odesa

60 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ БАГАТОЗОНАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В ПРИМІЩЕННІ БОМБОСХОВИЩА 157

Федосєєнко О.О., Відокремлений структурний підрозділ «Технологічний фаховий коледж Державного університету економіки і тенхнологій» Жихарєва Н.В. доцент Одеського національного технологічного університету

61 СИСТЕМА ХОЛОДОТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ 160

Погожий Л.А., студент Лужанська Г.В., доц., к.т.н. Національний університет «Одеська політехніка»

НТБ ОНТУ

62 МОРСЬКА ГЕОТЕРМАЛЬНА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ТЕПЛА І ХОЛОДУ 163

Волков Д.О., студент, Лужанська Г.В., доц., к.т.н.

Національний університет «Одеська політехніка»

63 ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ НАФТОПРОВОДІВ 164

Білик А.А., студент

Губар Л.Б., ст. викладач

Національний університет «Одеська політехніка»

64 ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОТРИМАННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ В НАФТОНАСИЧЕНОМУ ПОРИСТОМУ СЕРЕДОВИЩІ 165

Аспірант Дорошенко В.В. Наук. керівник, д.т.н., професор Тітлов О.С.

Одеський національний технологічний університет

НТБ ОНТУ

СЕКЦІЯ №2 –НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ХОЛОДИЛЬНІ І КРІОГЕННІ МАШИНИ

		стр
1	**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ І ДІАГНОСТИКИ РОБОЧИХ СУМІШЕЙ У СИСТЕМАХ МАЛОГО КОМЕРЦІЙНОГО ХОЛОДУ** *Мошкатюк А.В., ст. викладач, Морозюк Л.І., професор, Соколовська-Єфименко В.В., доцент кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса*	**168**
2	**METHODOLOGY FOR BRINGING THE THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A RELIQUEFACTION PLANT ONBOARD A GAS CARRIER INTO THE OPERATIONAL CARBON INTENSITY INDICATOR (CII) FRAMEWORK** *Victoriia Sokolovska-Yefymenko, Oleksandr Yefymenko, ONUT, Odesa;* *Tatiana Morosuk, Institute for Energy Engineering, Technische Universität Berlin, Berlin, Germany*	**171**
3	**РОБОЧІ ТІЛА КРІОГЕННИХ ТЕРМОМЕХАНІЧНИХ ЦИКЛІВ** *Симоненко Ю.М., завідувач кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса*	**175**
4	**DEVELOPMENT AND JUSTIFICATION OF A MATHEMATICAL MODEL OF A TWO-PHASE EJECTOR IN CO_2 THERMODYNAMIC CYCLES** *Volodymyr Ierin, Ningbo Tech University, China;* *Larisa Morozyuk, Anatolii Basov, ONUT, Odesa*	**177**
5	**АДАПТАЦІЯ МЕТОДОЛОГІЇ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО ОБ'ЄКТУ ДО ПРОЦЕСУ УТВОРЕННЯ КУБІКОВОГО ЛЬОДУ У ПРОМИСЛОВОМУ ЛЬОДОГЕНЕРАТОРІ** *Морозюк Л.І., професор, Москін В.В., аспірант, Мошкатюк А.В., ст. викладач кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса*	**180**
6	**ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ CO_2 У ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ** *Яковлев Ю.О., доцент, Гайдаржи В.Є., аспірант, Луценко О.М., студент кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса*	**182**
7	**ЗАСТОСУВАННЯ ЕКСЕРГІЇ ПРИ ДОСЛІДЖЕНІ ВПЛИВУ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ НА ДОВКІЛЛЯ** *Ярошенко В.М.., доцент кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса*	**184**
8	**АНАЛІЗ СПОСОБІВ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ НА РЕКОНДЕНСАЦІЮ ПРОДУКТУ** *Грудка Б.Г., доцент, Опарівський Н.В., аспірант кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса*	**186**
9	**ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ РІЗНИХ ТИПІВ** *Пономарев К.О., Березовська Л.В., Тітлов О.С.* *Одеський національний технологічний університет*	**188**
10	**УДОСКОНАЛЕННЯ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВИХ ТРУБ І ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ ДЛЯ СТВОРЕННЯ ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНИХ СИСТЕМ ПОБУТОВОЇ І ТОРГІВЕЛЬНОЇ ТЕХНИКИ** *Тітлов О.С., Дорошенко В.М., Сугер В.В.* *Одеський національний технологічний університет*	**190**
11	**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОДЕРЖАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ** *Тітлов О.С., Біленко Н.О., Осадчук Є.О., Нікітін Д.М., Агатій І.В.* *Одеський національний технологічний університет*	**193**

НТБ ОНТУ

12 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПОБУТОВИХ ПРИЛАДІВ КОМБІНОВАНОЇ ТЕРМІЧНОЇ ДІЇ 195

Тітлов О.С., Гратій Т.І., Дмитренко Д.В.
Одеський національний технологічний університет

13 РАЗРАБОТКА АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА С ШИРОКИМ ДИАПАЗОНОМ ТЕМПЕРАТУР ОХЛАЖДЕНИЯ (ОТ МИНУС 24 °С ДО ПЛЮС 12 °С) 199

Тітлов О.С., Дорошенко В.М., Попов В.О.
Одеський національний технологічний університет

14 ПОШУК ЕНЕРГЕТИЧНО ЕФЕКТИВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ У ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ КЛІМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ 202

Сатир Н.С.. Тітлов О.С., Дорошенко В.М.
Одеський національний технологічний університет

15 ВИВЧЕННЯ ПЕРСПЕКТИВ ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ХОЛОДУ НА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЯХ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ ПРИРОДНОГО ГАЗУ 205

Фелонюк С.А., Тітлов О.С.
Одеський національний технологічний університет

НТБ ОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 621.438.2

СТРУМИННО-РЕАКТИВНА ТУРБІНА – ЯК ІННОВАЦІЙНЕ РІШЕННЯ В ПЕРЕТВОРЕННІ ЕКСЕРГІЇ СТИСНУТИХ ГАЗІВ.

Мелейчук О.С, аспірант, СумДУ, Суми, ol.meleychuk@kttf.sumdu.edu.ua;
Ванєєв С.М., к.т.н., доцент, зав. каф. Технічної теплофізики, СумДУ, Суми.

Останні десятиліття загострюється інтерес світової спільноти до інноваційних технічних рішень для перетворювачів енергії з метою трансформації енергетичних систем та підвищення їхньої ефективності, надійності та екологічності. Ключову роль у цій інновації відіграє підвищення ефективності вже використовуваних систем, децентралізації та інтеграція відновлюваних джерел енергії. Ці підходи розглядаються як важливі стратегії для зменшення викидів парникових газів, підвищення надійності енергопостачання та зменшення вартості енергоресурсів. Міжнародна наукова спільнота вже давно досліджує питання децентралізації виробництва енергії [1], інтеграцію інноваційних джерел енергії в міську інфраструктуру [2], а також аналізує потенційні недоліки цих інновацій, незважаючи на їхні безперечні переваги [3].

Згідно з Національним енергетичним та кліматичним планом на 2025-2030 рр. передбачається до 2030 року знизити викиди парникових газів на 65% у порівнянні з 1990 роком та знизити первинне споживання енергії з рівня 72,224 тисяч тон нафтового еквіваленту (тне), до рівня 42,168 тисяч тне. [4]. Також у Програмі справедливої трансформації вугільних регіонів на період до 2030 року зазначено, що планується поступове скорочення використання вугілля в промисловості до 2050 року і припинення споживання вугілля та іншого твердого викопного палива в домогосподарствах та інших секторах до 2035 року. Загальні обсяги споживання вугілля та іншого твердого викопного палива планується зменшити в 3,7 рази у 2050 році порівняно з 2023 роком [5].

Тож всі ці фактори спонукають до пошуку альтернативних та інноваційних технічних рішень у сфері енергетики. У енергетиці, хімічній і харчовій промисловості, а також у комунальному господарстві існує значна кількість енерговузлів, де робоча речовина (газ, водяна пара і тому подібне) дроселюється до параметрів технологічних процесів. На таких вузлах втрачається велика кількість ексергії стиснутих газів і пари, яка може бути перетворена спочатку на механічну енергію, а потім на електричну.

Одним із перспективних технічних рішень з перетворювачів енергії є використання турбінного обладнання на основі струминно-реактивних турбін (СРТ). Цей тип турбін знайшов застосування в енергетиці, зокрема, для створення турбогенераторів малої потужності до 500 кВт, які використовують енергію стиснутих газів. Цей тип турбінного обладнання потребує всебічного дослідження фізичних процесів, що відбуваються всередині проточної частини СРТ. Для дослідження використовувалась СРТ канального типу.

Ця СРТ належить до безлопаткових реактивних розширювальних машин із фіксованим підвідним соплом та багатоканальним робочим колесом. Зовнішній переріз 3D-моделі ротора СРТ канального типу з опорами представлений на рисунку 1. Робоче тіло подається в осьовий канал ротора – підвідне сопло (ПС), що складається з циліндричної ділянки та дифузорної частини. На виході з ПС формується недорозширений надзвуковий струмінь, який перекриває осьовий зазор між статарною та роторною частинами і реалізує газодинамічне «замикання» безконтактних ущільнень. Далі робоча речовина, рухаючись по циліндричному каналу, розвертається в радіальному напрямку й рухається каналами до початку вихідних (тягових) сопел на периферії робочого колеса. Після проходження критичного перерізу в тяговому соплі газ продовжує розширюватися до виходу, формуючи надзвуковий струмінь. Саме в тяговому соплі відбувається головне перетворення потенційної енергії стисненого газу на кінетичну енергію струменя, що створює реактивну силу на

соплах і, відповідно, крутний момент на валу.

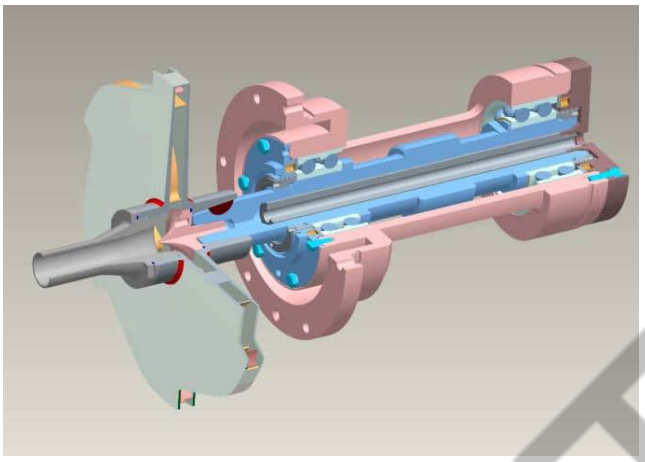


Рис. 1 – 3D модель ротора СРТ з опорами.

У даній роботі виконано чисельне моделювання струминно-реактивні турбіни за допомогою програмного забезпечення ANSYS CFX та представлено результати порівняння з результатами експериментальних даних. При чисельному розрахунку застосовувались наступні граничні умови: повний тиск на вході - 1,8224 МПа; повна температура на вході – 275,5°С; статичний тиск на виході – 0 Па; частота обертання ротора – 25000 об/хв. В результаті розрахунку отримані наступні результати: крутний момент на валу СРТ – 82,9 Н·м; потужність на валу – 216,92 кВт; масові витрати на вході – 1,03843 кг/с. Розбіжність визначення потужності та моменту на валу СРТ за результатами чисельних досліджень і за результатами натурних випробувань складає 1,6 %; розбіжність визначення масової витрати пари на вході в турбіну – 1,34 %. СРТ є перспективним напрямком для створення енергоефективних турбогенераторів малої потужності.

Результати дослідження підтверджують можливість використання даного типу агрегатів для децентралізації енергопостачання та утилізації вторинних енергетичних ресурсів, що сприяє підвищенню енергетичної безпеки та зменшенню негативного впливу на навколишнє середовище і відповідає цілям сталого розвитку. Ключова перевага цього типу конструкції - простота виготовлення проточної частини та експлуатаційна стійкість у брудному та/або вологому середовищі, що традиційно обмежувало застосування класичних турбін малої потужності в реальних експлуатаційних умовах.

Список літератури

1. Hiremath, R. B.; Shikha, S.; Ravindranath, N. H. Decentralized energy planning; modeling and application - a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2007, 11(5), 729–752.

2. Adil, A. M.; Ko, Y. Socio-technical evolution of Decentralized Energy Systems: A critical review and implications for urban planning and policy. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2016, 57, 1025–1037.

3. McKenna, R. The double-edged sword of decentralized energy autonomy. Energy Policy 2018, 113, 747–750.

4. Про схвалення Національного плану з енергетики та клімату на період до 2030 року. Розпорядження Кабінету Міністрів України №587-2024-р від 25.06.2024. Доступний онлайн: https://zakon.rada.gov.ua/laws/main/587-2024-%D1%80?utm_source=chatgpt.com#Text

5. Про затвердження Державної цільової програми справедливої трансформації вугільних регіонів України на період до 2030 року. Постанова Кабінету Міністрів України №711 від 18.06.2025.

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
Доступний онлайн: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/711-2025-%D0%BF#Text

УДК 629.5.03

ЕЛАСТОМІРНІ МАТЕРІАЛИ В КОНСТРУКЦІЇ РУШІЇВ ЯК ЗАСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИКИ

Самохвалов В.С., доцент кафедри теплотехніки, Кобалава Г.О., завідувач кафедри теплотехніки,
Воінов О.П., професор кафедри теплотехніки
ХНМІ НУК ім. адмірала Макарова, м. Херсон, voinova_s@yahoo.com

У процесі руху судна хімічна енергія палива послідовно перетворюється на теплову, а згодом – на механічну, яка передається рушію. Однак частина цієї енергії втрачається, зокрема, на нагрівання води, турбулізацію потоку та утворення кільватерного сліду, який є індикатором енергоефективності рушія. Водночас у гідробіонтів кільватерний слід майже відсутній, що свідчить про високу ефективність їх способу переміщення.
На відміну від живих організмів, які пересуваються без обертових елементів, традиційні рушії водного транспорту (гвинти, колеса) реалізують обертальні рухи, що супроводжуються енергетичними втратами [1].

Удосконалення суднових рушіїв із метою підвищення енергоефективності та зниження екологічного навантаження на довкілля є актуальним завданням сучасної суднової енергетики. Одним із перспективних його напрямків є дослідження пластинчастих рушіїв, подібних до рухових структур гідробіонтів. Особливо важливим є аналіз впливу форми, геометричних розмірів і пружних властивостей еластомірних пластин на створювану ними тягу, а також доцільність використання таких матеріалів у конструкції суднових рушіїв.

Метою дослідження є теоретичний аналіз пластинчастих рушіїв, обґрунтування методики експериментальних досліджень і порівняльна оцінка запропонованих та існуючих технічних рішень. Для цього досліджується пружність зразків еластомірних пластин, її залежність від геометричних параметрів та вплив на величину створюваної тяги, а також визначаються основні напрямки вдосконалення конструкції пластинчастих суднових рушіїв.

Ще в першій половині XX століття було закладено основи теорії руху риб і створено вібраційний гнучкий рушій. Проте відсутність відповідних матеріалів із необхідними характеристиками – високою пружністю, гнучкістю та стійкістю до втоми – унеможливлювала його ефективну реалізацію. Сучасні еластоміри, що вже використовуються як елементи рушіїв у наземному транспорті [2], мають комплекс властивостей, придатних для біоміметичних рушіїв водного транспорту.

Еластомірні матеріали, зокрема поліуретани, силікони, бутадієн-стирольні каучуки, фтореластоміри та інші синтетичні полімери, поєднують пружність, міцність, гнучкість і хімічну інертність. Вони демонструють стійкість до корозії, біообростання, гідродинамічних навантажень, вібрації та кавітації, що зумовлює їхню придатність для експлуатації в агресивному морському середовищі.

Завдяки механічним характеристикам, подібним до властивостей тканин гідробіонтів, еластоміри ефективно імітують природні рухи риб, кальмарів та медуз, забезпечуючи

НТБОНТУ

високий рівень маневреності та енергоефективності.

У Національному університеті кораблебудування ім. адмірала Макарова триває вдосконалення пластинчастих рушіїв. У роботі [1] запропоновано розміщення рушія в секторальному каналі та застосування вільнопоршневого газогенератора, в рішенні [3] – використання лінійних електродвигунів у складі пропульсивного комплексу.

З огляду на сучасні вимоги до морських безпілотних апаратів, зокрема потребу в економічних та малошумних рушіях з ефектом акустичної мімікрії [4], досліджено вплив форми, розмірів і пружності пластин еластомірного рушія на створювану ним тягу.

Проведено визначення гнучкості дослідних зразків пластин; створено макет пропульсивного комплексу для оцінки тягових характеристик; виконано швартові та ходові випробування рушія на основі еластомірних пластин [2].

На основі закону Гука отримано вираз для визначення модуля пружності еластомірних елементів. Розроблено експериментальну установку для вимірювання пружності пластин, які використовувались як окремо, так і в комбінованих варіантах. Для кількісної оцінки тяги побудовано діючий макет рушійної установки з еластомірним пластинчастим рушієм [5].

Висновки.

Еластоміри є ключовим матеріалом для розвитку екологічно орієнтованих біоміметичних рушіїв, завдяки своїм фізико-механічним властивостям, стійкості до дії морського середовища та здатності знижувати експлуатаційні втрати енергії.

Пластинчасті рушії з еластомірів мають ряд переваг над традиційними системами, що сприяють зменшенню екологічного навантаження:

– не потребують докування судна для обслуговування, що скорочує ресурсо- та енерговитрати;

– виготовляються з матеріалів, стійких до корозії, що знижує потребу в агресивних захисних покриттях;

– забезпечують роботу в мілководних і забруднених акваторіях без ризику пошкодження або засмічення;

– створюють мінімальний шумовий слід (ефект акустичної мімікрії), що важливо для збереження морських екосистем;

– характеризуються низькою енергоємністю виробництва та можливістю переробки деяких типів еластомірів.

Еластомірні рушії представляють собою екологічно безпечну альтернативу традиційним обертовим рушіям, поєднуючи принципи біоміметики з прагненням до сталого розвитку в суднобудуванні.

Розроблено та виготовлено діючий макет пропульсивної установки з горизонтально- та вертикально-осцилюючими еластомірними пластинами, що демонструє потенціал таких рішень для екологічно чистого водного транспорту.

Встановлено фізичну залежність між геометрією та пружністю еластомірних пластин і створюваною ними тягою, що дозволяє оптимізувати конструкцію рушіїв для досягнення максимальної енергоефективності при мінімальному впливі на довкілля.

Список інформаційних джерел

1. Патент України №18438 U. Гідрореактивний судовий двигун / Самохвалов В. С., Ткаченко С. Г., Цвікліс В. С., Багненко М. Ю., Маханько О. В. МПК B63H 11/00. Заявл.

НТБОНТУ

18.04.2006 № u200604326. Опубл. 15.11.2006. Бюл. №11.

2. Самохвалов В. С., Шостак В. П., Воінов О. П., Кобалава Г. О. Використання еластомірних матеріалів для пластинчастих рушіїв рухової пропульсивної установки / Матер. XVII міжнар. наук.-практ. конф. "Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT – 2025), Одеса, 28-30 травня 2025р. – С. 327 – 329.

3. Патент України №157595 U. Суднова рухова гідрореактивна установка / Воінов О. П., Воінова С. О., Самохвалов І. Є., Самохвалов В. С., Шостак В. П. МПК B63H 11/00. Заявл. 07.11.2023 № u202305282. Опубл. 06.11.2024. Бюл. №45.

4. Самохвалов В. С., Воінов О. П., Воінова С. О., Кобалава Г. О. Шляхи вдосконалення пропульсивних комплексів морських бойових дронів: матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті» (MINTT – 2023), Херсон, 24-25 травня 2023 р. – С. 131 – 132.

5. Діючий макет рухової пропульсивної установки [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://youtube.com/shorts/FvyPzC3My9c?feature=share. – Назва з екрана.

УДК 622.692.6

ОЦІНКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТУВАННЯ НАФТИ МАГІСТРАЛЬНИМ ТРУБОПРОВОДОМ

Кологривов М.М., доцент ОНТУ, ***м. Одеса,*** *mmkologriv@ukr.net*

Розглядається проблема визначення енергоефективності роботи магістрального нафтопроводу. Магістральний нафтопровід складається з експлуатаційних ділянок. Довжина експлуатаційної ділянки не більше 600 км. На ділянці розташовані перекачувальні станції (НПС) на відстані 100-150 км одна від одної. Насосний агрегат на кожної НПС складається із декількох насосів з електроприводами. У загальному випадку до агрегату входять насоси, які мають різні паспортні характеристики, різну кількість працюючих насосів, та різну їх обв'язку. З урахуванням цього і того, що деякі НПС можуть бути відключені на експлуатаційній ділянці існує безліч варіантів перекачування нафти з різними показниками енергоспоживання. Найкращий варіант з мінімальним енергоспоживанням. Пропонується наступна методика оцінки енергоефективності транспортування нафти.

Для оцінки енергоефективності роботи нафтопроводу необхідно прийняти критерій. Автору відомо чотири критерію, які можливо використовувати до аналізу. Усі критерії мають власні перемоги та недоліки. Для аналізу енергоспоживання вибрано критерій, який є основою для прийняття норм витрат при проектуванні і експлуатації магістрального нафтопроводу і прийнятті рішень [1, с. 310]. Критерій (**П**) для визначення енергоспоживання електроенергії на транспорт нафти – це величина споживання електроенергії (**Е**) на одиницю транспортної роботи (**А**). вона вимірюється в кіловат-годинах на 1000 тонно-кілометрів вантажообігу (**кВт·год/1000 т·км**).

$$\mathbf{П} = \frac{\mathbf{E}}{\mathbf{A}}, \frac{\mathbf{кВт{\cdot}год}}{\mathbf{1000\ т{\cdot}км}}$$

Чисельник у вираженні є витрачена електрична енергія на транспортування нафти по експлуатаційної дільниці довжиною (**L**) з витратою ($\mathbf{Q_н}$) за час (τ),

Знаменник у вираженні розмірності (1000 тонн·км) – умовна постійна одиниця механічної енергії (**A**), яка обчислюється в Дж за формулою

$$\mathbf{A = m \cdot g \cdot L = 1000 \cdot (1000 \cdot 9.81) \cdot 1000 = 9.81 \cdot 10^9 \text{ , Дж}}$$

де **m = 1000** кг – маса нафти 1 тонни:
g = 9,81 м/с^2 – прискорення вільного падіння;
L = 1000 м – відстань переміщення нафти..

Одиниця механічної енергії (**A**) аналогічна використанню теплотворній здатності 1 кг умовного палива ($\mathbf{Q_т = 29{,}31 \cdot 10^6}$ **Дж**) у теплоенергетиці.

Розрахункова витрата електроенергії на перекачування нафти магістральним нафтопроводом визначається за формулою:

$$\mathbf{E} = \left(\frac{H1}{C1} + \frac{H2}{C2} + \cdots + \frac{Hn}{Cn}\right) \cdot \mathbf{Q} \cdot \rho \cdot \mathbf{g} \cdot \boldsymbol{\tau} \quad \text{, Дж}$$

Де **Q** - задана продуктивність нафтопроводу, м^3/с;

$\mathbf{H_1}$ – напір створенний насосним агрегатом на першої НПС експлуатаційної ділянки м.ст.р.;

$\mathbf{H_2}$ – напір створенний насосним агрегатом на другої НПС експлуатаційної ділянки м.ст.р.;

$\mathbf{H_n}$ – напір створенний насосним агрегатом на кінцевою НПС експлуатаційної ділянки м.ст.р.;

$\mathbf{C_1}$ – ККД насосного агрегату на першої НПС експлуатаційної ділянки в частках;

$\mathbf{C_2}$ – ККД насосного агрегату на другої НПС експлуатаційної ділянки в частках;

$\mathbf{C_n}$ – ККД насосного агрегату на кінцевою НПС експлуатаційної ділянки в частках;

ρ - щільність нафти, кт/м^3.

$\boldsymbol{\tau}$ – час працювання насосних агрегатів, с.

Напір насосного агрегату і його ККД можливо розрахувати знаючи характеристики працюючих насосів, їх кількість та схему з'єднання.

На практиці використовують експериментальні дані. Визначення фактичного енергоспоживання насосним агрегатом на кожної НПС з погодинною розбивкою проводять за даними штатних систем диспетчерського контролю та управління і за даними автоматизованої системи технологічного управління єнергопостачанням відповідно дотримання режимів роботи експлуатаційної ділянки.

Для визначення мінімального енергоспоживання розраховують безліч варіантів роботи насосного обладнання НПС експлуатаційної ділянки для кожної заданої продуктивності нафтопроводу. У полі малюнку показують результати розрахунків які відповідають роботі насосних агрегатів без кавітації і при тиску менш допустимого робочого тиску. Будують графічну залежність П = f(Q). Побудована крива обмежує знизу область з результатами розрахунків та відображає значення мінімального енергоспоживання для кожної продуктивності. В якості приклада наведено рисунок.

НТБОНТУ

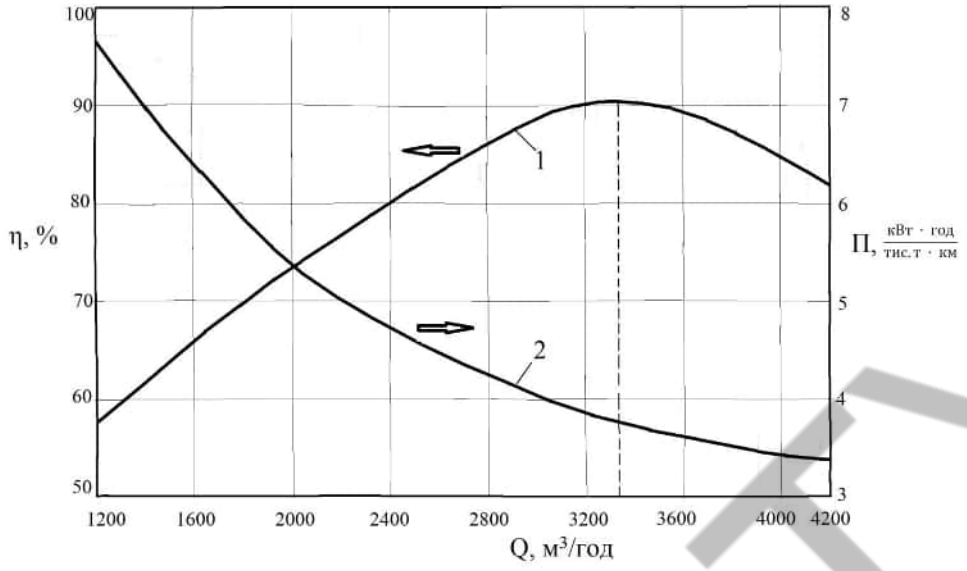


Рисунок. Залежності ККД обладнання експлуатаційної ділянки «Августівка – Снігурівка» нафтопроводу «Одеса – Кременчук» (крива 1) і питомих витрат електроенергії на перекачування (крива 2) від продуктивності нафтопроводу.

Витрати електроенергії на експлуатаційної ділянці поділяють на основні та власні потреби [2, с. 170]. Основні – це витрати, пов'язані з роботою основних та підпірних насосів. Їх доповнюють витратами, необхідними для роботи обслуговуючих систем: вимірювальних приладів, засувок з електроприводом, встановлених за насосом, тощо. Якщо насос у резерві, то додаткових витрат немає.

Витрати за власні потреби відносять до експлуатаційної ділянки цілком. Це - опалення, вентиляція, освітлення, робота вантажопідйомних механізмів, електроінструменту та зварювання тощо. Загалом вони не перевищують 5% від основних витрат.

Витрата електроенергії на власні потреби лінійної частини нафтопроводу, на систему електрохімічного захисту трубопроводу та кабелю зв'язку від корозії – харчування СКЗ становить у середньому на 100 кілометрів 15 тис. кВт· год на рік.

Облік у розрахунках лише основних витрат на експлуатаційної ділянки нафтопроводу суттєво спрощує прогнозну оцінку загальних енерговитрат. Режим роботи експлуатаційній ділянці зручно оцінювати порівнянням експериментальних данних з прогнозним показником. При значної розбіжності приймати рішення для її усунення.

Література

1. Кологривов М. М. Прийняття енергозберігаючих рішень при проектуванні магістральних нафтопроводів//Збірник тез доповідей 83 наукової конф. викладачів ОНТУ.- 2023.-С. 309-311.
2. Кологривов М. М., Волчок В. О. Особливості регулювання режиму роботи нафтопроводу частотними пристроями //8th International scientific and practical conference ‘Scientific research: modern challenges and future prospects” (March 17 – 19, 2025) MDPC Publishing, Munich, Germany, 2025. – P. 168 – 173

.

НТБ ОНТУ

УДК 621.59

СИСТЕМИ ТЕПЛО- ТА ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВИХ СТРУМИННИХ АПАРАТІВ

Шарапов С. О., доцент, Вербицький А. Р., аспірант, Ткаченко Б. О., аспірант, СумДУ, м. Суми,
s.sharapov@kttf.sumdu.edu.ua

В умовах російсько-Української війни та постійних атак ворога на об'єкти критичної інфраструктури, гостро постає питання подолання дефіциту тепло- та електропостачання. Переважна більшість існуючих тепло- таелектрогенеруючих установок є централізованими та мають завищену встановлену потужність. Основним завданням Стратегії розвитку розподіленої генерації енергії в Україні є децентралізація постачальників тепла та електроенергії, побудова установок малої потужності в окремих кварталах та, навіть, в окремих будинках. Одним зі шляхів забезпечення стійкості енергосистеми може бути когенерація видів енергії в установках малої потужності, що дасть можливість не припиняти постачання тепла та електроенергії під час атак на ті чи інші об'єкти. У теперішній час все більше замовників нових систем теплопостачання прагнуть до їх досконалості, яка може бути досягнута шляхом мінімізації втрат у процесі перетворення енергії всередині циклу і максимального здешевлення витрат на холодильний агент.

Практика європейських країн свідчить, що найбільш перспективним напрямком в сфері розподіленої теплогенерації є використання теплонасосних установок. Провідні європейські виробники, такі як Viessmann, Buderus, Danfoss та інші як робоче середовище використовують традиційні фреони. Ефективність цих теплових насосів, передусім, залежить від характеристик теплових джерел, що беруть участь у термотрансформації. Авторами проведено дослідження можливості застосування води як дешевої та доступної альтернативи фреонам. Як відомо, вода має низку унікальних властивостей, в тому числі високу теплоту пароутворення та високу питому теплоємність.

На сучасному етапі поширеною є теплонасосна технологія, завдяки якій можна отримувати теплову енергію для опалення житлових будинків. В житлово-комунальних господарствах багатьох країн світу використовують парокомпресійні теплові насоси, як альтернативу централізованим теплоелектростанціям та котельним установкам. Однак вони мають суттєві недоліки: низька ефективність пароструминних апаратів, на базі яких вони створені, та постійно зростаючі вимоги до холодильних агентів, які є робочими середовищами в цих теплових насосах.

Саме тому автори пропонують замінити пароструминні апарати на рідинно-парові, ефективність яких є вищою на 20-25 %. Підвищення ефективності досягається за рахунок внутрішньої генерації пари, яка є робочим струменем активного потоку в рідинно-парових струминних апаратах. Це є принципом струминної термокомпресії. Автори пропонують внести зміну в конструкцію існуючої теплонасосної установки шляхом заміни пароструминного апарату на рідинно-паровий, і додати модуль електрогенерації, що дозволить реалізувати принцип когенерації. Пропонований підхід дозволить генерувати не тільки теплову енергію для потреб опалення та гарячого водопостачання, а й електроенергію для живлення споживачів. В таких установках будуть поєднані принципи одночасної генерації робочої пари всередині циклу та ефективного процесу змішування активного і пасивного потоків.

У зв'язку з цим можна стверджувати, що вирішувана прикладна проблема є актуальною. Її сутність полягає в підвищенні рівня енергоефективності існуючих та створення нових ефективних систем тепло- та електропостачання шляхом застосування теплоелектрогенераторів на базі рідинно-

НТБ ОНТУ

парових струминних апаратів, що працюють за принципом струминної термокомпресії. Це дасть змогу створити енергонезалежні об'єкти цивільної та промислової інфраструктури, які будуть здатні самостійно генерувати електричну та теплову енергію для забезпечення потреб споживачів.

Список інформаційних джерел

1. Heat Pumps for Cold Climate Heating / ed. by H. Huang. CRC Press, 2020. URL: https://doi.org/10.1201/9781003029366.
2. Pavlenko, I., Ciszak, O., Kondus, V., Ratushnyi, O., Ivchenko, O., Kolisnichenko, E., Kulikov, O., Ivanov, V. (2023). An increase in the energy efficiency of a new design of pumps for nuclear power plants. Energies, Vol. 16, 2929. https://doi.org/10.3390/en16062929.
5. Exergy analysis of centered water nozzle steam–water injector / W. Li et al. Experimental Thermal and Fluid Science. 2018. Vol. 94. P. 77–88. URL: https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.01.038.
6. Exergy-based evaluation of a waste heat driven polygeneration system with CO2 as the working fluid / J. Luo et al. Interna-tional Journal of Exergy. 2021. Vol. 34, no. 1. P. 50. URL: https://doi.org/10.1504/ijex.2021.112035.
7. Flue gas cleaning approach based on jet reactor prototype research / J. Gagan et al. Journal of Cleaner Production. 2023. Vol. 418. P. 138033. URL: https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2023.138033.

УДК 621.694.2

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РІДИННО-ПАРОВИХ СТРУМИННИХ АПАРАТІВ ШЛЯХОМ ПРОФІЛЮВАННЯ ЇХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН

Шарапов С. О., доцент, Гусєв Д. М., провідний фахівець, Євтушенко С. О., аспірант, СумДУ, м. Суми, s.sharapov@kttf.sumdu.edu.ua

Розвиток теоретичних знань та подальше практичне впровадження рідинно-парових струминних апаратів (РПСА) залежить від ефективності, з якою буде реалізовано їх робочий процес. Проведені вітчизняними та зарубіжними вченими дослідження довели, що одним з головних чинників, що впливає на цю ефективність є ступінь завершеності процесу пароутворення в соплі активного потоку з подальшим змішування з пасивним потоком в камерах змішування. Ефективність пароутворення в каналах змінної геометричної форми, що розширюється, напряму залежить від швидкості витікання закипаючої, недогрітої до насичення рідини. Можливість одержання на виході з РПСА двофазний потік з необхідної структури та з певним значенням ступеня перевиробництва пари напряму залежить від завершеності процесу змішування активного і пасивного потоків в камерах змішування.

Проведені авторами теоретичні та експериментальні дослідження дали змогу виявити вплив режимних та геометричних параметрів робочого струменя на виході з сопла на показники ефективності рідинно-парових струминних апаратів. В результаті цих досліджень було одержано швидкісні характеристики закипаючого потоку, часу процесу пароутворення, за який відбувається структурна перебудова в соплі активного потоку та швидкості процесу змішування активного і пасивного потоків. Ефективність процесу пароутворення напряму залежить від положення вихідного перерізу сопла, тобто довжини його надзвукової частини. Саме це впливає на форму струменя

НТБОНТУ

активного потоку, енергія якого буде використовуватися для ежекції пасивного потоку з подальшим змішуванням з ним. В результаті проведених досліджень, були одержані показники ефективності окремих елементів РПСА, таких як сопло активного потоку та камера змішування, а також ефективність РПСА в цілому. Проаналізовані результати цих досліджень, автори дійшли думки, що для подальшого підвищення ефективності робочого процесу РПСА, необхідно виконати профілювання його проточної частини.

Вперше про необхідність профілювання каналів, що розширюються, згадується в дослідженнях, які проводилися для відцентрових компресорів. Профілювання проточної частини дифузорів було необхідне для уникнення відриву потоків від стінок каналу. Таким чином, виникала необхідність спрофілювати проточну частину такої форми, в якій би забезпечувалась необхідна структура течії та мінімізувалися втрати. Профілювання елементів двофазних струминних апаратів, а, особливо, сопел активного потоку до сьогоднішнього дня не набуло широкого розповсюдження. Ефективність процесів пароутворення досягалася лише за рахунок вище перерахованих факторів і сягала досить високого рівня. Так, коефіцієнт швидкості непрофільованих конічних сопел знаходиться на рівні 0,92–0,97. Але питання одержання на виході з сопла робочого струменя необхідної структури та уникнення відриву потоку від стінок надзвукової частини залишається актуальним. Питання необхідності профілювання камер змішування зумовлено не тільки необхідністю підвищення ефективності процесу змішування активного і пасивного потоків, а й більш якісною структурою потоку на виході з РПСА.

В процесі дослідження було вирішено зворотну задачу та проведено автоматизацію процесу раціонального вибору геометричної форми надзвукової частини сопла на основі параметрів потоку на вході та виході за допомогою програмного комплексу Ansys CFX. Саме тому, одержані в даній статті результати експериментальних досліджень будуть використовуватись при додатковому застосуванні варіаційного числення та методів ідентифікації параметрів розробленої математичної моделі.

Одержані результати свідчать про доцільність профілювання проточної частини РПСА, що додатково підвищує їх ефективність приблизно на 4–6 %, і дозволяє одержати у вихідному перерізі апарату більш структурований парокрапельний двофазний потік з необхідними параметрами.

.

Список інформаційних джерел

1. Riaz, F.; Yam, F.Z.; Qyyum, M.A.; Shahzad, M.W.; Farooq, M.; Lee, P.S.; Lee, M. Direct Analytical Modeling for Optimal, On-Design Performance of Ejector for Simulating Heat-Driven Systems. Energies 2021, 14. DOI: https://doi.org/10.3390/en14102819.
2. Topal, H. I.; Tol, H. I., Kopaç, M.; Arabkoohsar, A. Energy, exergy and economic investigation of operating temperature impacts on district heating systems: Transition from high to low-temperature networks. Energy 2022, 251. DOI: https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123845.
3. Besagni, G.; Cristiani, N.; Croci, L.; Guédon, G. R.; Inzoli, F. Multi-scale evaluation of ejector performances: The influence of refrigerants and ejector design. Appl. Therm. Eng. 2021, 186. DOI: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116502.
4. Mahmoudian, J.; Mazzelli, F.; Milazzo, A.; Malpress, R.; Buttsworth, D. Experiments on water vapour condensation within supersonic nozzle flow generated by an impulse tunnel. Int. J. Multiph. Flow 2021, 134. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2020.103473.
5. Zhang, G.; Dykas, S., Majkut, M., Smołka, K., Cai, X. Experimental and numerical research on the effect of the inlet steam superheat degree on the spontaneous condensation in the IWSEP nozzle. Int. J. Heat Mass Transf. 2021, 165. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120654.

НТБОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 631.563.4

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ АГРЕГАТІВ НА БАЗІ РІДИННО-ПАРОВИХ СТРУМИННИХ АПАРАТІВ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛО- ТА ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ

Шарапов С. О., доцент, Вербицький А. Р., аспірант, СумДУ, м. Суми, s.sharapov@kttf.sumdu.edu.ua

В умовах війни в Україні гостро постало питання захисту об'єктів критичної інфраструктури від атак ворога. Згідно з Стратегією розвитку розподіленої генерації до 2035 року та операційному плану заходів на 2024-2026 рр., що схвалені на державному рівні розпорядженням Кабінету Міністрів України від 18 липня 2024 р. № 713-р. можливими шляхами вирішення даної проблеми може бути створення систем індивідуального тепло- та електропостачання. Вони здатні забезпечувати теплом, гарячою водою та електроенергією окремі квартали та, навіть, окремі домогосподарства. Це дозволить створити розгалужену систему, серед переваг якої плавність регулювання термодинамічних та режимних параметрів, можливість пуску та зупинки в будь-який час, а, головне, енергонезалежність споживачів.

Авторами були проаналізовані існуючі аналоги, серед яких теплонасосні системи на базі пароструминних апаратів. Незважаючи на їх переваги, в таких системах є і суттєві недоліки, що перешкоджають їх широкому застосуванню. Серед них низька складність конструкції, та, як наслідок, низька ефективність систем на їх базі. Можливим альтернативним рішенням можуть слугувати двофазні струминні апарати, до яких відносяться рідинно-парові струминні апарати, що працюють за принципом струминної термокомпресії. Їх робочим середовищем є вода, яка є дешевою та безпечною альтернативою сучасним холодильним агентам.

В роботі розглянуто та проаналізовано три варіанти схемних рішень, які можна застосувати для систем тепло-та електропостачання побутовим споживачам. Перший варіант являє собою установку на базі рідинно-парового струминного апарату, в якому відбір пари здійснюється після теплообмінника-підігрівача та випарника. Таким чином, в цій схемі застосовується турбіна високого тиску, що дає змогу одержувати більше електроенергії, яка може бути розподілена на систему опалення та гарячого водопостачання. Другим варіантом є схема, в якій відбір робочої пари здійснюється після сепаратора. В цьому випадку застосовується турбіна низького тиску, що дозволяє спрямувати більше енергії на систему опалення та гарячого водопостачання. Третім варіантом є комбінована система, в якій застосовується турбіна високого тиску для отримання електричної енергії, а відпрацьована пара з неї спрямовується в конденсатор, де разом з потоком, що виходить з рідинно-парового струминного апарату спрямовується в систему опалення та гарячого водопостачання.

Для оцінки доцільності впровадження рідинно-парових струминних апаратів було застосовано ексергетичний та термоекономічний методи аналізу. Такий підхід дає змогу проаналізувати енергоефективність термомеханічних систем, в яких відбувається одночасне перетворення декількох видів енергії. В нашому випадку це теплова енергія, що використовуються для опалення та гарячого водопостачання, та електрична, що застосовується для забезпечення електроенергією споживачів. В результаті цього було визначено не тільки показники ексергетичної ефективності пропонованих схемних рішень, а й розраховано тариф, за яким споживач буде отримувати електроенергію, тепло в системі опалення та гарчу воду.

Проаналізувавши одержані результати можна зробити висновок, що впровадження рідинно-парових струминних апаратів в системи тепло- та електропостачання є доцільним, оскільки це дає змогу підвищити ефективність таких систем на їх основі та знизити тариф на електроенергію на 29 %,

на опалення на 54 % та на гаряче водопостачання на 31 % порівняно з існуючими загальнодержавними тарифами

Список інформаційних джерел

1. Horskyi, V., Maliarenko, O. (2023). Use of improved methodology to determine the total power efficiency of energy products in their co-production at combined heat and power plant. In: Zaporozhets, A. (eds) Systems, Decision and Control in Energy IV. Studies in Systems, Decision and Control, Vol 454, pp. 291–307, Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-22464-5_17.

2. Aghaei, A.T., Saray, R.K. (2021). Optimization of a combined cooling, heating, and power (CCHP) system with a gas turbine prime mover: A case study in the dairy industry. Energy, Vol. 229, 120788. https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120788.

3. Esfandabadi, Z.S.; Ranjbari, M.; Scagnelli, S.D. (2022) The Imbalance of Food and Biofuel Markets amid Ukraine-Russia Crisis: A Systems Thinking Perspective. Biofuel Res. J. 9, pp. 1640–1647. http://doi.org/10.18331/BRJ2022.9.2.5.

4. Rämä, M., Wahlroos, M. (2018). Introduction of new decentralised renewable heat supply in an existing district heating system. Energy, Vol. 154, pp. 68–79. https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.105.

5. Yong, Q., Tian, Y., Qian, X., Li, X. (2022). Retrofitting coal-fired power plants for grid energy storage by coupled with thermal energy storage. Applied Thermal Engineering, Vol. 215, 119048. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119048.

УДК: 628 / 631.8: 333.7

ОСОБЛИВОСТІ СИСТЕМИ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БОМБОСХОВИЩ

Жихарєва Н.В., доцент, ОНТУ, м. Одеса, zhihareva.nata@gmail.com

В умовах воєнного стану завдання підвищення енергоефективності систем кондиціювання в бомбосховищах має важливе значення.

Система життєзабезпечення бомбосховищ - це процес підготовки підземних приміщень для знаходження громадян у них. Для здійснення процесу кондиціювання бомбосховищ необхідні спеціально підготовлені приміщення, що відповідають вимогам стандартів і нормативів. Основні елементи кондиціювання бомбосховищ - це фільтрація, рівномірний розподіл повітря, охолодження та нагрівання повітря, системи автоматичного контролю температури, вологості, тиску та інших параметрів. [1-2]

Для забезпечення тривалого перебування людей у сховищі (мінімальний термін 2 доби), останнє обладнується наступними системами життєзабезпечення: повітропостачання; водопостачання; водовідведення (каналізації); опалення; електропостачання; зв'язку.

Кондиціювання бомбосховищ є важливим складовим елементом безпеки під час надзвичайних ситуацій та заходів цивільного захисту. Цей процес передбачає постійний обмін повітрям в приміщенні, що дозволяє уникнути накопичення шкідливих речовин, які можуть бути випущені в атмосферу під час надзвичайних ситуацій. Одним з найважливіших елементів вентиляції є належне проєктування та встановлення систем вентиляції. Система вентиляції гарантує постійну циркуляцію повітря, що допомагає підтримувати оптимальний рівень вологості та температури в приміщенні, а також зменшує ризик ураження шкідливими речовинами (хімічна зброя , пил , чадний газ) .

НТБ ОНТУ

Система кондиціювання дозволяє забезпечити оптимальний температурно-вологісний режим і газовий склад повітря в сховищі. Повітрозабезпечення (вентиляція) сховищ здійснюється за рахунок зовнішнього повітря. Система кондиціювання і вентиляції не тільки подає в сховище необхідну кількість повітря, але і забезпечує захист від попадання всередину споруди радіоактивного пилу, хімічно-небезпечних речовин, бактеріологічних речовин і продуктів горіння при пожежі.

Система повітрозабезпечення складається з: повітрозабірника; протипилових фільтрів; фільтрів-поглиначів; вентиляторів; повітропроводів; повітрорегулюючого обладнання; регенеративного обладнання (в сховищах з режимом повної ізоляції).

Постачання сховища зовнішнім повітрям повинно забезпечуватися у двох режимах: у режимі чистої вентиляції та у режимі фільтровентиляції. У сховищах, розташованих у пожежо-небезпечних районах, у зонах катастрофічного затоплення, на радіаційно- та хімічно-небезпечних об'єктах, передбачений третій режим — режим регенерації повітря, яке міститься усередині сховища, по замкнутому циклу.

Кількість зовнішнього повітря, яке подається в сховище у режимі чистої вентиляції, встановлюється в залежності від температури цього повітря в межах 8-13 м3/год на людину. Розрахунковий період роботи системи в цьому режимі – 48 годин.

Фільтри для бомбосховищ є важливою складовою систем безпеки, призначеними для забезпечення чистого повітря в середині бомбосховища під час надзвичайних ситуацій. Основна мета таких фільтрів полягає в утриманні шкідливих речовин, включаючи отруйні гази та радіоактивні частки, у зовнішньому середовищі.

У режимі чистої вентиляції зовнішнє повітря очищається від пилу, у тому числі і від радіоактивного, а в режимі фільтровентиляції — від радіоактивного пилу, хімічно-небезпечних речовин (НХР) і біологічних засобів. Норма подачі повітря в цьому режимі - 2 м3/год на одну людину (5 м3/год на одну людину, що знаходиться в пункті управління). Розрахунковий період роботи системи в цьому режимі – 12 годин.

Для очищення повітря від радіоактивного пилу використовуються протипилові фільтри різної конструкції, зокрема масляний сітчастий. Він являє собою набір металевих сіток, зібраних у пакет розміром 520 х 520 х 80 мм. Сітки просочуються веретенним маслом. При проходженні повітря через фільтр пил, що міститься в повітрі, прилипає до масляної плівки на сітці. Продуктивність однієї комірки масляного фільтра 1000-1300 м3/год при аеродинамічному опорі від 3 до 8 мм водяного стовпчика.

Третій режим — регенерація внутрішнього повітря в сховищі по замкнутому циклу — може здійснюватись за допомогою регенеративних патронів типу РП-100 або регенеративних установок РУ-150. Розрахунковий період роботи системи в цьому режимі – 6 годин.

Основні компоненти системи регенерації кисню в бомбосховищах включають: споживачі кисню;компресори; системи регенерації:

Технічні заходи передбачають: систематичне підтримання чистоти в приміщеннях і на робочих місцях; розробку та конструювання обладнання, що виключає виділення пилу, газів та пари, шкідливих речовин у виробничих приміщеннях; забезпечення санітарно-гігієнічних вимог до повітря виробничого середовища; улаштування систем вентиляції та кондиціювання робочих місць із шкідливими умовами праці; забезпечення захисту працюючих від шуму, ультра - та інфразвуку, вібрації, різних видів випромінювання та особливості повітророзподілу в бомбосховищах.

Треба підтримати мікроклімат бомбосховищ тобто метеорологічні умови внутрішнього середовища цих приміщень, які визначаються спільною дією на організм людини температури, вологості, швидкості руху повітря та теплового випромінювання при рівномірному розподілі повітря. Однією з основних завдань цієї комплексної проблеми є енергозбереження. З урахуванням підходу до енергоефективних систем [3,4] ми розглядаємо шляхи підвищення ефективності систем життєзабезпе

Встановлено, що напрямки відповідних досліджень пов’язані з удосконаленням засобів, технологій і умов для людей, створенням наукових основ і методів розрахунку параметрів і

НТБОНТУ

керування ресурсом, надійністю та технічним станом кондиціювання повітря, розробкою методів підвищення ефективності експлуатації систем кондиціювання повітря та їх функціональних підсистем, устаткування й способів забезпечення їх працездатності. За результатами проведеного аналізу встановлено, що вирішення проблеми підвищення ефективності експлуатації систем кондиціювання повітря пов'язане, своєю чергою, з розв'язанням взаємозалежних проблем і, насамперед, підвищенням якості комфортного мікроклімату за умови зниження енерговитрат на кондиціювання повітря. Показано, що одним з основних завдань цієї комплексної проблеми є енергозбереження. Вирішено триєдину проблему – оптимізацію (мінімізацію) енергоспоживання за дотримання нормативних вимог до комфортного середовища перебування в житлових, громадських і промислових об'єктах, неухильне дотримання технологічних вимог у виробничих процесах і мінімізацію шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища.

Розроблені методи та технічні рішення з підвищення ефективності функціонування системи життєзабезпечення впроваджено розглянемо на підборі системи кондиціювання повітря за чотирма балансами (1)-(4). Вони є універсальними і можуть використовуватися для експлуатації та модернізації стаціонарних центральних систем кондиціювання повітря.

(1)

$$G_в \frac{\partial h_y}{\partial \tau} = G_{n1} \cdot h_{n1} - G_{y1} h_{y1} - G_p h_p + \sum_{i=2}^{n} G_{ni} h_{ni} - \sum_{j=2}^{m} G_{yj} h_{yj} + \Delta Q + \Delta Q'$$

(2)

$$G_в \frac{\partial d_y}{\partial \tau} = G_{n1} d_{n1} - G_{y1} d_{y1} - G_p d_p + \sum_{i=2}^{n} G_{ni} d_{ni} - \sum_{j=2}^{m} G_{yj} d_{yj} + \Delta W + \Delta W'$$

(3)

$$G_в \frac{\chi_{n1}}{\rho_{n1}} = G_{n1} \frac{\chi_{n1}}{\rho_{n1}} - G_{y1} \frac{\chi_{y1}}{\rho_{y1}} - G_p \frac{\chi_p}{\rho_p} + \sum_{i=2}^{n} G_{ni} \frac{\chi_{ni}}{\rho_{ni}} - \sum_{j=2}^{m} G_{yj} \frac{\chi_{yj}}{\rho_{yj}} + M_Г$$

(4)

$$G_в \frac{Cp \partial t_y}{\partial \tau} = CpG_{n1} t_{n1} - CpG_{y1} t_{y1} - CpG_p t_p + Cp \sum_{i=2}^{n} G_{ni} t_{ni} - Cp \sum_{j=2}^{m} G_{yj} t_{yj} + \Delta Qя + \Delta Q'$$

Gn, Gy, Gp - витрати повітря припливного, витяжного та рециркуляційного; hп, hy hp – питома ентальпія повітря припливного, витяжного та рециркуляційного, кДж/кг; dп, dy dp – вологовміст припливного, витяжного та рециркуляційного повітря, кг/кгс.п , tп, ty, tp – температура припливного, витяжного та рециркуляційного повітря оС, х/рп х/ру х/рр– концентрація повітря припливного, витяжного та рециркуляційного; ΔGм, ΔQм , ΔWм, ΔMгм, ΔQям - дисбаланси витрати повітря, повного теплоти, вологи, маси газу, явної теплоти.

НТБОНТУ

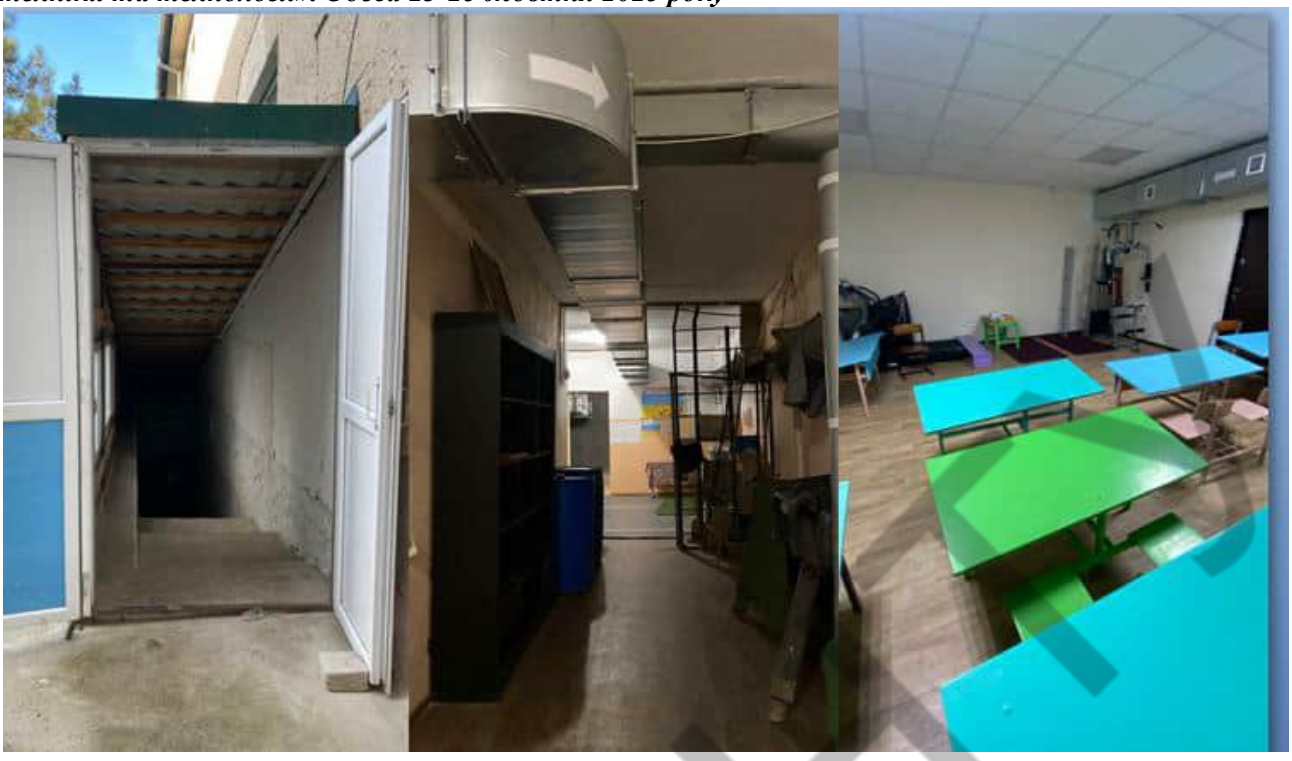


Рис1 . Бомбосховище Андріськоі гімназіі Белгородністровського р-ну Одеськоі обл

Реалізація інноваційних технологій пов'язана зі створенням штучного мікроклімату приміщень, тобто забезпечення і підтримання необхідних параметрів повітряного середовища, на що щорічно витрачається понад 30% енергоресурсів, отриманих в країні. Необхідні параметри мікроклімату забезпечують інженерні системи, серед яких важлива роль належить системам кондиціювання повітря. [5]

Рис 2 Фільтрації бомбосховищ

Нами вирішена триєдина проблема – вирішення екологічних проблем, мінімізація енергоспоживання для дотримання нормативних вимог до комфортного середовища перебування

людей в бомбосховищі та визначення енергетичних характеристик дотримання технологічних вимог у виробничих процесах і мінімізацію шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища і основний баланс за яким ми підбиратимо систему кондиціювання повітря за рівнянням (4) для того щоб забезпечити комфорт та чистоту приміщення. При цьому необхідно забезпечення рівномірного розподілу повітря так, щоб не було застійних зон.

Список інформаційних джерел

1.Жихарєва, Н. В Інноваційні технології кондиціювання повітря в нестаціонарних умовах [Електронний ресурс] : монографія / Н. В. Жихарєва ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціювання повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с.

2.Zhykharieva N. , Khmelniuk, M. Thermoeconomic Model of Air Conditioning System - Energy Engineering and Control Systems. – 2019 Volume 5– № 2– С. 66-75

3. Patent for the invention u№126632 Method of production of sugar syrup and installation for its implementation /Kogut V.O., Talybly R.E., Zhykharseva N.V., Doroshenko O.V. Khmelnyuk M.G., Application No. u201907886 Publication 04.01.2023, Bull. No. 1/2023

4.Dohov M. P., Uspehi sovremennogo estestvoznaniya fiziko-matematicheskih nauk Kabardino-Balkarskoy gosudarstvennoy selskohozyaystvennoy akademii 10, 65–66 (2006)..

5 Kogut V. Bushmanov V., Zhykharieva N. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter // AIP Conference Proceedings 2285, 030087 (2020)

УДК 641.78:664

ПОРІВНЯННЯ КІНЕТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ЕКСТРАКЦІЇ ЗРІДЖЕНИМИ ХЛАДОНАМИ

Потапов В.О., професор, д.т.н.,
Білий Д.В., аспірант.
Державний біотехнологічний університет

Зростаючий інтерес до натуральних і функціональних інгредієнтів разом з потребою вдосконалення методів переробки рослинної сировини стимулює дослідження екстракції. Цей процес дозволяє виділяти цінні біологічно активні сполуки, які користуються високим попитом у харчовій, фармацевтичній та парфюмерно-косметичній промисловостях.

Екстракція зрідженими хладонами є новітнім ефективним методом переробки та екстрагування рослинної сировини. Завдяки своїм унікальним властивостям ці гази протягом десятиліть активно застосовуються в промислових та аналітичних процесах. Їхні унікальні властивості зробили їх ідеальними для різноманітних екстракційних процесів.

Технологічне вдосконалення екстракції зрідженими хладонами та оптимізація процесу можливе лише за рахунок теоретичних та експериментальних досліджень. Це передбачає складну задачу оптимізації, де цільовими функціями є не лише загальний вихід, а й чистота та фракційний склад екстракту.

Одним з таких важливих напрямків є аналітичне моделювання та експериментальне дослідження кінетики екстрагування, що є незамінним інструментом для розуміння механізмів екстракції. Процес екстрагування є складним фізико-хімічним явищем, що охоплює низку

НТБОНТУ

взаємопов'язаних етапів, таких як змочування, набухання, розчинення, хімічна взаємодія, адсорбція, абсорбція та дифузія.

Кінетика екстрагування є багатофакторним процесом, на який впливають численні фактори: обраний спосіб екстрагування та апаратурне оформлення, термодинамічні параметри процесу, тривалість екстрагування, співвідношення екстрагент - сировина, хімічний склад та концентрація екстрагенту, фізико-хімічні особливості сировини.

Більш прості емпіричні моделі для опису кінетики процесу екстрагування ґрунтуються на регресійному аналізі експериментальних даних та дозволяють визначити певні кінетичні коефіцієнти. Дані про деякі поширені моделі наведено в таблиці 1.

Таблиця 1. Емпіричні кінетичні моделі [1].

Кінетична модель	Кінетичне рівняння (вихід екстракта як функція часу q(t))	Лінеаризоване регресійне рівняння
Параболічна	$\bar{q} = A_0 + A_1 t^{1/2}$	$\bar{q} = A_0 + A_1 t^{1/2}$
Степенева	$\bar{q} = B t^n$	$Ln\ \bar{q} = Ln\ B + n\ Ln\ t$
Гіперболічна (Peleg's)	$\bar{q} = \frac{C_1 t}{1 + C_2 t}$	$\frac{1}{q} = \frac{1}{C_1} \cdot \frac{1}{t} + \frac{C_2}{C_1}$
Модель Єловича (Elovich's)	$\bar{q} = E_0 + E_1\ Ln\ t$	$\bar{q} = E_0 + E_1\ Ln\ t$

Параболічна модель описує двоступеневий процес екстракції, який полягає у промиванні слабозв'язаного матеріалу, який миттєво вилуговується, з подальшим дифузійним вивільненням. У цьому сенсі параметр моделі параболічної дифузії A_0 є коефіцієнтом промивання, а A_1 являє собою константу швидкості дифузії (хв$^{-0,5}$).

Степенева модель описує механізм екстракції дифузією розчиненої речовини через матеріал, який не набухає. В цьому рівнянні, n та B – показник дифузії та константа моделі відповідно. Коли екстракція проводиться з рослинних матеріалів показник $n < 1$.

В рівнянні гіперболічної моделі C_1 – швидкість екстракції на початку (хв$^{-1}$), а C_2 – константа, пов'язана з максимальним виходом в процесі екстракції (хв$^{-1}$).

В логарифмічній моделі Єловича E_0 та E_1 деякі параметри кінетичного рівняння.

Перевага таких простих емпіричних моделей в тому, що вони є лінійними або такими що лінеаризуються відносно параметрів цих моделей і дозволяють за даними експериментальної кінетики екстракції q(t) визначити відповідні параметри. Однак основний недолік цих моделей полягає в тому, що отримані коефіцієнти кінетичних рівнянь не містять певного фізичного сенсу, а являють собою тільки параметри ідентифікації "чорної скрині", яка моделює систему тверда фаза - розчинник. Результати такого моделювання не дозволяють виявляти вплив фізико-хімічних процесів, які впливають на кінетику екстрагування.

Більш перспективним є метод моделювання, який базується на основних законах тепло-масоперенесення, хімічної кінетики, балансових співвідношеннях для відповідних потоків, застосованих для середньоб'ємних значень відповідних фізичних величин. Саме до таких моделей слід віднести класичну кінетичну моделі професора Аксельруда Г.А., яка багаторазово була перевірена експериментально і використовувалась у низці робіт присвячених процесам екстрагування [2;3]. Подібний підхід використаний у роботі [4], де модель кінетики екстракції побудована на наближеному розв'язанні рівняння дифузії у плоскому шарі сировини та балансових

співвідношеннях для змінювання концентрацій цільової компоненти у сировині та екстрагенті.

В той же час при застосуванні зазначених моделей для опису кінетики екстрагування рослинної сировини в зрідженому газі не враховано те, що концентрація цільової речовини на міжфазній поверхні та в об'ємі екстрагенту не залишається постійною в часі а поступово збільшується.

В зв'язку з цим нами запропонована модель кінетики екстрагування у вигляді системи двох звичайних диференціальних рівнянь, які рівняння фазової рівноваги системи цільова речовина - розчинник. Рішення цієї системи диференціальних рівнянь має вигляд:

$$c_m = \varepsilon_S \cdot \frac{\psi \cdot j}{1+\psi \cdot j} \cdot \left[1 - e^{-Fo_m \cdot \frac{\Gamma \cdot Bi_m}{(Bi_m+\Gamma \cdot j)}}\right], \quad (1)$$

де c_m – вихід цільового компоненту відносно маси сировини, e_S – початкова частка цільової речовини у сировині ($e_S = m_0/m$, де m – маса сировини).треба ретельно розшифрувати всі позначення у формулі за прикладом статті.

Перевагою отриманого рівняння є те, що шляхом регресійного аналізу експериментальних даних кінетики екстрагування за цим рівнянням можна отримати всі визначальні фізичні характеристики процесу екстракції. Це дозволяє в подальшому проводити пошук оптимальних режимів процесу екстракції зрідженими газами.

Інформаційні джерела:

1. Galgano F, Tolve R, Scarpa T, Caruso MC, Lucini L, Senizza B, Condelli N. Extraction Kinetics of Total Polyphenols, Flavonoids, and Condensed Tannins of Lentil Seed Coat: Comparison of Solvent and Extraction Methods. Foods. 2021 Aug 5;10(8):1810. doi: 10.3390/foods10081810. PMID: 34441587; PMCID: PMC8393944.
2. Семенишин, Є., Цюра, Н., Римар, Т., & Крвавич, А. (2017). Рівновага, механізм і кінетика процесів екстрагування та сушіння. Scientific Works, 80(1). https://doi.org/10.15673/swonaft.v80i1.198.
3. Крвавич А. С. Кінетика та механізм екстракції біологічно активних речовин з дикорослого виду G. Imbricatus / А. С. Крвавич, Р. Т. Конечна, А. О. Миланич, Р. О. Петріна, О. М. Федоришин, О. М. Микитюк, Є. М. Семенишин, В. М. Атаманюк, В. П. Новіков // Вопросы химии и химической технологии. - 2018. - № 5. - С. 111-115. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vchem_2018_5_17.
4. Kotov, B., & Bandura, V. (2018). Construction of a mathematical model of extraction process in the system solid body liquid in a microwave field. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5(6-95), 33-43. doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.145232.

УДК.621.482+621.565.58

АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ГЕОТЕРИМАЛЬНОГО ТЕПЛА В СИСТЕМАХ ТЕПЛО-І ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ

Рудник В.М.., студент, Лужанська Г.В., доц., к.т.н.
Національний університет «Одеська політехніка»

Сьогодні близько 90 країн світу мають значний потенціал для виробництва тепла та електрики, 24 з них використовують геотермальні технології на практиці.

В Україні можна щорічно видобувати близько 90 млрд кВт-год геотермальної енергії та замінювати 10 млрд м^3 газу.

Україна має значні ресурси геотермальної енергії, потенційні запаси якої оцінюються величиною 1022 Дж. Це еквівалентно запасам палива 3.4×1011 т.у.п. Потенційна потужність ГеоТЕС з урахуванням видобутку запасів і ККД перетворення геотермальної енергії становить 230 ГВт.

За даними Інституту відновлюваної енергетики НАН України, 7 центральних та західних областей країни мають геотермальний енергетичний потенціал у 6-7 млрд кВт-год на рік кожна [1-3] (рис 1).

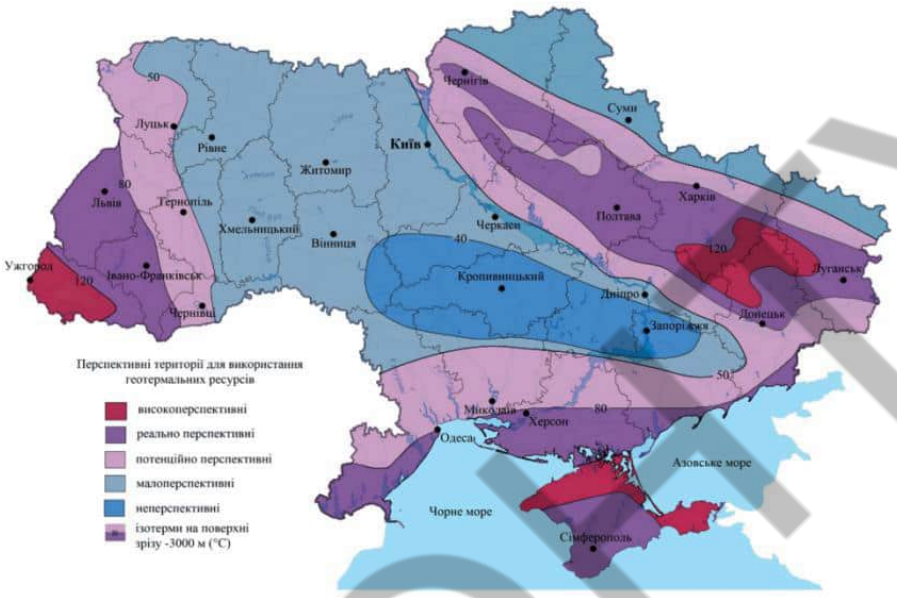


Рис.1 - Карта розташування перспективних гідротермальних території України

Узагальнення та аналіз світового досвіду використання геотермальної енергії показує, що за масштабами використання теплоти надр, Україна істотно відстає від багатьох зарубіжних країн. Однією з основних причин є відсутність достатнього економічних та ефективних технологій вилучення та використання низькотемпературних теплоносіїв.

Основні перспективні напрямки використання геотермальної енергії в Україні [3, 4]:

- системи геотермального теплопостачання населених пунктів, промислових, сільськогосподарських, соціальних, комунально-побутових та інших об'єктів;
- геотермальні електростанції;
-• системи тепло- та холодопостачання з підземними акумуляторами теплоти;
- геотермальні холодильні установки.

Виробництво штучного холоду за рахунок використання геотермальної енергії може здійснюватися двома основними способами:

– перетворенням геотермальної енергії високого потенціалу (понад 100 °С) в електричну (механічну) з подальшим використанням її у парокомпресійній або термоелектричній холодильній установці;

– прямим використанням теплоти геотермального теплоносія середнього потенціалу (понад 60 °С) у циклах тепловикористовуючих абсорбційних термотрансформаторів, обладнання яких дозволяє виробляти штучний холод улітку, здійснювати обігрів узимку та цілий рік забезпечувати споживачів гарячою водою.

І нноваційна технологічна схема використання геотермального тепла для систем тепло- та холодопостачання представлена на рисунку 2 [5].

НТБОНТУ

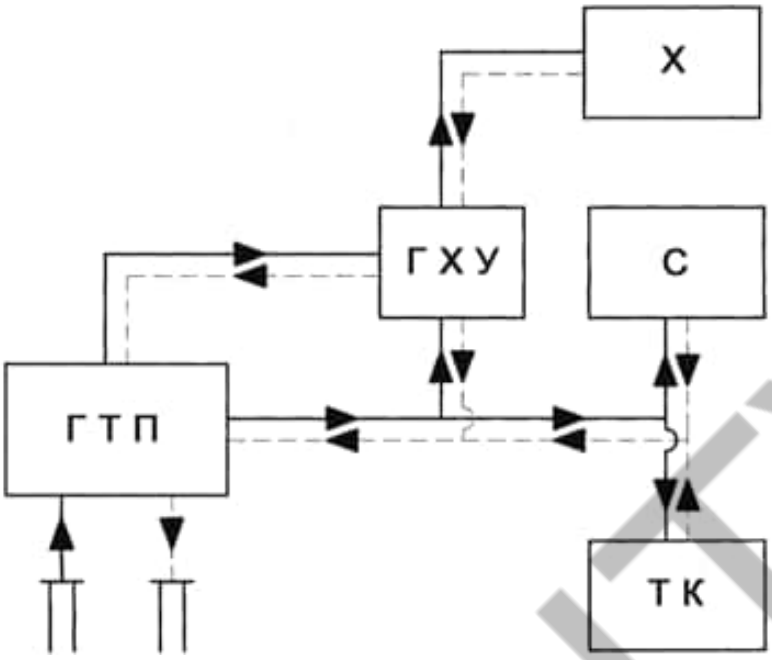


Рис.2 - Технологічна схема використання геотермального теплоносія для одержання холоду (влітку) та теплоти (взимку): ГТП – геотермальний тепловий пункт; ГХУ – геотермальна холодильна установка; Х – холодильні камери; С - сушильне встановлення; ТК – тепличний комплекс

Використання геотермальних джерел для систем тепло- та холодопостачання привабливе ще й тим, що геотермальний теплоносій має постійні енергетичні параметри, які не залежать від пори року чи доби. Геотермальна енергетика – перспективний напрямок у галузі альтернативних джерел енергії, має низку переваг, яких позбавлені сонячної та вітряної галузі, а також традиційні види електростанцій.

Інформаційні джерела

1. Відновлювані джерела енергії / За заг. ред. С.О. Кудрі. – Київ: Інститут відновлюваної енергетики НАНУ, 2020. – 392 с.

2. Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних джерел енергії України / за ред. С.О. Кудрі. – Київ: Інститут відновлюваної енергетики НАН України, 2020. – 82 с.

3. Оцінка енергетичного потенціалу окремих геотермальних родовищ України / А. А. Барило, Ю. П. Морозов // Відновлювана енергетика. - 2017. - № 1. - С. 70-77. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vien_2017_1_13

4. Стартові умови для розвитку геотермальної енергетики в Україні/ Ю. А. Шурчкова // Проблеми загальної енергетики. - 2019. - Вип. 2. - С. 35-40. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PZE_2019_2_7

5. Oleynichenko V.G. Geothermal cooling system. Alternative Energy and Ecology (ISJAEE). 2014;(15):68-70

НТБОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК.621.57

ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ХОЛОДУ

Лукашенко О.В., студент
Лужанська Г.В., доц., к.т.н.
Національний університет «Одеська політехніка

З урахуванням зростаючої необхідності скорочення екологічного впливу, галузь холодильних систем активно розробляє та впроваджує нові технології. Ці інновації спрямовані на мінімізацію шкідливих викидів та підвищення енергоефективності.

Для виробництва холоду можна використовувати альтернативні джерела, такі як сонячна енергія, геотермальна енергія та енергія біомаси [1, 2]. Ці методи, що поєднуються з інноваційними холодильними технологіями, такими як абсорбційні машини та термоелектричні системи, дозволяють знизити залежність від традиційних палив, зменшити викиди парникових газів та зберегти довкілля Основні альтернативні джерела для виробництва холоду наведно у таблиці 1.

Таблиця 1- Види альтернативних джерел енергії для виробництва холоду

Альтернативі джерела енергії	Виробництво холоду
Енергія Сонця	Використовують сонячні колектори для нагрівання теплоносія, який далі живить абсорбційні холодильні машини. Фотоелектричні панелі генерують електроенергію, яка живить стандартні електричні компресійні холодильні агрегати.
Теплова енергія ядра Землі-геотермальна енергія	Використовують стабільну температуру землі для охолодження або обігріву, що може бути застосовано в системах кондиціонування.
Енергія біомаси	З допомогою спалювання біомаси або її газів можна отримати теплову енергію для роботи абсорбційних холодильників.

Сонячна енергія є основним альтернативним джерелом холодильної промисловості. Пікова потреба у холоді у теплу пору року, як правило, збігається з максимальною сонячною активністю.

Постійно йде процес розробки інноваційних технологій для виробництва холоду з використанням альтернативних джерел енергії. До таких інноваційних технологій належать абсорбційні холодильні машини та термоелектричні системи.

Абсорбційні холодильні машини працюють на тепловій енергії (в тому числі від сонця або біомаси) замість електрики, використовуючи абсорбент та холодоагент.

Термоелектричні системи використовують ефект Пельтьє для створення різниці температур і, відповідно, охолодження.

НТБОНТУ

Перехід на альтернативні джерела виробництва холоду має значний вплив на навколишнє середовище, в першу чергу знижуючи рівень шкідливих викидів і підвищуючи загальну енергоефективність. Ці зміни ведуть до довгострокових позитивних ефектів як для навколишнього середовища, так і для збереження енергетичних ресурсів.

Інформаційні джерела

1. https://www.ecotech.ua/alternatyvni-dzherela-energiyi-vse-shho-potribno-znaty/#
2. https://soncedim.com.ua/blog/alternativni-dzherela-energiyi#

УДК 621.536.483; 621.593

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У ГАЗОСТРУМЕНЕВИХ АКУСТИЧНИХ ГЕНЕРАТОРІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ВТОРИННИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Димерцов Д.О. старший викладач, ХНЕУ ім. С. Кузнеця, м.Харків, dmytro.dymertsov@hneu.net
Потапов В.О., професор, д.т.н., ДБТУ, м.Харків

У сучасному світі питання підвищення енергоефективності та раціонального використання ресурсів набувають все більшого значення, оскільки тенденція збільшення споживання енергії є наслідком розвитку цивілізації в цілому. В той же час, усвідомлення протиріччя між зростаючими витратами на видобуток первинних паливно-енергетичних ресурсів і пов'язаними з цим проблемами екології, примушує шукати рішення не тільки в використанні альтернативних джерел енергії але й ефективного використання існуючих вторинних джерел енергії.

Вторинні джерела енергії, зокрема енергоресурси надлишкового тиску, відкривають широкі можливості для підвищення ефективності енергоспоживання у промислових процесах. Замість традиційного скидання надлишкового тиску через скидні клапани, що призводить до значних безповоротних втрат енергії, застосування спеціалізованих утилізаційних пристроїв дозволяє трансформувати її у корисну роботу — виробництво електроенергії, тепла або холоду. Використання таких систем не лише зменшує енергетичні витрати та підвищує продуктивність обладнання, але й знижує шкідливий вплив на довкілля, одночасно відкриваючи перспективи для розробки інноваційних технологій повторного використання енергії, створення більш сталих і економічно ефективних промислових систем та підвищення загальної надійності й безпеки енергетичних процесів.

Особливе місце серед таких технологічних рішень займають газоструменеві акустичні генератори [1], що працюють на основі резонансно-хвильового ефекту, що призводить до зміни температури робочого газу. Газоструменеві акустичні генератори (ГАГ) використовують принцип аеродинамічного резонансу та термічного енергоподілу у закритій трубці. Конструкція генераторів включає сопло та приймальну трубку, а режим роботи має бути пульсуючим [5]. Такий режим роботи може задаватися газорозподільником або виникати як автоколивальний, що визначається геометричними параметрами трубки та сопла. Від циклу до циклу температура газу зростає, створюючи перепад із навколишнім середовищем, який дозволяє ефективно відводити тепло. Адіабатичний к.к.д. таких пристроїв досягає 70 % [4], що забезпечує високу енергоефективність і застосування у промисловості, авіабудуванні та системах переробки газів.

НТБОНТУ

Швидкоплинність газодинамічних процесів у цих генераторах значно ускладнює проведення експериментальних досліджень, оскільки висока частота коливань та короткі часові інтервали розвитку процесів обмежують можливості прямого вимірювання параметрів у реальному часі. Саме тому математичне моделювання стає надзвичайно ефективним інструментом для дослідження внутрішніх процесів, аналізу динаміки ударних хвиль, пульсацій та акустичних коливань, а також для оптимізації робочих режимів генераторів. Завдяки моделюванню можна оцінити вплив конструктивних параметрів трубки, сопла та газорозподільника, а також технологічних факторів, таких як тиск, температура та склад робочого газу, на характеристики генератора. Це дозволяє прогнозувати енергоефективність пристроїв, визначати оптимальні робочі режими та формувати рекомендації щодо вдосконалення конструкцій.

Крім того, математичне моделювання дає можливість проводити чисельні експерименти, які у реальних умовах потребували б значних матеріальних та часових ресурсів, а також забезпечує наочну візуалізацію газодинамічних та теплових процесів усередині приймальної трубки. Такий підхід відкриває перспективи для розробки нових конструктивних рішень, підвищення стабільності роботи генераторів та мінімізації локальних перегрівів, що особливо важливо при використанні в промислових технологіях.

Запропоновано узагальнену одновимірну математичну модель [2] газодинамічних процесів, що базується на одновимірній системі диференціальних рівнянь газової динаміки. Розрахунок граничних умов моделі здійснюється за співвідношенням на характеристиках рівнянь газової динаміки. Для побудови моделі досліджено вплив на стабільність розрахунків просторових та часових кроків. Для забезпечення стабільності розрахунків моделі, кількість просторових точок становить не менше 80. Часовий крок моделювання забезпечує стабільність розрахунків моделі у межах 10^{-8} – 10^{-7} секунд.

Модель пройшла верифікацію на основі наявних експериментальних даних [7]. Для перевірки її адекватності використовувалась наступна геометрія газоструменевого акустичного генератора: довжина трубки 2.26 м, діаметр 0.01 м, діаметр сопла 0.01 м. Також використовувалися наступні вхідні дані: вхідна температура газу 293 К, тиск 0.26 МПа, частота пульсацій 800 Гц; робочій газ — повітря.

Результати верифікацію показали, що запропонована узагальнена математична модель забезпечує точність до 5%, або перепад температури в межах 20 К, що підтверджує її придатність для аналізу газодинамічних процесів у газоструменевих акустичних генераторах.

Для подальших чисельних досліджень процесів у газоструменевому акустичному генераторі, результати, отримані власною програмою, порівнюються з розрахунками у комерційному пакеті. Для цього обрано задачу наповнення та спорожнення приймальної трубки генератора газом: один її кінець відкритий, інший – зачинений. Порівняння одновимірної та двовимірної моделей показало збіжність, яка не перевищувала 6.7 % для тиску та 6.9 % для температури

Після верифікації узагальненої математичної моделі метою дослідження стало вивчення температурних та газодинамічних процесів у газодинамічних акустичних генераторах із використанням розробленої програми та комерційного програмного забезпечення.

Першим етапом дослідження було вивчення впливу частоти пульсацій газу на зміну температури на виході генератора з метою визначення оптимальних робочих частот. Для цього процеси в приймальній трубці моделювалися за допомогою узагальненої одновимірної математичної моделі газоструменевого акустичного генератора, при цьому були обрані такі геометричні параметри трубки: довжина 0.1 – 0.5 м, внутрішній діаметр 8 мм, товщина стінки 1 мм, діаметр сопла 6 мм. Робочою речовиною обрано повітря, тиск нагнітання 0.15 – 0.2 МПа, вхідна температура газу 293 К, температура навколишнього середовища 273 К. Газовий розподільник моделювався як обертальний клапан, який задає пульсації газу в діапазоні 400 – 1000 Гц.

Вплив частоти пульсацій газу показав, що при довжинах трубки 0.1 – 0.4 м максимальні перепади температури спостерігаються у діапазоні 500 – 600 Гц, досягаючи 5.5 К. Крім того,

НТБОНТУ

моделювання засвідчило поступове зростання температури від циклу до циклу: за 100 циклів температура газу вздовж приймальної трубки підвищується на 23 К, що спричиняє значний перепад між стінкою трубки та навколишнім середовищем.

Другим етапом дослідження було вивчення руху газової хвилі у приймальній трубці з заглушеним кінцем за допомогою спрощеної двовимірної моделі газоструменевого акустичного генератора. Моделювання охоплювало один цикл руху ударної хвилі та дозволяло наочно відобразити процеси поширення хвиль у приймальній трубці генератора, включаючи формування зон стиснення та розширення газу. Для більш детальної візуалізації газодинамічних процесів застосовувалася тривимірна модель, яка відображала температурне, швидкісне та тискове поле, а також демонструвала зміну характеристик газу по довжині трубки та у вибраних контрольних точках.

За результатами моделювання встановлено, що торцева частина трубки нагрівається до 50 К за короткий проміжок часу, що пояснюється збільшенням співвідношення L/d від відкритого кінця до торця при незмінному перерізі трубки, а також поглинанням енергії акустичних коливань стінками. Поширення хвиль супроводжується інтенсивними акустичними коливаннями, які безпосередньо впливають на локальне тепловиділення та формування зон підвищеної температури, що створює значні локальні температурні перепади всередині трубки.

Третім етапом дослідження стало вивчення процесів, які допоможуть оцінити динаміку температури робочої суміші у трубці ГАГ та можуть бути використані для подальших досліджень у сфері видобутку та обробки газів (наприклад, очистки неон-гелієвої суміші [3]).

Дослідження показало, що під час виходу на стаціонарний режим роботи температура суміші зменшується на 0.7 – 1.5 К, що свідчить про ефективну стабілізацію теплового стану в трубці. Водночас температура робочої суміші по довжині трубки підвищується у напрямку до зачиненого кінця, досягаючи значень перепаду температур від 60 до 150 К. Це зростання обумовлене концентрацією газу та накопиченням теплової енергії в закритій зоні трубки, що відображає вплив акустичних та газодинамічних процесів на розподіл температури.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні *висновки*:

1. Запропонована узагальнена одновимірна математична модель продемонструвала високу точність і адекватність при порівнянні з експериментальними даними та двовимірними розрахунками. Це підтверджує її придатність для подальшого чисельного дослідження та оптимізації роботи газоструменевих акустичних генераторів.
2. Отримані результати підтверджують важливість узгодження частоти пульсацій із геометричними параметрами трубки для забезпечення максимального к.к.д.. Це дозволяє сформувати базові рекомендації для подальшої оптимізації конструкцій газодинамічних акустичних генераторів;
3. Результати дозволяють прогнозувати динаміку температурного поля при різних геометричних параметрах трубки та умовах пульсації газу, що є важливим для оптимізації конструкції генератора та підвищення його енергоефективності в промислових застосуваннях;
4. Отримані результати дозволяють більш точно прогнозувати поведінку робочих сумішей у промислових умовах, визначати оптимальні параметри трубки та газорозподільника ГАГ для забезпечення стабільної роботи генератора в умовах промислового використання;

Список інформаційних джерел:

1. Dymertsov D., Potapov V. Prospects for the use of gas-jet acoustic generators as secondary energy sources. Refrigeration Engineering and Technology. №61(2). (2025)
2. Dymertsov D. Modeling of Gas-Dynamic Processes of Wave Low-Temperature Heat Generators Dynamic Gas Distribution. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G. (eds) Advanced Manufacturing Processes VI. Interpartner 2024. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. pp 769–779. (2025).

3. Koshevoy S., Zimin D., Dymertsov D. Experimental study of the operation of a gas-dynamic non-mechanical cold generator based on a Hartmann-Sprenger tube at a temperature of 78K. Refrigeration Engineering and Technology. №.2. pp . 9-15. (2010).

4. Desyatov A.T. Cryogenic generators with pulsation and resonance tubes. - M.: TsINTIkhimnaftmash. Series HM-6. (1985).

5. Kudo Y. Sawada S. Itouyama N. Temperature rise and pressure dynamics in the early stages of Hartmann–Sprenger tube operation. Shock Waves № 109863. (2025)

УДК.691:502

ЕКОЛОГІЧНА ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЯ

Савілов А.О., студент
Губар Л.Б., ст. викладач
Національний університет «Одеська політехніка»

У світі споживання енергії та ресурсів є однією з ключових проблем, з якою стикаються як окремі домашні господарства, так і великі промислові підприємства. У цьому контексті застосування теплоізоляційних матеріалів стає невід'ємною частиною стратегії щодо зниження енергоспоживання та покращення екологічної ситуації.

Екологічна теплова ізоляція створюється із природних матеріалів, безпечних для здоров'я та навколишнього середовища.

Екологічні ізоляційні матеріали розроблені для максимального підвищення теплової ефективності при одночасному зниженні впливу на довкілля.

Сьогодні на ринку представлені кілька видів екологічно чистих утеплювачів [1], кожен з яких має свої особливості (таблиця 1).

Таблиця 1 - Властивості екологічно чистих утеплювачів

№	Назва утеплювача	Опис утеплювача	Характеристика			
			Тепло провідність Вт/(м*К)	Щільність кг/м^3	Екологічність	Термін служби
1	Деревоволокнисті плити	Перероблена деревина без використання шкідливих зв'язків	0,038-0,042	50-230	Висока	50+
2	Пробковий утеплювач	Натуральний матеріал та відмінні теплоізоляційні властивості,	0,036-0,04	100-150	Дуже висока	60+
3	Целюлозна вата	отримують з кори коркового дуба	0,038-0,042	40-60	Висока	40+

НТБОНТУ

Екологічно чисті ізоляційні матеріали, також відомі як «зелені» ізоляційні рішення, є стійкою альтернативою звичайної ізоляції [1].

Органічні ізоляційні матеріали є більш натуральною та екологічною альтернативою традиційним ізоляційним матеріалам. Вони біорозкладаються, компостуються і легко переробляються. Особливості обмежувальної теплової ізоляції представлені у таблиці 2.

Таблиця 2 - Особливості органічних теплоізоляційних матеріалів

Органічні ізоляційні матеріали	Особливості
Рослинні волокна (льон, коноплі)	Високоефективна теплоізоляція, що дихає, вологостійка, забезпечує звукоізоляцію.
Овеча шерсть	Поновлюваний, нетоксичний, вогнестійкий теплоізоляційний матеріал, стійкий до шкідників та не містить шкідливих хімічних викидів.
Бавовняна ізоляція (виготовляється з переробленого деніму)	Відмінні теплові характеристики, нетоксичність, відсутність негативного впливу на здоров'я

Застосування теплоізоляційних матеріалів є не лише ефективним способом зниження споживання енергії та ресурсів, а й важливим кроком на шляху до покращення екологічної ситуації.

Інформаційні джерела

1. https://constructive-voices.com/uk/eco-friendly-insulation-materials-redefining-thermal-efficiency/

УДК 621.56

ПОПЕРЕДНІ РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІЗУ РОБОТИ АДІАБАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ЗРОШЕННЯ СУХИХ ГРАДИРЕНЬ

Книш С.В., аспірант, ОНТУ, м. Одеса. sergemail0979@gmail.com,
Желіба Ю.О., доцент, ОНТУ, м. Одеса; Хлієва О.Я., професор, НУОМА, м. Одеса

Адіабатичні системи зрошення (АСЗ) для конденсаторів та драйкулерів (сухих градирень) дозволяють підвищити ефективність та холодопродуктивність уже існуючих та нових холодильних установок. Принцип роботи таких систем полягає в попередньому охолодженні повітря шляхом його адіабатичного зволоження перед надходженням до теплообмінника. За рахунок часткового випаровування води температура повітря знижується на кілька градусів, наближаючись до температури мокрого термометра [1]. Як наслідок, у спекотну та суху погоду суттєво знижується температура конденсації холодоагенту, що позитивно впливає на роботу холодильної системи [2]. Проте, а ні данні, що надаються фірмами-виробниками таких систем, а ні прискіпливі теоретичні інженерні розрахунки за класичними методиками не можуть з достатньою точністю спрогнозувати

НТБОНТУ

енергетичний та економічний ефект від упровадження АСЗ. Це пояснюється багатофакторністю тепломасообмінних процесів, що протікають під час адіабатичного охолодження. Отже, залишається потреба у більш точній інформації з ефективності таких систем, яку можна отримати під час їх експериментальних випробувань. Отримані чисельні результати можуть стати підґрунтям для розробки математичних моделей прогнозування характеристик тепломасообмінних процесів із урахуванням регіональних кліматичних умов та технічних характеристик холодильних систем.

У роботі розглядаються первинні результати, отримані після впровадження систем адіабатичного зрошення у схемне рішення двох діючих промислових холодильних машин типу «рідина-рідина» з номінальною холодопродуктивністю кожна по 1,6 МВт. Об'єкт дослідження розташований на даху фармацевтичного підприємства у Одеській області. Теплота конденсації від чотирьох конденсаторів (по два для кожної машини) відводиться проміжним теплоносієм у чотири сухі градирні. Усі драйкулери були модернізовані з установленням системи адіабатичного зрошення Chillbooster фірми Carel, що забезпечило зниження температури охолодження теплоносія у цих драйкулерах, та, як наслідок, зниження температури конденсації t_C холодоагенту. Приклад замірів температур конденсації, виконаний протягом декількох годин 21 серпня 2025 р., сумісно з температурою навколишнього повітря (за метеорологічними даними) наведено на рис. 1.

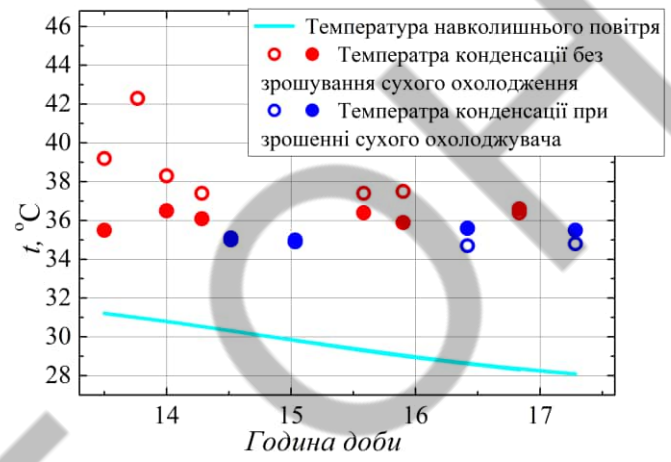


Рис. 1. Залежність t_C у двох конденсаторах при режимі роботи зі зрошенням драйкулерів водою, та без зрошення (21.08.2025 р.)

На рис. 1 зафіксована явна тенденція зниження t_C під час використання адіабатичного зрошення поверхні одного з двох драйкулерів кожної машини. При цьому відомо, що зниження температури конденсації на кожен 1 °C призводить до підвищення COP на 2…4 %, та зменшення споживання енергії компресором на 1,8…3,0 %, залежно від робочих параметрів та холодоагенту [3]. Крім того, при використанні зрошення спостерігалося суттєве зниження споживаної електроенергії вентиляторами драйкулерів, що оснащенні тиристорними регуляторами обертів. Економія сягала більше 30 % у порівнянні з обдуванням сухої поверхні. Отриманий ефект потребує додаткового дослідження.

Перспективним є подальший аналіз та визначення раціональних режимів роботи системи адіабатичного зрошення драйкулерів для конкретної холодильної машини з їх економічним та екологічним обґрунтуванням.

У подальших дослідженнях авторів планується проаналізувати функціонування системи адіабатичного зрошення протягом більш тривалого періоду, а також оцінити довгострокові ефекти (наприклад, вплив на стан теплообмінників, моторесурс холодильних систем, загальну економію енергії за сезон, тощо). Планується також провести економічний аналіз доцільності впровадження таких систем з урахуванням супутніх витрат (витрати на воду, доцільність її пом'якшення, обслуговування обладнання) та можливу окупність АСЗ завдяки зекономленій електроенергії. Також,

НТБОНТУ

доцільним є розробка індивідуального алгоритму автоматизованого керування зрошенням, щоб система функціонувала лише за потреби та максимально ефективно. Загалом, упровадження адіабатичних систем зрошення в промислове холодопостачання має значний потенціал, особливо в регіональних кліматичних умовах Одеської області. Подальші дослідження сприятимуть повнішому розкриттю їх переваг та визначенню оптимальних умов експлуатації, формуванню коректних алгоритмів керування АСЗ.

Список використаних джерел:

1. ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 2020. – Розд. 37: Condensers, с. 37.1–37.24.
2. Carel Industries S.p.A. ChillBooster. Adiabatic System for Dry-Coolers and Condensers. Technical documentation, 2022. – С. 12–25.
3. Gunasekara, I. M., Chen, Y., Amano, R. S. Energy saving potential with adiabatic cooling in air-cooled condensers. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 188, 2021. – Article 116620, с. 1–11.

УДК 621.565.9

КЛЮЧОВІ ПОКАЗНИКИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Якушенко Є.М., доцент кафедри інтегрованих електротехнологій та енергетичного машинобудування, ДБТУ (м. Харків), papelats@ukr.net
Семенюк Д.П., професор кафедри інтегрованих електротехнологій та енергетичного машинобудування, ДБТУ (м. Харків)

Кількість і потужність холодильних установок, що працюють у народному господарстві, постійно зростає. Вони стали одними з великих споживачів енергії, металу та трудових ресурсів, необхідних для забезпечення їх виробництва та експлуатації. Природно, тому велике значення надається енергетичній досконалості, зниженню металоємності та підвищенню надійності й автоматизації холодильних установок. Підвищується точність підтримання технологічних режимів, які має забезпечувати холодильна установка. Таким чином, вимоги до споживчих властивостей холодильної техніки постійно зростають. Визначити ж, наскільки кожен конкретний виріб холодильного машинобудування відповідає висунутим вимогам, можна лише за допомогою вимірювання параметрів, що характеризують його споживчі властивості. Без вимірювань не можна отримати достовірні результати при наукових дослідженнях холодильного обладнання.

Вимірювання в холодильній техніці проводяться на основі вимірювань фізичних величин, які несуть інформацію про роботу досліджуваного об’єкта і дозволяють розрахувати всі необхідні показники. Вони базуються на наукових і технічних досягненнях вимірювальної техніки в цілому. Останніми роками створена стрункa система організації та проведення вимірювань, що забезпечує необхідну точність і достовірність результатів.

Завдання засобів вимірювань в умовах змінного вхідного сигналу полягає у відтворенні сигналу з найменшими спотвореннями. Дійсно, до неї не входять як аргументи час або частота. Отже, такий елемент або коло в цілому відтворить на виході вхідний сигнал, що змінюється в часі, без будь–яких спотворень, якої б форми він не був.

У холодильній техніці безпосередньо з динамічними характеристиками вимірювальних кіл пов'язані вимірювання швидкозмінних тисків і температур у порожнинах стиснення компресорів, пульсацій тисків у порожнинах і трубопроводах.

Динамічні характеристики можуть представлятися у вигляді перехідних характеристик, частотних характеристик і передавальних функцій.

Перехідна характеристика – це аналітичне або графічне зображення поведінки вихідної величини в часі при зміні вхідної величини за заздалегідь відомим законом (найчастіше – у вигляді східчастої функції). Перехідну характеристику отримують шляхом розв'язання диференціального рівняння або експериментально.

Частотні характеристики – це залежність амплітуди і фази вихідної величини від частоти вхідного гармонійного сигналу. Вибір динамічної характеристики залежить від поставлених завдань, а також від виду сигналів, що надходять на вхід засобу вимірювання. При вимірюваннях, що зустрічаються в холодильній техніці, доводиться мати справу з періодичними та неперіодичними сигналами. Тому зручними виявляються частотні та перехідні характеристики.

Підтримка єдності вимірювань у масштабі всієї країни – головне завдання чинної системи метрологічного забезпечення. Це завдання зводиться до вирішення таких підпорядкованих завдань:

- здійснення державних випробувань та атестацій засобів вимірювань;
- організація та проведення первинних і періодичних повірок;
- здійснення обліку та нагляду за засобами вимірювань;
- розробка методів вимірювань та обробки експериментальних даних.

При сучасному розвитку науки і техніки вимірюванням відводиться найважливіша роль у процесі постійного вдосконалення всієї машинобудівної продукції, у тому числі й холодильного обладнання.

Однією з головних цілей науково-технічного прогресу в холодильному машинобудуванні є постійне підвищення ефективності застосування холодильної техніки в народному господарстві, тобто безперервне зниження наведених витрат на вироблення штучного холоду. Ця мета зазвичай досягається за допомогою комплексу різноманітних заходів: конструктивного вдосконалення елементів машини, підвищення якості та зниження трудомісткості виготовлення шляхом впровадження нових технологічних процесів та раціональної організації виробництва, застосування науково обґрунтованої системи обслуговування та планово-запобіжного ремонту. Визначити ж ефективність усіх проведених заходів можна лише за допомогою вимірювання параметрів машини, що характеризують її споживчі властивості. Причому, чим точніше будуть виконані вимірювання, тим достовірніше може бути визначена ефективність.

Очевидно, що будь-яке порушення нормальної роботи машини має викликати зміну якогось споживчого параметра. Для забезпечення в період експлуатації сталості показників ефективності, властивих даному виробу, необхідно стежити за показаннями приладів і зіставляти їх зі значеннями, що відповідають нормальній роботі справного обладнання. Тому процеси вимірювання та аналіз зміни параметрів роботи холодильної машини проводяться протягом усього життєвого циклу кожної машини – від перших хвилин роботи на випробувальному стенді заводу-виробника до зняття з експлуатації.

Вимірювання параметрів, що характеризують властивості холодильного обладнання, дозволяє: визначити відповідність виробу вимогам технічного завдання, стандартів, технічних умов та всієї технічної документації; оцінити технічний рівень, готовність виробництва до серійного випуску продукції, стабільність показників якості в процесі випуску і тим самим здійснити об'єктивний контроль за станом технічного рівня та якості холодильної техніки. Тому вимірювання повинні супроводжувати весь життєвий цикл кожного типорозміру холодильного обладнання – від випробування дослідного зразка до зняття з виробництва – та повторюватися періодично відповідно до чинних нормативних документів.

НТБОНТУ

На даний час відповідно до ДСТУ вироби холодильного машинобудування, що випускаються серійно або готуються для серійного випуску, проходять кілька видів випробувань з обов'язковим вимірюванням параметрів, що дозволяють отримати об'єктивну оцінку виробу і відповісти на питання, обумовлені метою проведення випробувань.

Дослідний зразок або дослідна партія нової продукції піддаються спочатку попереднім випробуванням, організованим підприємством-розробником із залученням підприємства-виробника та підприємств-співвиконавців, а потім, після доопрацювання зразка та коригування технічної документації за результатами попередніх випробувань, – приймальним випробуванням, організованим підприємством-розробником за участю підприємства-виробника, замовника, а також представників головної організації, технічної інспекції праці профспілок та органів Держстандарту.

Попередні випробування дослідного зразка або дослідної партії проводять для визначення відповідності продукції технічному завданню, вимогам стандартів і технічної документації та для вирішення питання про можливість подання її на приймальні випробування. За результатами попередніх випробувань може бути проведено доопрацювання дослідного зразка.

Приймальні випробування дослідного зразка або дослідної партії проводять для визначення відповідності продукції технічному завданню, вимогам стандартів і технічної документації, оцінки технічного рівня та визначення можливості постановки продукції на виробництво. Холодильна техніка, що випускається серійно, піддається приймально-здавальним та періодичним випробуванням.

Приймально-здавальні випробування проводять для визначення відповідності стандартам і технічним умовам кожного зразка продукції, випущеного підприємством-виробником. Перелік вимірюваних при випробуванні параметрів та допустимі значення їх вказуються у стандартах або технічних умовах. Кількість вимірюваних параметрів має бути мінімальною, але за своєю суттю вони повинні бути такими, які максимально дозволяють виявити брак і дефекти при виготовленні. Наприклад, у поршневих компресорів холодопродуктивністю від 3,5 до 100 кВт проміряють об'ємну продуктивність і герметичність. Контроль за відповідністю виміряних параметрів допустимим здійснюють служби технічного контролю підприємства-виробника.

Періодичні випробування проводять з метою оцінки відповідності продукції вимогам стандартів і технічних умов, а також стабільності показників якості, що підтверджують присвоєну категорію якості продукції, випущеної за певний період. Вимірювання, що проводяться при випробуванні, повинні забезпечити перевірку дотримання у процесі виробництва вимог стандартів і технічних умов. Тривалість періодичних випробувань компресорів має бути не менше 500 год, машин – 300 год. Випробування проводить підприємство-виробник із запрошенням, за необхідності, представників підприємства-розробника та замовника.

Найважливішу роль відіграють вимірювання при експериментальних дослідженнях у процесі проведення науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт. Вони дозволяють не тільки відповісти на питання про відповідність досліджуваної моделі висунутим вимогам або очікуваним результатам, але й розкрити причини відхилень від них, зрозуміти фізичну сутність процесів, що протікають у моделі, які впливають на значення аналізованих параметрів.

Таким чином, на всіх стадіях створення і протягом усього життєвого циклу машин і агрегатів холодильної техніки вимірювання забезпечують постійний контроль за параметрами, що нас цікавлять, і дозволяють дати об'єктивну оцінку як стану холодильної техніки, так і якості проведеної роботи.

Достовірність отриманих даних залежить від точності вимірювань, яка визначається низкою умов, що забезпечуються при проведенні вимірювань.

Ефективність виробів холодильної техніки визначається за кількісними значеннями ряду показників, що характеризують споживчі властивості виробів. Справжні значення цих показників можуть бути отримані лише в результаті вимірювань при випробуваннях у процесі виготовлення або експлуатації.

Точність отриманих при вимірюванні показників залежить не тільки від точності використовуваних для цієї мети приладів, а й від обраної методики проведення випробувань.

Методи вимірювань, за допомогою яких визначають основні параметри холодильних машин та агрегатів дозволяють оцінити їх якість та споживчі властивості. Для цієї мети за допомогою вимірювань при усталеному режимі роботи виробу визначають усереднені за часом значення обмеженого числа параметрів: температури, тиску, витрати, потужності.

При дослідженні, створенні та доведенні холодильного обладнання доводиться проводити й низку інших вимірювань, які дозволяють з'ясувати причини невідповідності отриманих при випробуванні характеристик висунутим технічним вимогам. Наприклад, вимірювання миттєвих значень тиску в циліндрі поршневого компресора дають можливість судити про якість роботи клапанів. Методи вимірювання та прилади, що застосовуються при таких вимірюваннях, надзвичайно різноманітні й у кожному конкретному випадку залежать від поставленого перед дослідником завдання. При цьому використовують як стандартизовані засоби вимірювання, так і нестандартизовані, виготовлені та таровані неспеціалізованими організаціями.

Інформаційні джерела:

1. Семенюк Д. П. Технологічне холодильне обладнання [Електронний ресурс] : навч. посібник : у 2 ч. Ч. 1 / Д. П. Семенюк, О. В. Петренко. – Електрон. дані. – Х. : ХДУХТ, 2018. – С. 241.

2. Забезпечення холодом об’єктів в умовах відсутності стаціонарного енергопостачання / Є.М. Якушенко, В.О. Потапов, Д.П. Семенюк, О.В. Петренко // ПОВНОЦІННЕ ХАРЧУВАННЯ: тренди енергоефективного виробництва, зберігання та маркетингу: колективна монографія / за ред. проф. В.В. Євлаш, проф. В.О. Потапова, проф. Н.Л. Савицька, доц. Л.Ф. Товма. – Х. : НА НГУ, 2020. – 635 с.

УДК 621.57

PROSPECTS FOR USING A TWO-STAGE ABSORPTION-EJECTOR CHILLER TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF GAS ENGINES

Oleksiy Ostapenko, candidate of technical sciences, associate professor
Artem Hrych, candidate of technical sciences, associate professor
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, 54025
Mykolayiv
e-mail: artem.grich@gmail.com

The problem of increasing the efficiency of gas engine exhaust heat transformation into the cold was considered for installation of integrated electric, heat and cooling supply of the "Sandora"–"PepsiCo Ukraine" plant in Nikolaev, Ukraine. The trigeneration installation includes 2 cogeneration gas engines JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (electric power of engine is 1400 kW, thermal power is 1500 kW), in which the heat of exhaust gases, charge air-gas mixture, engine cooling water and lubricating oil is used for heating water. The heat of hot water is transformed by the AR-D500L2 Century absorption Li-Br chiller into a cold (2000 kW refrigerant capacity), which is spent for technological needs and for the operation of central air conditioners that provide air cooling in the engine room.

According to the existing scheme, at the temperature of hot water at the outlet of gas engine cogeneration module equal to 90 °C, a decrease in the temperature of hot water in the absorption Li-Br chiller is usually not more than $\Delta t = 15$ ° C, which does not allow cooling a hot water to the temperature of the input to the gas engine of 70 °C, which ensures the maintenance of the thermal state of the gas engine at the required level, and causes the need to discharge the excess heat into the atmosphere by the emergency

НТБОНТУ

cooling tower 2 of dry type. Because of the corresponding heat losses, the thermal coefficients of the heat recovery system are much lower than the thermal coefficients of the absorption Li-Br chiller, which causes a significant decrease in the cooling capacity.

In order to exclude these heat losses, it was proposed to use a refrigerant ejector chiller. Refrigerant ejector chillers are simple in design, but their efficiency depends very much on the temperature of heating water at the inlet. A slight decrease in the hot water temperature leads to a significant drop in the coefficient of performance of refrigerant ejector chiller. Therefore, the refrigerant ejector chiller is suggested to be used before the absorption Li-Br chiller in order to consume a high-potential heat of the hot water in the ejector chiller generator.

According to this scheme, the heat of hot water with temperature th = 90 °C is used in the evaporative section of the refrigerant ejector chiller generator. Then, with a temperature lowered to 85 °C, the hot water is fed to the absorption Li-Br chiller and leaves the absorption Li-Br chiller at a temperature of about 72 °C at the outlet. In order to maintain the temperature of the return hot water at the inlet of the gas engine not higher than 70 °C, the remaining part of the excessive hot water heat is discharged in the economizer section of the ejector chiller generator for addition heating of liquid refrigerant at the inlet of the evaporative section of generator.

When the hot water temperature at the inlet of absorption Li-Br chiller decreases, the amount of heat transformed into the cooling capacity is reduced as shown in Fig. 1.

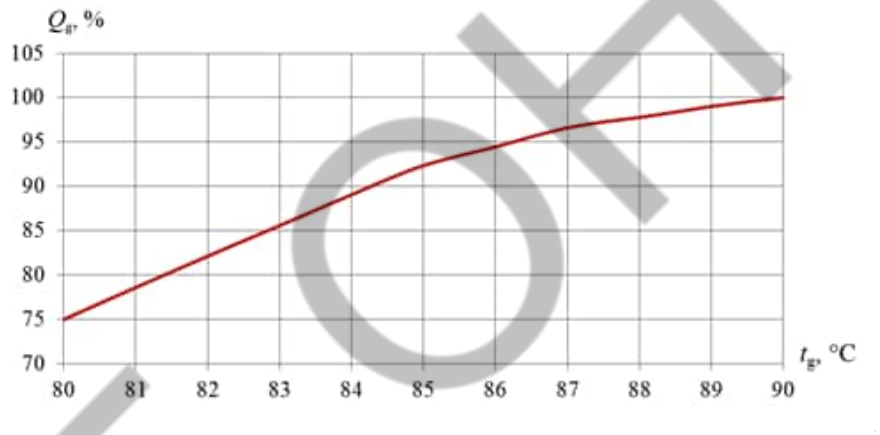


Fig.1. The heat of hot water Q_h transformed into cooling capacity in absorption Li-Br chiller depending on the hot water temperature t_h at the inlet

An increament in cooling capacity of the proposed ejector-absorption system for transformation of gas engine waste heat compared with a typical absorption lithium bromide system in dependence of the value of refrigerant ejector chiller coefficient of performance is presented in Fig. 2.

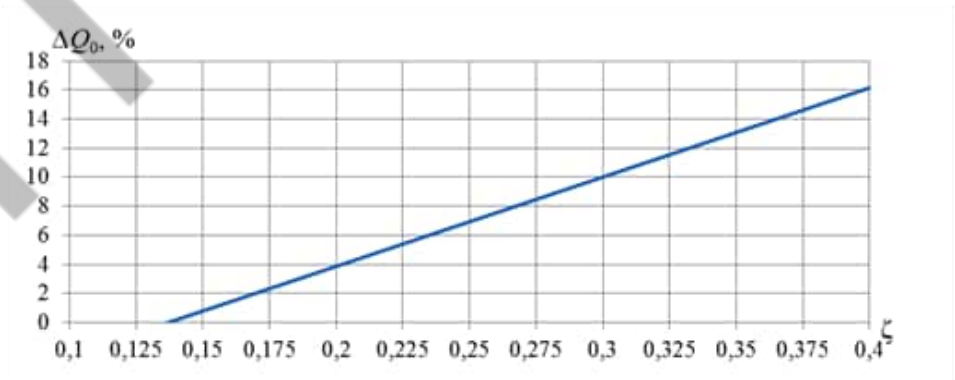


Fig.2. An increament in cooling capacity of the proposed ejector-absorption system compared with typical absorption lithium bromide system in dependence of the value of refrigerant ejector chiller coefficient of performance

Proceeding from the data given in Fig. 1, the use of refrigerant ejector chiller for transformation of the waste heat of gas engine into cooling capacity is expedient if its coefficient of performance is higher than 0.15. So the application of refrigerant ejector chiller with coefficient of performance of 0.25 provides a 7% increment in cooling capacity of the proposed ejector-absorption system compared with typical absorption lithium bromide system.

Bisides it was proposed to use a refrigerant ejector chiller together with absorption Li-Br chiler in doble-flow system

The purpose of using double-flow system is to increase the temperature of the coolant at the outlet of the UB. The scheme works in this way: colant is divided into two streams after using his heat in absorption Li-Br and ejector chillers. One goes to a utilization boiler. The second cooled to a temperature of 70 °C and enters to the gas engine units to cooling them.

So the inlet and outlet coolant tempetatures of waste heat transformation system units depending on the heat using in ejector chiller was calculate and shown on fig.3

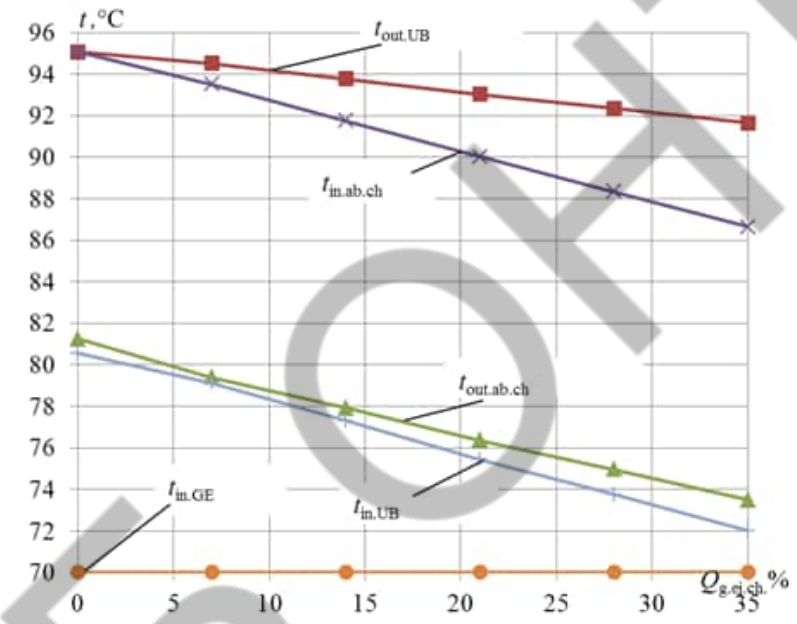


Fig.3. The temperatures of gas engine coolant outlet of utilization boiler (inlet evaporative section of ejector chiler generator) $t_{out.UB}$, inlet of absorption Li-Br chiler $t_{in.AbCh.}$, outlet of absorption Li-Br chiler (inlet economiser section of ejector chiler generator) $t_{out.AbCh.}$, inlet of utilization boiler $t_{in.UB}$, inlet of coling units of gas engine $t_{in.GE}$ depending on the heat using in ejector chiller $Q_{h.EjCh.}$

Based on the inlet and outlet temperature of the coolant of waste heat transformation system units amount of heat were calculated. Knowing the amount of heat of the hot water used in the chillers, as well as their coefficients of performance, the cooling capacities of ejector chiller Q0.EjCh and total value Q0.Ab-AdTS for the advanced heat transformation system with two-stage absorption-adsorption chiller are calculated. For comparison, the values of the traditional system are also given Q0.tradTS. (Fig. 2).

НТБОНТУ

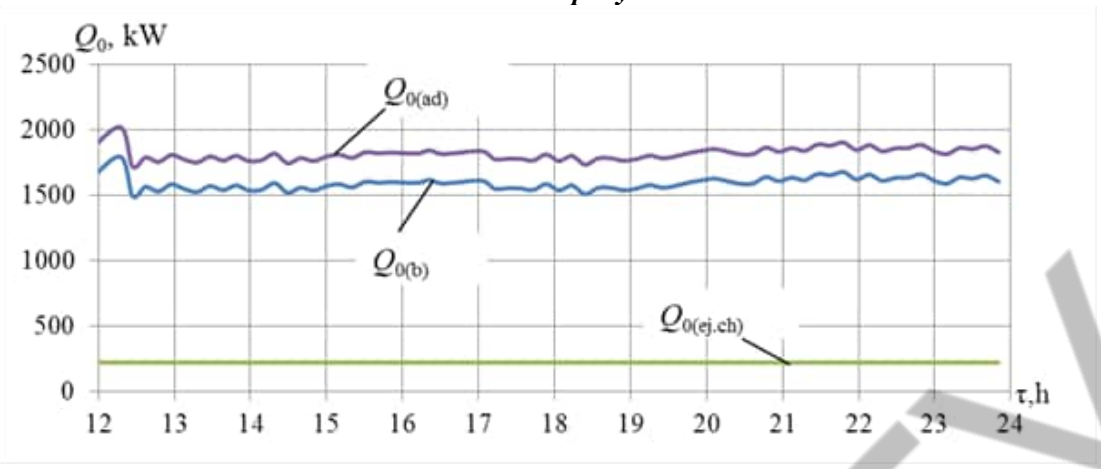


Fig. 4. The values of cooling capacity of the basic absorption Li-Br chiller transformation system $Q_{0.tradTS}$ and advanced double-flow two-stage transformation system with refrigerant ejector and absorption chillers $Q_{0.Ej\text{-}AbTS}$, and refrigerant ejector chiller $Q_{0.EjCh}$ (t_h = 93 °C ζ_{EjCh} =0,4)

CONCLUSIONS

A two-stage ejector-absorption chiller system with refrigerant ejector chiller for transforming the excessiv low potential waste heat of gas engine that is left unused by absorption lithium bromide chiller and normally discharged into the atmosphere is developed for combined electricity, heat and cooling plant. It was shown that the application of refrigerant ejector chiller with coefficient of performance of 0.25 provides a 7% increment in cooling capacity of the proposed ejector-absorption chiller system compared with typical absorption lithium bromide chiller system.

REFERENCES

[1] Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.

[2] Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch [статья]. – Bucureşti, October 28, 2010. – 73 p.

[3] GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/ G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.

[4]Mykola Radchenko, Roman Radchenko, Oleksii Ostapenko, Anatoliy Zubarev, Artem Hrych Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018", Jiangsu, Nanjing, China. pp.227-231

НТБОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 621.564:504.054

ПОТОЧНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ХОЛОДОАГЕНТІВ ДЛЯ ЕЖЕКТОРНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ТА ТЕПЛОНАСОСНОГО ОБЛАДНАННЯ В УКРАЇНІ

Мерзляков Ю.С. доцент кафедри технічної теплофізики, СумДУ,
Чех О.Ю. аспірант, СумДУ, м. Суми o.cheh@kttf.sumdu.edu.ua

Вибір оптимального холодоагенту є ключовим фактором для досягнення високої ефективності та екологічної безпеки ежекторних холодильних та теплонасосних систем. Ефективність, або коефіцієнт перетворення (COP), ежекторної системи значною мірою залежить від термодинамічних властивостей робочої рідини (холодоагенту). Правильний вибір холодоагенту дозволяє не тільки максимізувати продуктивність системи, але й забезпечити її безпечну та екологічно відповідальну експлуатацію. У світлі глобальних екологічних викликів, таких як руйнування озонового шару та зміна клімату, вибір холодоагенту набуває особливої ваги. Законодавчі ініціативи, зокрема Монреальський протокол та Кігалійська поправка, стимулюють перехід від озоноруйнівних речовин та холодоагентів з високим потенціалом глобального потепління (ПГП) до більш сталих альтернатив.

Стратегічне планування для України повинно враховувати розбіжності в регуляторних підходах. США дотримуються графіка поступового скорочення (phase-down) гідрофторвуглецiв (ГФВ), тоді як Європейський Союз обрав значно жорсткіший шлях. Новий Регламент ЄС щодо F-газів (EU 2024/573) не просто скорочує, а передбачає повну відмову (phase-out) від ГФВ до 2050 року. Він також встановлює заборони на використання холодоагентів із ПГП вище 150 для багатьох видів нового обладнання. Враховуючи євроінтеграційний курс України, саме цей агресивний регуляторний вектор ЄС слід розглядати як найбільш імовірний сценарій майбутнього для українського ринку [1; 2].

Дане дослідження представляє комплексний огляд поточного стану та майбутніх перспектив використання природних та синтетичних холодоагентів в ежекторних технологіях. Проаналізовано термодинамічні властивості, вплив на навколишнє середовище, аспекти безпеки та експлуатаційні особливості таких холодоагентів, як CO_2 (R744), аміак (R717), вуглеводні (R290, R600a), а також гідрофторвуглеці (ГФВ), гідрофторолефіни (ГФО) та їх суміші.

Для об'єктивної оцінки перспективних холодоагентів з низьким ПГП було визначено ключові критерії, що охоплюють основні аспекти їх придатності для використання в сучасних системах RACHP. Ключові критерії оцінки включали термодинамічну ефективність, що характеризується коефіцієнтом перетворення (COP) та об'ємною холодопродуктивністю (Q); екологічні показники, зокрема потенціал глобального потепління (ПГП) за 100-річний період та ризики, пов'язані з утворенням трифтороцтової кислоти (TFA) і класифікацією як пер- та поліфторалкільні речовини (PFAS); та безпеку відповідно до стандарту ASHRAE 34, який враховує токсичність та займистість. Застосування цих критеріїв дозволяє провести збалансовану та всебічну оцінку придатності кожного холодоагенту для конкретних застосувань, враховуючи необхідний баланс між продуктивністю, безпекою та екологічною стійкістю.

Встановлено, що природні холодоагенти, незважаючи на певні виклики, пов'язані з безпекою та робочими параметрами, є найбільш перспективним напрямком у довгостроковій перспективі через їх мінімальний вплив на клімат. Синтетичні холодоагенти нового покоління з низьким ПГП також відіграють важливу роль, особливо як перехідні рішення.

Природні холодоагенти (R290, R600a, R717, R744) є довгостроковими, екологічно бездоганними рішеннями завдяки практично нульовому ПГП та відсутності проблем, пов'язаних з

PFAS та TFA. Проте їхнє впровадження пов'язане зі значними інженерними викликами. Вуглеводні, такі як R290 та R600a, мають високу займистість (клас A3), що вимагає суворого обмеження обсягу заправки та впровадження спеціальних заходів безпеки. Аміак (R717) є одним з найефективніших холодоагентів з термодинамічної точки зору, що широко використовується у промисловому холоді, який має відмінні термодинамічні властивості, високий коефіцієнт теплопередачі, нульові озоноруйнівний потенціал (ОРП) та ПГП. Але його токсичність обмежує його використання в комерційних та побутових системах. З іншого боку, R744 (CO_2) є незаймистим і нетоксичним, але характеризується дуже високим робочим тиском, що вимагає проєктування систем для роботи в транскритичному циклі [3]. Саме ця особливість є джерелом як його недоліків (потреба у міцніших компонентах), так і переваг (відмінний температурний профіль для нагріву теплоносія).

Гідрофторолефіни (ГФО) (R1234yf, R1234ze(E)) є прямим інженерним рішенням для заміни ГФВ з високим ПГП. Їхня ненасичена хімічна структура (наявність подвійного зв'язку C=C) забезпечує короткий час життя в атмосфері і, як наслідок, низький ПГП. Схожість термодинамічних властивостей з ГФВ дозволяє використовувати їх як "drop-in" замінники. Однак, вирішуючи проблему ПГП, ГФО створили нову екологічну проблему: їхня класифікація як PFAS («вічні хімікати») та утворення стійкої трифтороцтової кислоти (TFA) при розпаді в атмосфері ставить під сумнів їхнє довгострокове застосування через зростаючий регуляторний тиск [4].

Зеотропні та азеотропні суміші є стратегічним інструментом для досягнення бажаного балансу між займистістю, ПГП та ефективністю. Стратегія змішування дозволяє пом'якшити недоліки окремих компонентів. Наприклад, у суміші R454C (R32/R1234yf) компонент R32 підвищує холодопродуктивність, якої бракує чистому ГФО, тоді як ГФО R1234yf кардинально знижує загальний ПГП суміші, роблячи її відповідною до суворих регуляцій. Ключовою особливістю зеотропних сумішей є температурне ковзання (глайд), яке можна використати для підвищення COP шляхом кращого узгодження температурних профілів, але це ускладнює проєктування теплообмінників та може призвести до зміни складу суміші у випадку витоку [5].

Розвиток ежекторних технологій зосереджений на кількох ключових напрямках:

- **Нові холодоагенти:** Дослідження нових синтетичних холодоагентів з ультранизьким ПГП та сумішей для оптимізації продуктивності в конкретних застосуваннях.
- **Вдосконалення конструкції ежектора:** Розробка ежекторів зі змінною геометрією для підтримки високої ефективності в широкому діапазоні робочих умов. Використання методів обчислювальної гідродинаміки (CFD) для оптимізації форми та розмірів ежектора. Разом з тим можливості ANSYS Fluent дозволяють використовувати широкий спектр холодоагентів, застосовуючи розширену базу NIST REFPROP.
- **Оптимізація системи:** Розробка гібридних систем, що поєднують ежекторний цикл з парокомпресійним або абсорбційним для підвищення загальної ефективності. Впровадження інтелектуальних систем керування для оптимізації роботи в реальному часі.
- **Розширення сфери застосування:** Адаптація ежекторних систем для роботи з новими джерелами тепла, наприклад, в системах когенерації та для охолодження електроніки.

Дослідження показало, що вибір холодоагенту є вирішальним для успішної реалізації ежекторних холодильних та теплонасосних систем і являє собою складний компроміс між енергоефективністю, безпекою, вартістю та екологічними нормами, що постійно стають жорсткішими. Природні холодоагенти, такі як CO_2, аміак, вуглеводні, є найбільш перспективними довгостроковими рішеннями завдяки своїй екологічній безпеці. Незважаючи на виклики, пов'язані з їх безпечним використанням та специфічними робочими параметрами, їх переваги є незаперечними. Синтетичні холодоагенти нового покоління, зокрема ГФО та їх суміші, відіграють важливу роль як перехідні та "drop-in" рішення, що дозволяють знизити ПГП існуючих систем з мінімальними модифікаціями. Майбутній розвиток технології буде спрямований на створення високоефективних та адаптивних ежекторних систем, оптимізованих для роботи з екологічно чистими холодоагентами, що

НТБОНТУ

сприятиме ширшому впровадженню цих енергозберігаючих рішень у різних галузях промисловості та побуту.

Список інформаційних джерел:

1. Про регулювання господарської діяльності з озоноруйнівними речовинами та фторованими парниковими газами, Закон України № 376-IX (2024) (Україна). https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/376-20#Text
2. Главацька, Л. Ю., & Іщенко, В. А. (2024). Поводження з відпрацьованими фреонами в україні. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, (1), 11–16. https://doi.org/10.31649/1997-9266-2024-172-1-11-16
3. Wang, J., Gullo, P., & Ramezani, H. (2024). Review on the trend of ultra-low-GWP working fluids for small-capacity vapour-compression systems. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *66*, 103803. https://doi.org/10.1016/j.seta.2024.103803
4. Domanski, P. A., & McLinden, M. O. (2025). Updating the limited options for Low-Global-Warming-Potential refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, *178*, 410–417. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2025.07.011
5. Sefidgar, Z., Khazaei, A., Javaherian, A., Mahmoudi, S., Elmegaard, B., & Arabkoohsar, A. (2025). Heat pumps using zeotropic mixtures for heating and cooling applications: A literature review. *Applied Thermal Engineering*, 126794. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.126794

УДК 66.067.1.621.72

ENHANCING THE TRANSFORMATION OF GAS ENGINE MODULE EXHAUST HEAT BY TWO- STAGE ABSORPTION-ADSORPTION CHILLER

Oleksiy Ostapenko, Ph.D, associate professor, Artem Hrych, Ph.D, associate professor,

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv
E-mail: ostapenko.alex89@gmail.com

Gas engines that operate on natural gas and alternative gaseous fuels (biogas, etc.) are increasingly used in integrated power supply installations [1-3]. Leading manufacturers produce combustion engines as cogeneration modules with standard heat exchangers to produce hot water or steam through the use of exhaust gas heat, charged air or gas-air mixture, of engine jacket cooling water and lubricating oil [1, 2]. Although the cogeneration modules are easy to be integrated into the heat and cold supply systems, the analysis of the energy efficiency of such trigeneration systems shows the presence of significant heat losses during transformation of cogeneration gas engine module exhaust heat into the cold by the absorption Li-Br chiller caused by a mismatch in the thermal conditions of the absorption Li-Br chiller effective operation and cogeneration gas engine module performance with using the return heat water as a coolant.

So, from the condition of maintaining the thermal state of the gas engine ensuring its reliable operation, the temperature of the heat water from absorption Li-Br chiller which is returned to the cogeneration system of the gas engine as a coolant, is limited by its specification value t = 70 °C. When it exceeds this value the excess heat is discharged into the atmosphere by radiator.

In accordance with the existing scheme, at a return water temperature at the outlet from absorption Li-Br chiller, for example 75...80 °C, i.e. above its specification value t = 70 °C for the inlet of the gas engine heat exchangers ensuring the optimum thermal state of the gas engine, some of the return water is cooled in the cooler of the return coolant CRC with the removal of excess heat into the atmosphere through the cooling tower 2 of dry type. It is not advisable to return the excess heat to absorption Li-Br chiller, because of its lower temperature level 75...80 °C in comparison with the specification temperature of the hot water at the inlet of absorption Li-Br chiller about 90 °C, since the decrease in the temperature of the hot water at the inlet of absorption Li-Br chiller causes falling the efficiency of heat transformation into the cold - reducing the coefficient of performance ζ, which is a ratio of the cooling capacity generated to the heat used.

The decrease in the temperature Δt of heating water in absorption Li-Br chiller is usually not more than Δt = 15 °C, at which the temperature of return hot water after the chiller is not lower than 75 °C (with the temperature of hot water at the outlet of gas engine module of 90 °C) that is higher than the required temperature of coolant at the gas engine inlet t = 70 ° C, which maintains the thermal state of the gas engine at the safe level. So this needs to discharge the excess heat into the atmosphere by the emergency cooling tower 2 of dry type. Due to the heat losses corresponding to the heat extracted into the atmosphere, the thermal coefficients of the heat recovery system of the gas engine are significantly lower than the coefficient of performance of the absorption Li-Br chiller, which causes a substantial decrease in the cooling capacity. At the same time, using the same absorption Li-Br chiller as a second low-temperature stage is not advisable, since when the temperature of the heating water is lowered, the cooling capacity of the chiller is greatly decrease.

Therefore, in order to exclude these heat losses, an adsorption chiller can be applied as a low-temperature stage thermotransformer after the existing absorption Li-Br chiller. According to manufacturer's data, their adsorption chillers are quite effective at the temperature of the heating water of 68 °C. The scheme of the proposed two-stage absorption-adsorption system of heat utilization is shown in Fig. 1.

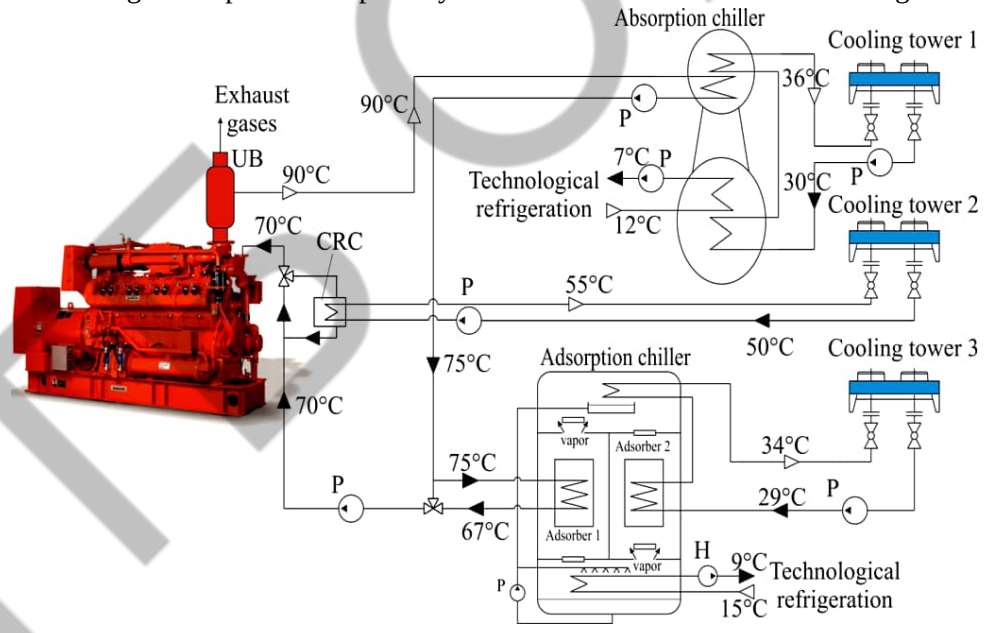


Fig. 1. Scheme of two-stage absorption-adsorption system for exhaust heat of gas engine cogeneration module utilization: UB - utilization boiler; CRC - cooler of the return coolant; P - pump; cooling tower 2 of dry type for emergency heat release

According to this scheme, a part of the heat of hot water from the gas engine cogeneration module is transformed into a cold in absorption Li-Br chiller, as in the basic scheme, with lowering its temperature to about 75 °C. Then, a hot water with a temperature of about 75 °C is cooled in adsorption chiller with its temperature drop of about 8 °C, that results in lowering its temperature to about 67 °C. Using in the

adsorption chiller a part of about 69% of the total hot water flow rate, two return water streams with temperatures of 75 °C after absorption Li-Br chiller and 67 °C after adsorption chiller are formed. Their mixing results in the temperature of joint return flow of about 70 °C at the inlet of gas engine cogeneration module.

The values of the coefficients of performance for the adsorption and absorption refrigeration machines, as well as the basic and proposed heat utilization systems, are shown in Fig. 2.

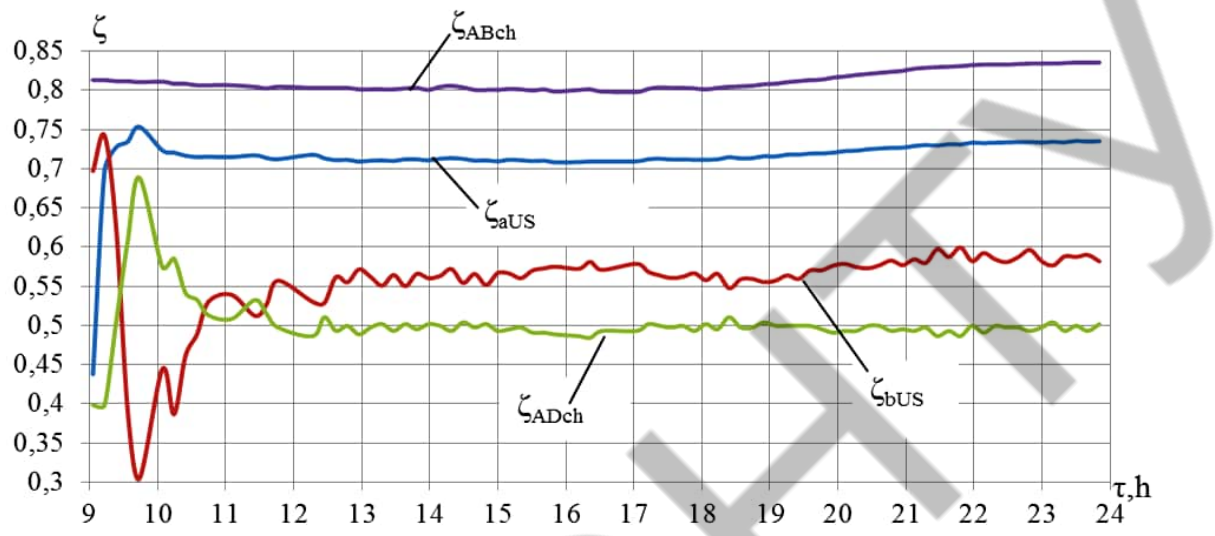


Fig. 2. The values of the coefficients of performance for adsorption chiller ζ_{ADch} , for absorption Li-Br chiller ζ_{ABch} , for the basic utilization system with an absorption Li-Br chiller ζ_{bUS} and for the advanced utilization system with two-stage absorption-adsorption chiller ζ_{aUS}

Knowing the amount of heat of the hot water used in the chillers, as well as their coefficients of performance, the cooling capacities of both chillers were calculated, as well as their total value for the advanced heat utilization system with two-stage absorption-adsorption chiller (Fig. 3).

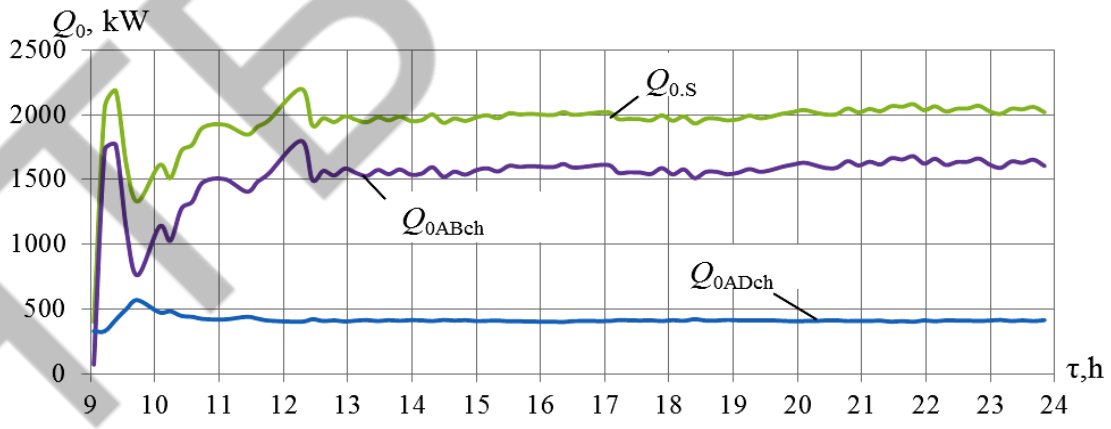


Fig. 3. The values of the total cooling capacity $Q_{0.S}$ of the advanced gas engine heat utilization system with two-stage absorption-adsorption chiller and absorption Li-Br chiller of the first stage Q_{0ABch} (t_g = 90 °C) and absorption Li-Br chiller of the second stage Q_{0ADch} (t_g = 75 °C)

CONCLUSIONS: By utilizing the excess heat of gas engine cogeneration module, that is normally discharged into the atmosphere, in the advanced heat utilization system with two-stage absorption-adsorption chiller, an increament of about 20 % in the cooling capacity is obtained. Besides, using the adsorption chiller

НТБ ОНАХТ

for utilization of low-potential heat of the return hot water after absorption Li-Br chiller provides an increase of the coefficient of performance for the whole heat utilization system from ζ = 0.5 for the basic system to ζ = 0.7 for the advanced utilization system with two-stage absorption-adsorption chiller.

REFERENCES

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.
2. Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch. – Bucureşti, October 28, 2010. – 73 p.
3. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/ G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.
4. New adsorption chiller AdRef-Noa//Mayekawa Europe – December 2013. – 5 p http://www.mayekawa.com/
5. Radchenko R.M., Ostapenko O.V., Esin I.P., Portnoi B.S. [Deep utilization of heat in trigeneration plant for integrated energy supply] Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology, 2015, no. 1 (118), pp.99–103.

УДК 641.528.6

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПРОЦЕСУ ШОКОВОГО ЗАМОРОЖУВАННЯ

Семенюк Д.П., Потапов В.О., Якушенко, Є.М., ДБТУ, м. Харків, dmitriy.semeniuk@gmail.com

При стандартній технології заморожування температура в холодильній камері підтримується на рівні від −18 до −24°С. Тривалість заморожування при такій технології становить від 2,5 годин і більше. При цьому відомо, чим більше тривалість процесу заморожування, тим більше розмір кристалів льоду, які утворяться в продукті, більше ферментативні й структурні зміни в ньому. Комплекс цих факторів приводить до погіршення якості продукту при його розморожуванні – руйнується клітинна структура, відбувається розкладання біологічно активних речовин. У сучасній холодильній технології все частіше застосовується метод шокового заморожування. В основі методу лежить створення умов для високої швидкості просування фронту заморожування від поверхні до центра продукту. Для цього використовують температуру охолоджуючого середовища −30…−35°С і високі швидкості руху повітря, що інтенсивно обдуває продукт. На відміну від звичайного заморожування, шокове заморожування має наступні переваги: зменшується тривалість заморожування в 3-10 разів, скорочуються втрати продукту в 2-3 рази, знижується використовувана виробнича площа в 1,5-2 рази, скорочується виробничий персонал на 25-30%, знижується період окупності обладнання на 15-20%. При шоковому заморожуванні продукту висока швидкість охолодження дозволяє швидко зробити перехід з рідкої фази у тверду. При цьому утворюються кристали льоду невеликої форми, чого не спостерігається при інших методах заморожування. Через високу швидкість заморожування зменшується період активності бактеріологічного середовища. При стандартній технології заморожування усушка продукту становить порядку 5-10% від маси продукту, при шоковому заморожуванні скорочується втрата маси до 0,8%. Для швидкозаморожених продуктів строк зберігання більше, ніж для заморожених у звичайних камерах. Слід зазначити, що існуючі рекомендації щодо технологічних розрахунків процесу заморожування базуються на визначенні лише часу заморожування, незважаючи на швидкість цього процесу. Все це спричиняє актуальність досліджень, спрямованих на розробку раціональних режимів шокового заморожування.

Найбільше простою і універсальною формулою для розрахунку тривалості процесу заморожування є відома формула Р. Планка, що досить повно описує тривалість просування фронту

замороження від поверхні до центра продукту. Однак для умов швидкого заморожування ця формула не може бути використана, тому що вона не враховує наступного охолодження замороженого шару продукту. Тому пізніше була виведена формула, що враховує кінцеву теплоємність замороженої частини продукту й коефіцієнт форми тіла.

Для розрахунку тривалості заморожування основне значення має правильне визначення характерного розміру продукту, що заморожується, що може мати кожну, у тому числі неправильну геометричну форму, і його коефіцієнта форми. Із цією метою в [1] запропонований інший метод визначення коефіцієнта форми, який можна застосовувати для тіл довільної форми:

, (1)

$$\Gamma = 1 + \frac{R_x}{R_y} + \frac{R_x}{R_z}$$

де R_x, R_y, R_z – розміри тіла уздовж осей *x, y, z* у прямокутній системі координат (розташованій в геометричному центрі тіла), причому вісь *ox* з'єднує найбільш наближені точки тіла, вісь *oz* – найбільш віддалені точки тіла на його поверхні.

Характерним розміром у даному визначенні коефіцієнта форми є мінімальний розмір тіла R_x, оскільки саме на ньому виникають найбільші градієнти температур. Коефіцієнт форми згідно з (1) змінюється в границях від 1 до 3. Значення Г=1 відповідає найменш упакованому тілу (нескінченна пластина), Г=3 відповідає найбільш упакованому тілу (сфера). З урахуванням цього коефіцієнта форми ставиться завдання одержати формули для розрахунку режимів шокового заморожування.

Метою є аналітичне визначення режимів процесу шокового заморожування харчових продуктів, що враховує вплив теплоємності замороженої частини продукту й коефіцієнта форми для тіл неправильної геометричної форми.

Одержимо формулу для тривалості шокового заморожування, що враховує коефіцієнт форми Γ і теплоємність замороженого шару тіла. Як і у випадку одержання рівняння Планка, беремо ті ж допущення й скористаємося для цього інтегральним рівнянням збереження й переносу енергії (2), у процесах з фазовими переходами для довільного обсягу ΔV, що включає в собі фронт заморожування й шар замерзлого продукту

, (2)

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial \tau}(C\rho t)dV + \int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial \tau}(q\rho)dV = -\oint_S j dS$$

де j – щільність теплового потоку; τ – поточний час, V - обсяг тіла; S – площа поверхні тіла.

Провівши певні математичні розрахунки, отримаємо рівняння щодо часу заморожування за умови $\tau\big|_{x=R_x} = \tau_{зам}$

. (3)

$$\tau_{зам} = R_x \rho \left(\frac{q}{\Gamma(t_{кр} - t_x)} + \frac{C}{2} \right) \left(\frac{R_x}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right)$$

Це рівняння за зовнішнім виглядом таке ж, як і рівняння Планка, і відрізняється лише способом визначення коефіцієнта форми Γ і характерного розміру R_x.

НТБОНТУ

З урахуванням (3) одержуємо формулу для середньої лінійної швидкості заморожування

, (4)

$$\varpi_{зам} = \frac{R_x}{\tau_{зам}} = \frac{1}{\rho\left(\frac{q}{\Gamma(t_{кр}-t_x)}+\frac{C}{2}\right)\left(\frac{R_x}{2\lambda}+\frac{1}{\alpha}\right)}$$

або в безрозмірній формі

, (5)

$$\frac{\varpi_{зам}}{a/R_x} = \frac{1}{\left(\frac{Ko}{\Gamma}+\frac{1}{2}\right)\left(\frac{1}{2}+\frac{1}{Bi}\right)}$$

де $\varpi_{зам}$- лінійна швидкість заморожування, м/с; a - коефіцієнт температуропровідності, м^2/с; Ко - число Косовича, ; Bi - число Біо, .

$$Ko = \frac{q}{C(t_{кр}-t_x)} \qquad Bi = \frac{\alpha R}{\lambda}$$

Ліва частина цього рівняння є безрозмірним числом подібності, що відображає відношення швидкості просування фронту заморожування до швидкості розвитку температурного поля в замерзлому шарі продукту.

За формулою (5), швидкість заморожування у випадку фіксованого характерного розміру й коефіцієнта форми тим більше, чим більше число Біо й менше число Косовича, тобто чим більше коефіцієнт тепловіддачі й температурний напір охолоджуючого середовища – продукт ($t_{кр}$-t_x).

Із цього рівняння випливає, що максимально можлива швидкість заморожування при нескінченно великій інтенсивності тепловіддачі рівняється

. (6)

$$\varpi_{зам}^{\max} = \frac{a}{R_x}\frac{2}{\frac{Ko}{\Gamma}+\frac{1}{2}}$$

З огляду на ці розрахунки, відзначимо, що існує максимальний характерний розмір продукту, для якого можлива реалізація режиму шокового заморожування. При типовому значенні температурного напору в швидкоморозильних апаратах $t_{кр}$-t_x=30°С (Ко=4,6), максимальний характерний розмір продукту max(R_x)=4 см (при Г=3).

Таким чином, для забезпечення режиму шокового заморожування, необхідно визначити зв'язок між характерним розміром продукту й інтенсивністю зовнішнього теплообміну. З рівняння (5) одержуємо формулу для визначення мінімального коефіцієнта тепловіддачі, що забезпечує задану швидкість заморожування $\varpi_{зам}$ для цього продукту:

НТБОНТУ

. (7)

$$\alpha = 2\varpi_{зам}\frac{\frac{2}{\Gamma}\frac{q}{C(t_{кр}-t_x)}+1}{\frac{4}{C\rho}\left(\frac{2}{\Gamma}\frac{q}{C(t_{кр}-t_x)}+1\right)\varpi_{зам}\frac{R_x}{\lambda}}$$

Методика технологічного розрахунку тривалості шокового заморожування повинна складатися із двох етапів. На першому визначають умови, за яких можливе шокове заморожування, по рівнянню (7) розраховують потрібний коефіцієнт тепловіддачі для заданого розміру продукту, а на другому етапі – безпосередньо тривалість процесу шокового заморожування за рівнянням (3).

Список інформаційних джерел

1. Потапов В. О. Наближене аналітичне розв'язання задачі теплообміну для тіл довільної форми / В. О. Потапов, О. С. Сомов, Є. М. Якушенко // Обладнання та технології харчових виробництв : темат. зб. наук. пр. / ДонНУЕТ ім. М. Туган-Барановського. – Донецьк : ДонНУЕТ ім. М. Туган-Барановського, 2009. – Вип. 21. – С. 261-269.

УДК 621.57

INTELLIGENT HEATING SYSTEMS FOR OPTIMIZING THE OPERATION OF REFRIGERATION SYSTEMS USING ARTIFICIAL INTELLIGENCE

Zhykharieva N. Assoc.prof.,. Kogut V. assoc.prof, Ovchinnikov M. postgrad., ONTU, Odesa, movchi1488@gmail.com

Modern refrigeration systems have a significant amount of energy, and their efficiency depends on the correct regulation of temperature conditions and technical equipment. The use of artificial intelligence (AI) in bathroom refrigeration systems makes it possible to automate optimization processes, increase energy efficiency and reduce operating costs.

Intelligent heating systems (ISC) use machine learning algorithms, neural measurements, Internet of speech (IoT) and great data for analysis and advanced refrigeration operation in real time.

The main functions of artificial intelligence in refrigeration systems:

1. Energy optimization
   - Automatic regulation of temperature and humidity in the room from external sources.
   - Dynamic change in the pressure of compressors and fans based on forecasts of available energy.
   - Use of machine learning algorithms to adapt the robotic system to changes in the equipment.
2. Failure prediction and technical maintenance
   - Analysis of historical data to identify possible types of ownership.
   - Significant anomalies in robotic compressors, heat exchangers and sensors.
   - Automatic generation of recommendations for technical maintenance.

3. Advanced treatment with refrigerants
    - Monitoring the level of refrigerant and detecting turns using IoT sensors.
    - Optimization of the operation of refrigeration circuits to change the flow rate to the additional coolant.
4. Intelligent operation modes
    - Automatic change of robot operating modes in storage depending on the hour of obtaining increased energy.
    - Integration with smart power cuts (Smart Grid) to obtain cheap electricity during non-peak times.

Algorithms for piece intelligence in refrigeration systems

Machine learning (ML) for adaptive care.

- Is used to analyze the behavior of the system and predict changes.
- Based on historical data, the models allow you to accurately adjust the parameters of the refrigeration operation.

Neural measures for recognizing anomalies

- Deep neural networks (DNN) are used to analyze complex heat transfer processes and detect faults. - Automatic identification of compressors, fans and heat exchangers.

Predictive Maintenance algorithms

- Is used for determining the optimal time for technical maintenance.
- Preventing emergency links by ensuring early detection of malfunctions.

Usage examples

Smart cold storage warehouses

Automatic optimization of temperature according to the type of product. Replacement of energy consumption without harm for saving energy.

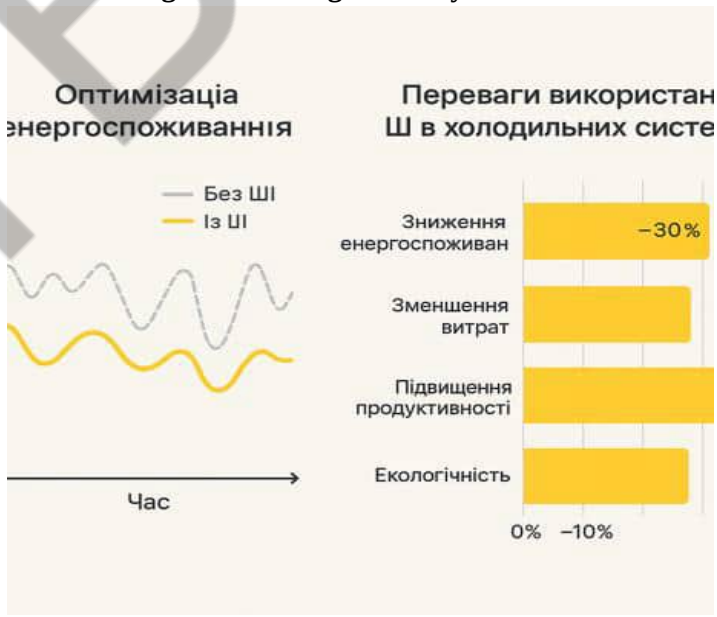
Supermarket refrigeration systems

Automated storage of display cases and freezers. Energy savings due to the adaptation of cooling modes to real demand.

Transport refrigerators

Dynamic temperature control based on weather forecasts and delivery route. Remote monitoring of the system through mobile devices.

Advantages of using artificial intelligence in refrigeration systems



Pic.1.Comparative analysis of energy efficiency of refrigeration systems

- ✓ Reduced energy consumption – up to 30% electricity savings due to optimization of operating parameters.
- ✓ Reduced operating costs – prevention of malfunctions and reduction of repair costs.
- ✓ Increased equipment productivity – extension of the service life of refrigeration units.
- ✓ Environmental friendliness – reduction of CO_2 emissions and rational use of refrigerants.
- ✓ Process automation – minimization of the need for operator intervention.

Challenges

- ! High cost of implementing intelligent systems.
- ! The need to collect a large amount of data to train algorithms.
- ! Ensuring cybersecurity of connected IoT devices.

Prospects

- ➢ Further improvement of machine learning algorithms for more precise adaptation of the operation of refrigeration systems.
- ➢ Integration with renewable energy sources to increase environmental friendliness.
- ➢ Use of quantum computing to optimize complex cooling processes.

Conclusions

The use of artificial intelligence in intelligent refrigeration control systems opens up new opportunities for increasing efficiency, saving energy and reducing operating costs. Machine learning algorithms, IoT and big data analysis allow you to automatically optimize equipment operation, predict failures and provide cleaner and more reliable refrigeration systems.

Further development of technologies in this area will contribute to the creation of more autonomous, energy-efficient and environmentally friendly refrigeration systems of the future.

References

1. Karabutov A. A., Sidorenko V. V. Intelligent control systems for energy-efficient refrigeration systems // Bulletin of Technical Sciences. – 2023. – No. 4. – P. 85–92.
2. Popov V., Ivanov D. Artificial Intelligence-Based Control Systems for Refrigeration Equipment // Journal of Smart Engineering. – 2022. – Vol. 10, Issue 3. – P. 112–125.
3. ISO 50001:2018 Energy management systems – Requirements with guidance for use.
4. Miller J., Wang X. IoT-Enabled Predictive Maintenance for Refrigeration Systems // International Conference on Energy Efficiency. – 2021. – P. 180–195.
5. DSTU EN 378-1:2021 Refrigeration systems and heat pumps. Safety and environmental protection requirements.
6. Artificial intelligence in refrigeration technology: monograph / edited by O. M. Goncharova. – Kyiv: Technika, 2022. – 245 p.
7. Chen Y., Zhao L. Deep Learning Algorithms for Optimization of Industrial Cooling Systems // Proceedings of the AI & Energy Symposium. – 2023. – P. 45–60.
8. Official website of the International Energy Agency (IEA) – https://www.iea.org

НТБОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 621.564.24

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОТЕНЦІЙНИХ СУМІШЕЙ ХОЛОДОАГЕНТІВ НА ОСНОВІ R-32 З НИЗЬКИМ ТЕМПЕРАТУРНИМ ГЛАЙДОМ

Заруба Г.Г., аспірант ОНТУ, hlib.zaruba@gmail.com
Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф. ОНТУ

Вступ. У сучасному HVACR обладнанні зростає тиск на обмеження показника GWP використовуваних агентів. Згідно з переглядом Регламенту ЄС щодо F-газів (Regulation (EU) 2024/573), у період з 2027 по 2033 буде вводитись поступова заборонена на різні типи HVACR обладнання з фторвмісними парниковими газами, у яких показникик GWP ≥ 150 [1]. Це створює необхідність пошуку нових робочих речовин, які відповідатимуть майбутнім екологічним вимогам і зберігатимуть високу ефективність систем.

Одним з найбільш популярних рішень сьогодні є використання R-32, який поєднує значно менший GWP в порівнянні з класичними HFC-сумішами, високу термодинамічну ефективність, хороший коефіцієнт теплопередачі і менший обсяг холодоагенту при тій же потужності в порівнянні, наприклад, з R-410A. Однак R-32 належить до класу A2L – слабогорючий агент, вимагає особливих заходів безпеки, і його GWP (675) вже знаходиться близько до порогових значень, які встановлюються в нових нормативних актах.

З урахуванням посилення екологічних стандартів, він у майбутньому перестане відповідати новим обмеженням за GWP для багатьох категорій обладнання. Суміші холодильних агентів видаються перспективним шляхом – вони можуть дозволити зберегти переваги R-32 (ефективність, перевірена виробником база, інфраструктура), знижуючи GWP суміші за рахунок додавання компонентів з більш низьким потенціалом глобального потепління і при цьому компенсуючи недоліки кожної окремої речовини.

При цьому при використанні сумішей холодильних агентів виникає додатковий важливий фактор – температурний глайд суміші, який визначається різницею температур між точкою початку і точкою кінця фазового переходу (випаровування або конденсації) речовини при постійному тиску. Речовина з невеликим глайдом поводиться майже як чистий агент, забезпечуючи незмінний склад суміші як у рідкій, так і в паровій фазі в процесі кипіння і конденсації, тоді як зеотропні суміші виявляють значний глайд, що може вимагати переробки конструкції теплообмінників і впливає на розподіл теплових потоків в системі.

Методологія. Симуляція бінарних сумішей холодильних агентів проводилася з використанням мови програмування Python 3.11 в інтегрованому середовищі розробки PyCharm 2025 (версія 2.1.1). В якості бази даних використовувалася бібліотека NIST Refprop 10.0 [2], що надає достовірні довідкові значення термодинамічних і транспортних властивостей чистих речовин і сумішей.

Для аналізу температурних глайдів сумішей визначалася різниця температур між точками насичення пари і рідини при тиску 101325 Па (атмосферний тиск). Вибір даного значення тиску обумовлений його зручністю і універсальністю в якості референсної точки. Слід зазначити, що отримані при цьому значення глайду очікуються дещо вищими, ніж при реальних робочих тисках холодильних циклів. Це пояснюється тим, що при підвищенні тиску склад парової і рідкої фаз зближується, а в випарнику додатково позначається той факт, що реальна лінія процесу кипіння дещо коротша за повну лінію ізобари в просторі насичених станів.

Аналіз сумішей проводився для різних масових часток компонентів із кроком 0.5 % масової долі, що дозволяло точно оцінити вплив кожного компонента на температурний глайд і сумарний GWP суміші.

НТБОНТУ

Результати та обговорення. В результаті аналізу 147 чистих речовин, представлених у базі даних Refprop 10.0, були виділені ті, які застосовуються в системах HVACR як холодильні агенти. З цього переліку були обрані речовини, температурний глайд яких не перевищує 10 К, таке обмеження було прийняте на основі аналізу допустимих глайдів реально існуючих комерційних сумішей (наприклад, R-407C з глайдом близько 7 К), а також у зв'язку з очікуваним зменшенням температурного глайду у дійсному робочому циклі. Таке обмеження дозволяє зберегти технічну реалізованість сумішей, уникнути локальних перегрівів або недоохолодження в теплообмінниках і забезпечити стабільну ефективність систем HVACR.

Результати аналізу зводяться до таблиці 1, де наведено:

- Кодові позначення холодильних агентів *(Name)*;
- Молярна маса речовини *(M)*;
- Критичний тиск *(Pc);*
- Критична температура *(tc);*
- Масові частки компонентів суміші, при яких досягається найвищий температурний глайд *(x)*;
- Температурний глайд *(Glide)*;
- Потенціал глобального потепління *(GWP AR4)* [3];
- Потенціал руйнування озонового шару *(ODP)* [4];
- Клас безпеки холодильного агента за класифікацією ASHRAE 34 *(Safety group)* [5].

Агенти, що не відповідають сучасним екологічним нормам (зокрема, за показником GWP > 750 або наявністю ODP > 0), виключаються з подальшого розгляду як потенційних кандидатів для створення сумішей з R-32 (у таблиці вони виділені червоним кольором).

Таблиця 1 – Порівняльні характеристики холодоагентів, відібраних для аналізу

№	*Name*	*M, g/mol*	*Pc, MPa*	*tc, °C*	*x, [x^1_{mass}, x^2_{mass}]*	*Glide, K*	*GWP(AR4)*	*ODP*	*Safety group*
0	R-32	52.02	5.782	78.11	-	-	675	0	A2L
1	R-717	17.03	11.363	132.41	[0.825, 0.175]	4.09	0	0	B2L
2	R-E170	46.06	5.337	127.23	[0.59, 0.41]	7.8	1	0	A3
3	R-1270	42.08	4.555	91.06	[0.215, 0.785]	5.9	1.8	0	A3
4	R-1123	82.03	4.543	58.58	[0.68, 0.32]	2.62	0.3	0	A2L
5	R-1216	150.02	3.15	85.75	[0.115, 0.885]	7.67	8.7	0	A1
6	R-1234YF	114.04	3.382	94.7	[0.155, 0.845]	8.2	4	0	A2L
7	R-125	120.02	3.618	66.02	[0.185, 0.815]	0.28	3500	0	A1
8	R-134A	102.03	4.059	101.06	[0.33, 0.67]	7.21	1430	0	A1
9	R-143A	84.04	3.761	72.71	[0.14, 0.86]	0.71	4470	0	A2L
10	R-152A	66.05	4.517	113.26	[0.435, 0.565]	8.17	124	0	A2
11	R-161	48.06	5.046	102.1	[0.365, 0.635]	2.51	12	0	A3
12	R-218	188.02	2.64	71.87	[0.07, 0.93]	7.06	8830	0	A1
13	R-22	86.468	4.99	96.15	[0.285, 0.715]	1.47	1810	0.055	A1
14	R-E143A	100.04	3.635	104.77	[0.405, 0.595]	8.07	756	0	A3

Після виключення речовин, що не відповідають екологічним вимогам, залишається 8 потенційних робочих речовин. Серед них:

- Три агенти (R-E170, R-1270, R-161) мають вищий клас пожежної небезпеки (A3),
- Один агент (R-717) має вищу токсичність (B2L),
- Решта агентів належать до більш безпечних класів A1, A2, A2L, що спрощує їх застосування.

НТБОНТУ

З точки зору безпеки експлуатації найбільш привабливим варіантом є R-1216, що має найвищий клас безпеки A1 (нетоксичний і пожежобезпечний) серед представлених. Крім того, його показник GWP досить низький, що робить його привабливим з екологічної точки зору. Його критична температура відносно близька до R-32, а критичний тиск – дещо менший, що може знизити навантаження на обладнання системи. Проте, його температурний глайд не є мінімальним серед представлених речовин, а молярна маса відрізняється майже у 3 рази, що може створювати додаткові інженерні складнощі при проектуванні та експлуатації. Так у випадку витоку невеликої частини суміші із системи, відбудеться зміна складу суміші, що призводитиме до непередбачуваних змін її параметрів та погіршення робочих характеристик системи.

Таким чином, аналіз показав, що жоден з досліджених агентів не є абсолютно оптимальним за всіма критеріями - завжди присутній компроміс між ергономікою застосування, екологічними показниками і термодинамічними властивостями. Однак саме змішування компонентів дозволяє частково усунути їх індивідуальні недоліки. Наприклад, додавання до R-32 природних агентів або HFO дозволяє істотно знизити сукупний GWP суміші. Включення до складу вуглеводнів може підвищити енергетичну ефективність циклу за рахунок поліпшення теплофізичних властивостей, в той час як пожежонебезпека вуглеводню знижується і спрощується дотримання вимог безпеки. Такий підхід робить можливим точне налаштування параметрів під конкретні умови застосування.

Висновки. Проведений аналіз 147 чистих речовин з бази даних Refprop 10.0 дозволив виділити 9 потенційних кандидатів для створення сумішей з R-32, що задовольняють вимогам по GWP ≤ 750 і ODP = 0. Серед них найбільш безпечним і екологічно перспективним є R-1216 (GWP = 8.7, клас безпеки A1), проте його температурний глайд 7.67 K може ускладнити теплотехнічне проектування. Також на увагу заслуговують R-1123 (глайд 2.62 K, GWP = 0.3) і R-161 (глайд 2.51 K, GWP = 12), які дозволяють формувати суміші з низьким сумарним GWP при мінімальних змінах в конструкції теплообмінників, проте їх клас небезпеки вищий (A2L і A3 відповідно).

Результати демонструють, що комбінування R-32 з обраними низько-GWP агентами здатне знизити сумарний показник парникового потенціалу більш ніж в 5-50 разів в залежності від масових часток, зберігаючи при цьому прийнятний температурний глайд (≤ 10 K). Для підтвердження термодинамічних переваг таких сумішей і оцінки їх впливу на ефективність обладнання необхідно провести енергетичний і ексергетичний аналізи холодильних циклів, з визначенням значень COP і $\eta_{екс}$. Такий аналіз дозволить вибрати оптимальні масові частки компонентів для реальних умов експлуатації та визначити, які із запропонованих сумішей забезпечать найкращий баланс між екологічними показниками, безпекою та енергоспоживанням систем HVACR.

Список інформаційних джерел:

1. Regulation - EU - 2024/573 // EUR-Lex: [Веб-сайт]. Люксембург, 2024. URL: https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2024/573/oj (дата звернення: 21.09.2025).
2. REFPROP // National Institute of Standards and Technology: [Веб-сайт]. Гейтерсберг, 2024. URL: https://www.nist.gov/srd/refprop (дата звернення: 21.09.2025).
3. IPCC Global Warming Potential Values // Greenhouse Gas Protocol: [Веб-сайт]. Вашингтон, 2024. URL: https://ghgprotocol.org/sites/default/files/2024-08/Global-Warming-Potential-Values%20%28August%202024%29.pdf (дата звернення: 21.09.2025).
4. Lists of substances and blends // United Nations Environment Programme Ozone Secretariat: [Веб-сайт]. Найробі, 2024. URL: https://ozone.unep.org/lists-substances-and-blends (дата звернення: 21.09.2025).
5. Designation and Safety Classification of Refrigerants // ASHRAE: [Веб-сайт]. Атланта, 2022. URL: https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/standards%20and%20guidelines/standards%20addenda/34_2022_a_20221230.pdf (дата звернення: 21.09.2025).

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 621.57

ІННОВАЦІЙНІ СХЕМНІ РІШЕННЯ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ НА СО2

Трандафілов В.В. доцент кафедри ХУКП ОНТУ, vlad.trandafilov@gmail.com
Хмельнюк М.Г. завідувач кафедри ХУКП, д.т.н., професор ОНТУ, м. Одеса

Сучасні тенденції розвитку холодильних систем спрямовані на підвищення енергоефективності та використання природних холодоагентів, насамперед CO_2. Одним із перспективних напрямів є застосування мультиежекторних блоків, що дозволяють знизити втрати енергії під час дроселювання та забезпечити стабільність роботи систем у різних кліматичних умовах. Іншим напрямом є інтеграція абсорбційних холодильних машин (АХМ), які використовують теплоту нагнітання компресорів для додаткового переохолодження CO_2 і підвищення холодопродуктивності без зростання електроспоживання. Поєднання ежекторних технологій і абсорбційних циклів із системами рекуперації теплоти створює нові можливості для комплексного використання енергії. Такі рішення особливо актуальні для об'єктів комерційного холоду в умовах зростання вартості енергоресурсів і вимог до екологічної безпеки.

Метою є створення комплексної концепції обґрунтування та розробка схемних рішень CO_2-холодильних систем із застосуванням мультиежекторних блоків та інтегрованих абсорбційних машин, що дозволяє підвищити енергоефективність, забезпечити додаткове переохолодження холодоагенту та реалізувати ефективну рекуперацію теплоти.

З метою практичної реалізації поставлених науково-технічних завдань було запропоновано нове схемне рішення, що ґрунтується на інтеграції процесів рекуперації теплоти нагнітання та додаткового переохолодження холодоагенту. На зазначене технічне рішення подано заявку на винахід *№a202503308* «*Комбінована парокомпресійна CO_2-холодильна система*» [1], яка представлена на рис. 1.

В основу винаходу поставлено задачу створити комбіновану парокомпресійну CO_2-холодильну систему, яка використовує тепло, утилізоване під час процесу нагнітання групою сполучених між собою компресорів високого тиску, для живлення інтегрованої ежекторної холодильної машини (ЕХМ). Інноваційний підхід полягає в оптимізації процесів теплообміну та переохолодження, що дозволяє підвищити ефективність роботи системи в умовах зміни навантаження й зовнішніх температур. Синергія між ежекторною технологією та механізмом рекуперації тепла забезпечує стабільність роботи системи, знижуючи енергоспоживання й мінімізуючи втрати під час дроселювання. Це робить систему придатною для застосування в різних кліматичних умовах, включаючи ті, що характеризуються високими температурами навколишнього середовища.

Комбінована парокомпресійна CO_2-холодильна система (рис. 1) містить групу сполучених між собою компресорів високого ступеня (КВС) 1, групу сполучених між собою компресорів паралельного стиснення (ПС) 2, теплообмінник-рекуператор 4, що виконує функцію генератора ежекторної холодильної машини (ЕХМ); перший теплообмінник для зовнішньої рекуперації теплоти 5; другий теплообмінник для зовнішньої рекуперації теплоти 6; газоохолоджувач (ГО) 7, переохолоджувач (ПО) 8, випарник ЕХМ 9, групу сполучених між собою газових ежекторів 11, групу сполучених між собою газорідинних ежекторів 13, вентиль високого тиску 15, газорідинний сепаратор 17, ресивер для рідини 19, третій дросельний клапан 25, випарник системи кондиціювання повітря 26, байпасний клапан 29, перший рекуперативний теплообмінник 30, перший дросельний клапан 34, середньотемпературний випарник затопленого типу 35, групу сполучених між собою компресорів низького ступеня (КНС) 39, другий дросельний клапан 41, низькотемпературний

НТБ ОНТУ

випарник затопленого типу 42, другий рекуперативний теплообмінник 48, четвертий дросельний клапан 49.

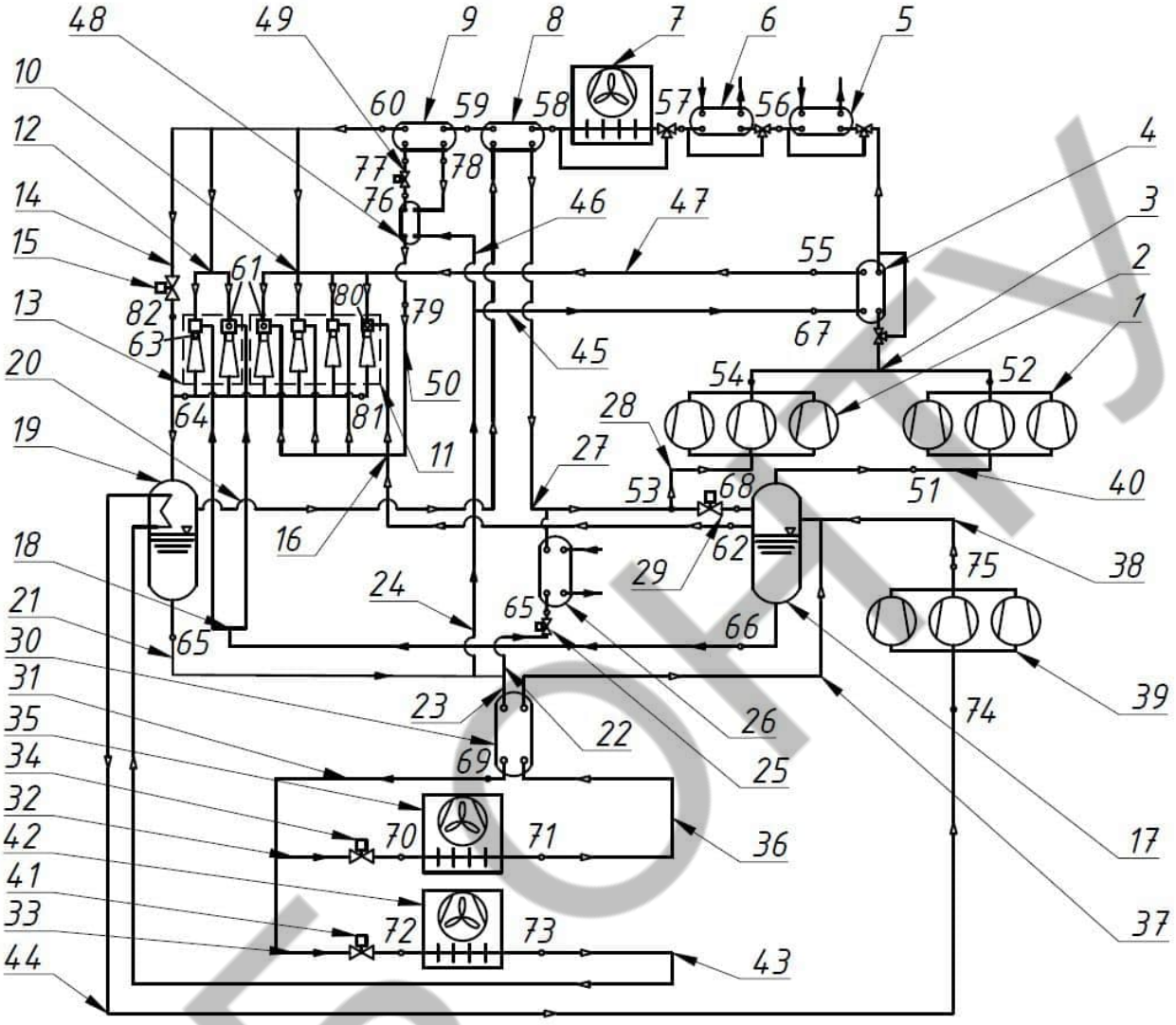


Рис. 1. Комбінована парокомпресійна CO_2-холодильна система [1]

Запропонована система забезпечує підвищений загальний коефіцієнт енергетичної ефективності (COP) за рахунок використання теплоти нагнітання групи сполучених між собою компресорів високого ступеня (КВС) та групи сполучених між собою компресорів паралельного стиснення (ПС) для живлення теплообмінника-рекуператора ежекторної холодильної машини (ЕХМ). Це дозволяє реалізувати додаткове переохолодження CO_2 після газоохолоджувача, що призводить до збільшення холодопродуктивності без додаткових витрат електроенергії на компресорний привід. Завдяки використанню того ж самого холодоагенту (CO_2) у контурі ЕХМ та в основному контурі холодильного обладнання, забезпечується висока ступінь інтеграції систем, спрощується конструкція, зменшується кількість додаткового обладнання, виключається необхідність у проміжних теплообмінниках або теплоносіях. Випарник ЕХМ виконує функцію додаткового охолодження газоподібного CO_2 після газоохолоджувача, але до ресивера. Це дозволяє знизити ентальпію холодоагенту перед процесом дроселювання або його розподілом між випарниками основної холодильної системи, збільшуючи холодопродуктивність без потреби в додатковому споживанні електроенергії компресорами.

НТБОНТУ

Таким чином, у результаті проведеного дослідження пропонується розширений підхід: не лише оптимізація окремих елементів, а й інтеграція допоміжних термодинамічних циклів у загальну архітектуру холодильної системи.

Список інформаційних джерел:

1. Заявка на винахід №a202503308. Комбінована парокомпресійна CO_2-холодильна система / [Трандафілов В.В., Хмельнюк М.Г.]. – Подана 2025. – Укрпатент.

УДК 621.577:628.1:620.9

ТЕПЛОВІ НАСОСИ, АКАМУЛЯТОРИ ХОЛОДУ, ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ, ЕНЕРГЕТИЧНІ І РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, НЕТРАДИЦІЙНІ МЕТОДИ ОТРИМАННЯ ХОЛОДУ

Автори: Годик Костянтин Олександрович
Науковий керівник: Тітлов Олександр Сергійович, Завідувач кафедри НТІТ
ОНТУ, м.Одеса, godykkostas@gmail.com

Анотація:
У роботі розглянуто актуальну проблему забезпечення прісною водою регіонів з обмеженими водними ресурсами. Запропоновано систему отримання води з атмосферного повітря на основі холодильного циклу з використанням традиційних та відновлюваних джерел енергії. Проаналізовано сучасні технології атмосферного водозабезпечення та визначено їхні основні недоліки, зокрема високе енергоспоживання. Розроблено структурну схему установки, яка включає випарник, конденсатор з рекуперацією теплоти, систему збору та очищення конденсату, сонячні панелі та акумулятор холоду. Проведене моделювання показало, що ефективність роботи установки залежить від температури та відносної вологості повітря, а також від використання допоміжних джерел енергії. Встановлено, що застосування теплових насосів, акумуляторів холоду та фотоелектричних панелей дозволяє знизити питомі витрати електроенергії та підвищити екологічну безпеку технології.

Ключові слова: атмосферна вода, холодильна машина, енергозбереження, відновлювані джерела енергії, тепловий насос.

I.ВСТУП

Однією з актуальних глобальних проблем сучасності є дефіцит прісної води. За даними ООН, понад 2 млрд людей живуть у регіонах з обмеженим доступом до якісної питної води. Одним із перспективних шляхів вирішення цієї проблеми є застосування технологій конденсації вологи з атмосферного повітря. Подібні системи за принципом дії споріднені з холодильними та кондиціонерними установками, але відрізняються специфічною спрямованістю – не охолодження повітряного середовища, а вилучення конденсату для подальшого використання.

1.1 Мета та завдання дослідження

Метою роботи є розробка енергоефективної системи отримання води з атмосферного повітря з використанням традиційних та відновлюваних джерел енергії. Для досягнення поставленої мети передбачено виконання таких завдань:

- аналіз існуючих технологій атмосферного водозабезпечення;
- розробка структурної схеми установки;
- дослідження впливу параметрів навколишнього середовища (температури, відносної вологості) на продуктивність;
- оцінка можливостей інтеграції відновлюваних джерел енергії (сонячної та вітрової) для живлення системи.

НТБ ОНТУ

II.ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Сучасні установки атмосферного водозабезпечення найчастіше базуються на принципі охолодження повітря нижче точки роси з подальшою конденсацією вологи на холодоагентних теплообмінниках. Аналогічні процеси реалізуються в осушувачах повітря та кондиціонерах. Основним недоліком традиційних систем є високе енергоспоживання, яке сягає 0,3–0,5 кВт·год на 1 літр отриманої води. Це обмежує доцільність застосування подібних установок у регіонах з дефіцитом електроенергії або її високою вартістю.

З метою зниження енергетичних витрат активно досліджуються:

- теплові насоси з можливістю рекуперації теплоти конденсації;
- акумулятори холоду, які дозволяють накопичувати надлишковий холод у нічний час при нижчих температурах;
- нетрадиційні методи охолодження – зокрема, сорбційні та термоелектричні установки.

Теплові насоси дозволяють ефективно використовувати низькопотенційне тепло довкілля (ґрунту, води, повітря) для забезпечення потреб у теплопостачанні та кондиціонуванні.

Акумулятори холоду є важливим елементом оптимізації енергоспоживання, оскільки вони дозволяють накопичувати холод у періоди низького енергетичного навантаження та використовувати його у пікові години.

Тепловикористовуючі холодильні машини (абсорбційні та адсорбційні) базуються на використанні теплової енергії для генерації холоду.

Нетрадиційні методи охоплюють широкий спектр інноваційних рішень: від термоакустичних і магнітних ефектів до кріогенних технологій.

Магнітне охолодження базується на використанні магнітокалоричного ефекту – здатності деяких матеріалів змінювати свою температуру під дією магнітного поля. Такі системи перспективні завдяки відмові від фреонів та інших шкідливих холодоагентів, що забезпечує високу екологічну безпеку.

Термоакустичне охолодження використовує акустичні хвилі для перенесення тепла. Ці системи прості за конструкцією, не потребують компресорів і здатні працювати на відновлюваних джерелах енергії.

Інноваційним напрямом є створення наноструктурованих матеріалів із високими теплофізичними властивостями для систем охолодження. Нанофлюїди (рідини з додаванням наночастинок металів чи оксидів) можуть значно підвищити ефективність теплообміну в холодильних установках.

Окрім традиційних абсорбційних машин, активно досліджуються гібридні сорбційні системи, що поєднують у собі адсорбційні матеріали з нанопористою структурою (наприклад, металоорганічні каркаси – MOFs). Вони здатні ефективніше акумулювати та віддавати тепло, що відкриває нові можливості для охолодження за рахунок низькопотенційної енергії.

III.СТРУКТУРНА СХЕМА ПРОПОНОВАНОЇ СИСТЕМИ

Розроблена система складається з таких основних елементів:

1. Холодильна машина з випарником для охолодження атмосферного повітря.
2. Конденсатор з можливістю рекуперації теплоти.
3. Система збору та очищення конденсату.
4. Джерело живлення – комбіноване: від електромережі та фотоелектричних панелей.
5. Додатковий акумулятор холоду, що забезпечує стабільну роботу при пікових навантаженнях.

НТБОНТУ

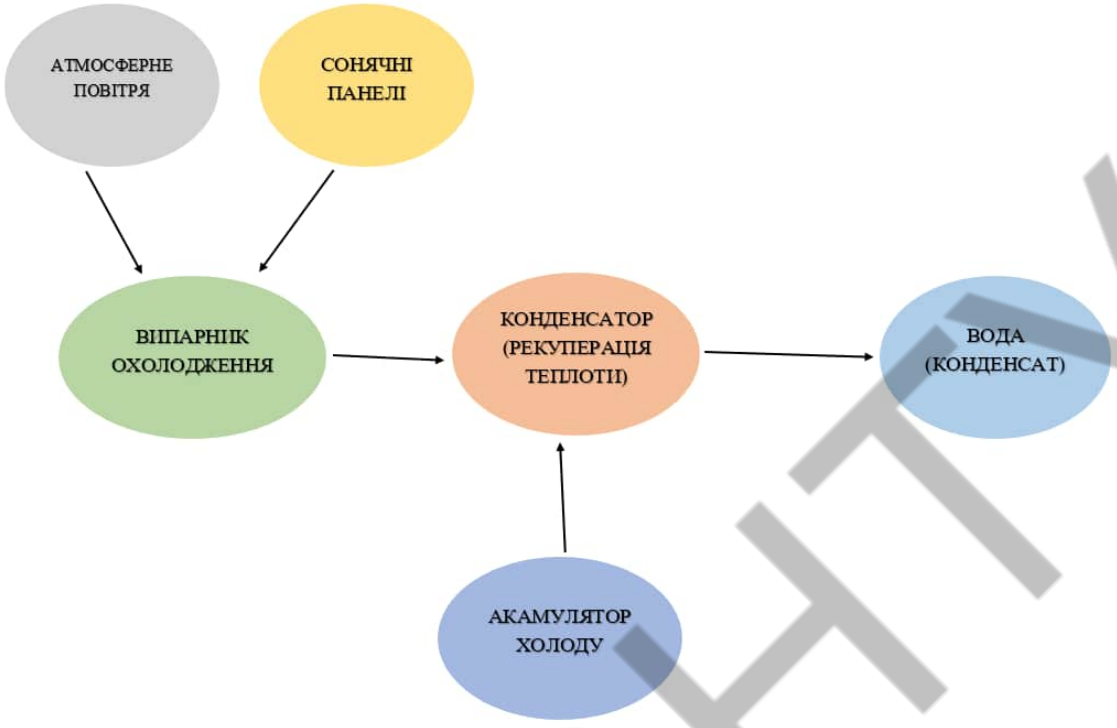


Рисунок 1. Структурна схема системи отримання води з атмосферного повітря

3.1 Експериментальні дослідження

У ході моделювання було визначено, що ефективність роботи системи значною мірою залежить від відносної вологості повітря. При температурі +25 °C та вологості 70 % можливо отримати до 2,5 л води на 1 кВт·год електроенергії. Використання сонячних панелей у денний час забезпечує до 40 % добової потреби в електроенергії, а акумулятори холоду дозволяють частково компенсувати пікові навантаження у вечірній період.

НТБ ОНТУ

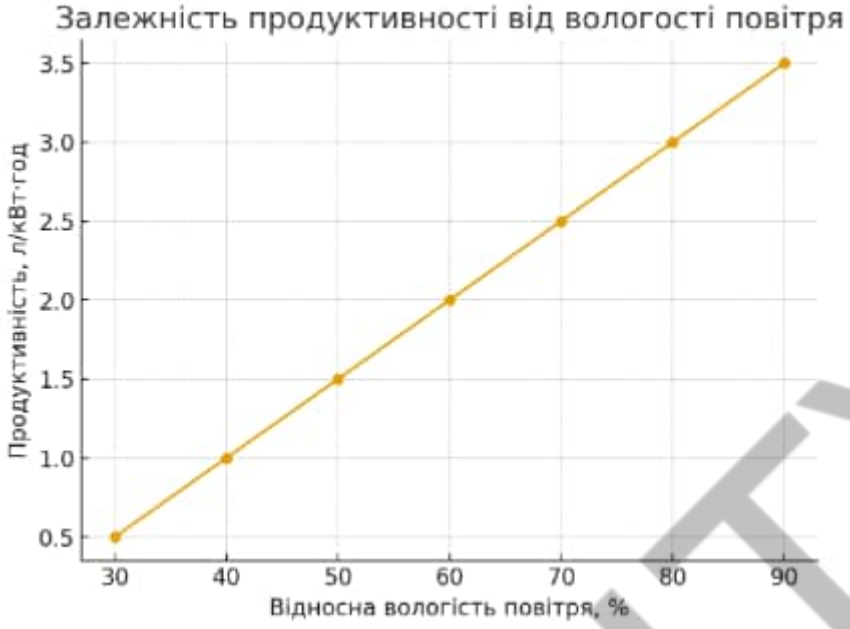


Рис 2. Графік залежності продуктивності від відносної вологості повітря – чим вища вологість, тим більше води можна отримати.

3.2 Енергоекономічні аспекти

Використання теплового насоса з рекуперацією теплоти дозволило знизити питомі витрати електроенергії на 18–22 %. Впровадження відновлюваних джерел енергії додатково зменшує викиди CO_2 та підвищує екологічну безпеку технології.

IV. ВИСНОВКИ

1. Запропонована система атмосферного водозабезпечення на основі холодильного циклу є перспективним напрямом для регіонів з дефіцитом води.
2. Використання теплових насосів, акумуляторів холоду та відновлюваних джерел енергії дає змогу знизити енергоспоживання та підвищити ефективність роботи.
3. Подальші дослідження планується спрямувати на експериментальну перевірку запропонованих рішень і розробку оптимальних режимів роботи залежно від кліматичних умов.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Плахотнік, О. В. Холодильні машини та теплові насоси: підручник. – Київ: НТУУ «КПІ», 2019. – 412 с.
2. Шишкін, О. І., Кравченко, В. П. Системи кондиціювання і вентиляції: навчальний посібник. – Харків: ХНУМГ, 2020. – 356 с.
3. **Долінський А.А., Слободянюк Н.В.** Енергоефективні технології теплонасосного теплопостачання. – Київ: Наукова думка, 2018. – 320 с.
4. **Кислий П.М., Соколов В.П.** Акумулювання теплової та холодильної енергії у фазоперехідних матеріалах. // Теплофізика та теплотехніка. – 2020. – Т.42, №4. – С. 55–63.
5. **Білецький Л.С. Абсорбційні холодильні машини та їх використання у промисловості. – Львів: Видавництво ЛНУ, 2019. – 210 с.**

НТБОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 536.2 / 536.421.4

АНАЛІЗ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ТРИВАЛОСТІ ЗАМОРОЖУВАННЯ ШАРУВАТИХ МАТЕРІАЛІВ

Потапов В.О., професор, д.т.н., ДБТУ, м. Харків, potapov@bigmir.net
Костюченко Є.О., студент, ДБТУ, м. Харків, exgexa02@gmail.com

Шаруваті матеріали є втіленням інженерного підходу, спрямованого на подолання обмежень окремих компонентів шляхом їх інтеграції в єдину структуру. Принцип синергії полягає в тому, що кінцевий матеріал демонструє комбінацію властивостей, яка перевершує суму властивостей його складових. Це досягається завдяки ретельному вибору матеріалів для кожного шару, їхньої взаємної адгезії, контролю товщини, а також оптимізації взаємодії між шарами для запобігання виникненню дефектів. Контроль над структурою шаруватого композиту дозволяє регулювати його кінцеві характеристики, такі як теплопровідність, теплоємність, міцність, в'язкість, електропровідність та інші. Це відкриває безліч можливостей для вирішення складних завдань у хімічних, харчових технологіях, енергетиці та матеріалознавстві, де використання одного гомогенного матеріалу було б неефективним або неможливим [1].

Особливий клас шаруватих матеріалів складають багатошарові матеріали з фазовим переходом. Таким прикладом матеріалів виступають багатошарові біоматеріали, які піддають заморожуванню для збереження їхньої біологічної активності, наприклад, у трансплантації чи тканинній інженерії, де шари клітинних структур перемежаються з шарами гідрогелей. Важливим аспектом є контроль кристалізації води у кожному шарі, оскільки швидкість заморожування, концентрація розчинених речовин та морфологія льоду безпосередньо впливають на збереження клітинної життєздатності і структурної цілісності біоматеріалу [2].

Іншим прикладом є заморожені багатошарові продукти, такі як лазанья, торти, десерти. Кожна з таких страв складається з різних шарів — м'яса, соусу, тіста, крему, — і кожен шар характеризується своєю теплоємністю, теплопровідністю та температурою фазового переходу. З точки зору термодинаміки, такі системи є складними об'єктами для моделювання, оскільки в кожному шарі відбувається власний фазовий перехід при різних температурах, а теплові потоки між шарами визначаються їх контактною теплопровідністю та геометрією [3].

Застосовуються багатошарові структури під час формування металевих нанотрубок у пористому матеріалі за рахунок фазового переходу з наступним розчиненням пористої структури і отриманням нанорозмірних частинок з металевої речовини. Перевага таких технологій полягає у можливості керування морфологією нанотрубок через контроль параметрів фазового переходу, таких як швидкість охолодження, концентрація розчинених компонентів та структура пористого матриксу, що є актуальним для нанотехнологій, електроніки і біомедицини [4].

У авіакосмічній галузі — це технологія теплового захисту на основі багатошарових абляційних матеріалів, коли зовнішня поверхня матеріалу руйнується (випаровується, плавиться або сублімується) під впливом екстремально високих температур або аеродинамічного тертя.

Одним з важливих завдань при створенні таких шаруватих матеріалів є розрахунок тривалості фазового переходу, зокрема тривалості процесу кристалізації (заморожування). Визначення тривалості фазового переходу є ключовим фактором не лише для збереження властивостей і якості продукції, а й для ефективного планування технологічних операцій, розробки відповідного обладнання і підвищення енергоефективності.

Процес заморожування шаруватих матеріалів ускладняється тим, що він поєднує теплопередачу із фазовим переходом, а його математичне моделювання базується на нелінійних диференціальних рівняннях. Знайти аналітичне рішення таких рівнянь важке завдання, а часто й

узагалі недосяжне. Тому в практиці широко використовують наближені підходи, серед яких виділяється формула Планка та її різні модифікації, що дозволяють суттєво спростити розрахунки, замінюючи складні чисельні процедури доступними алгебраїчними формулами. Завдяки цьому такі методи є ефективним інструментом для інженерних розрахунків часу заморожування без необхідності використання спеціалізованого програмного забезпечення чи складних комп'ютерних моделей.

Формула Планка є першою аналітичною моделлю, що використовувалась для прогнозування тривалості заморожування. Вона була отримана в рамках квазістаціонарного одновимірного наближення і рекомендована Міжнародним інститутом холоду. В формулі Планка використовується низка припущень, які суттєво спрощують процес розрахунку тривалості фазового переходу, але водночас обмежують її точність у реальних умовах.

1. Початкова температура дорівнює температурі замерзання. Припускається, що продукт вже охолоджений до кріоскопічної температури, ще до початку процесу заморожування. Формула не враховує час, необхідний для видалення явної теплоти попереднього охолодження.
2. Ізотермічність фазового переходу. Кристалізація води в продукті відбувається при одній постійній температурі, без урахування явища переохолодження.
3. Нульова теплоємність замороженої частини. У формулі не враховується видалення теплоти після завершення замерзання, тобто на етапі доохолодження продукту.
4. Теплопровідність (λ), густина (ρ) та інші теплофізичні властивості замороженої частини продукту вважаються постійними та незалежними від температури.

Основним недоліком цієї формули при застосуванні для розрахунку тривалості фазового переходу у шаруватих матеріалах є те, що в таких матеріалах кристалізація проходить у певному діапазоні температур через принципову гетерогенність багатошарових матеріалів викликаною, наприклад, різною концпентарцією розчинених речовин у різних шарах. Такі відмінності між моделлю та реальним процесом пояснюють невідповідність оригінальної формули Планка при прямому застосуванні. Проте ця формула слугує базою для подальшого вдосконалення методів розрахунку.

Розглянемо один з прикладів заморожування багатошарового матеріалу при якому штучно підтримується постійний перепад кріоскопічних температур за товшиною такої структури, а теплофізичні характеристики шарів змінюються монотонно.

Рівняння теплового балансу в цьому випадку можна у такому вигляді

$$qw_0\rho hS\frac{d\xi}{d\tau} + c\rho hS\frac{dT}{d\tau} = \frac{T_{cr}-T_0}{\frac{1}{\alpha}+\xi\frac{h}{\lambda}}S \qquad (1)$$

де q - питома теплота фазового переходу; w_0 - вміст речовини у рідкому стані; c - питома теплоємність речовини, ρ - густина речовини; T_0 - температура охолоджуючого середовища; T_{cr} - кріоскопічна температура речовини; τ - поточний час, h – товщина шару речовини; ξ - поточна безрозмірна координата у товщині шару ($\xi \in 0 \ldots 1$); $hd\xi$ - нескінченно тонкий шар речовини, в якому відбувається фазовий перехід; S - площа поверхні тіла; α - коефіцієнт теплообміну; λ - коефіцієнт теплопровідності речовини.

Модифікуємо це рівняння для багатошарової структури з урахуванням того, що теплофізичні характеристики змінюються монотонно за товщиною за постійного перепаду кріоскопічних температур, який відповідає початку і закінченню фазового переходу у багатошаровій структурі. Використаємо квазістаціонарне одновимірне наближення. Якщо перепад перепад кріоскопічних температур за товшиною шаруватого матеріалу постійний $\Delta T_{cr} = (T_{cr0} - T_{cr1})$, де T_{cr0} та T_{cr1} - температура початку і кінця фазового переходу (кріоскопічна температура на границях шару при ξ =0 та ξ =1), то рівняння (1) приймає вигляд

$$[q(\xi)w_0(\xi)\rho(\xi)h + c(\xi)\rho(\xi)h\Delta T_{cr}]\frac{d\xi}{d\tau} = \frac{T_{cr}(\xi)-T_0}{\frac{1}{\alpha}+\xi\frac{h}{\lambda(\xi)}} \quad (2)$$

Це диференціальне рівняння інтегрується, якщо відомі залежності всіх теплофізичних характеристик шаруватого матеріалу від безрозмірної координати ξ .

$$\Delta\tau = \int_0^1 \rho(\xi)[q(\xi)w_0(\xi) + c(\xi)\Delta T_{cr}]\frac{\left(\frac{1}{\alpha}+\xi\frac{h}{\lambda(\xi)}\right)}{T_{cr}(\xi)-T_0}hd\xi \quad (3)$$

де $\Delta\tau$ - тривалість заморожування багатошарового матеріалу

Зауважимо, що з рівняння (3) випливає рівняння Планка за умов, що фазовий перехід відбувається за сталої температури T_{cr} = const, $\Delta T_{cr} = 0$, а саме

$$\Delta\tau = \int_0^1 q\rho w_0\, h\frac{\left(\frac{1}{\alpha}+\xi\frac{h}{\lambda}\right)}{T_{cr}-T_0}d\xi = \frac{q\rho w_0 h}{T_{cr}-T_0}\left(\frac{1}{\alpha}+\frac{h}{\lambda}\right) \quad (4)$$

Таким чином запропоноване рівняння дозволяє прогнозувати тривалість фазового переходу у багатошаровій структурі за умов, якщо на границях шаруватого матеріалу підтримуються постійні значення кріоскопічних температур, які відповідають початку і закінченню фазового переходу у багатошаровій структурі, а теплофізичні характеристики змінюються монотонно за товщиною.

Список інформаційних джерел:

1. A Review of Thin-Film Growth, Properties, Applications, and Future Prospects, доступ отримано вересня 29, 2025, https://www.researchgate.net/publication/389077128_A_Review_of_Thin-Film_Growth_Properties_Applications_and_Future_Prospects
2. Nakach M, Bahloul F, Greco S, Authelin JR, Klingler O, Bernhardt C. Freezing Time Prediction of Biologic Formulated Drug Substance Using the Plank Model. PDA J Pharm Sci Technol. 2021 Jan-Feb;75(1):24-32. doi: 10.5731/pdajpst.2019.011247. Epub 2020 Aug 14. PMID: 32817319.
3. Recent Overviews in Functional Polymer Composites for Biomedical Applications - PMC, , https://pmc.ncbi.nlm.nih.gov/articles/PMC6403933/

4. Inhibiting Condensation Freezing on Patterned Polyelectrolyte Coatings | ACS Nano, https://pubs.acs.org/doi/10.1021/acsnano.0c01304

УДК 621.5

ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТЕРМОПРЕСОРНОГО АПАРАТУ

Кобалава Г.О., завідувач кафедри теплотехніки
Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Херсон
g.lavamay@gmail.com

У сучасному технологічному світі струминні пристрої займають важливе місце серед інженерних рішень і відіграють ключову роль у різноманітних технічних системах. Ці пристрої знайшли широке застосування як окремі одиниці обладнання, так і як інтегровані компоненти

НТБОНТУ

складних енергетичних установок, де вони сприяють оптимізації робочих процесів та підвищенню загальної енергоефективності систем [1].

Особливої уваги заслуговує термопресор як інноваційний двофазний струминний пристрій, що реалізує принцип контактного охолодження. Унікальність його роботи полягає в тому, що під час відведення теплової енергії з повітряного потоку одночасно досягаються два важливі ефекти: підвищення тиску повітря та зниження температури. Цей процес, відомий як термогазодинамічне стиснення, є складним теплофізичним явищем із великим потенціалом для практичного використання.

Проте ефективність роботи термопресора значною мірою залежить від комплексу чинників, що спричиняють втрати повного тиску в системі. Основними серед них є поверхневе та внутрішнє тертя газового потоку, аеродинамічний опір системи впорскування рідини, опір від розсіювання крапель рідини, а також особливості процесів тепло- і масообміну, які відбуваються за наявності температурних градієнтів і парціальних тисків [2, 3]. Сукупна дія цих факторів може призводити до суттєвих енергетичних втрат, які, залежно від конструкції проточної частини пристрою, можуть досягати 10–40% загальних втрат.

Для визначення оптимальних конструктивних параметрів термопресора (рис. 1) було проведено гідродинамічний аналіз кількох типових моделей з використанням програмного комплексу CFD-моделювання ANSYS Fluent.

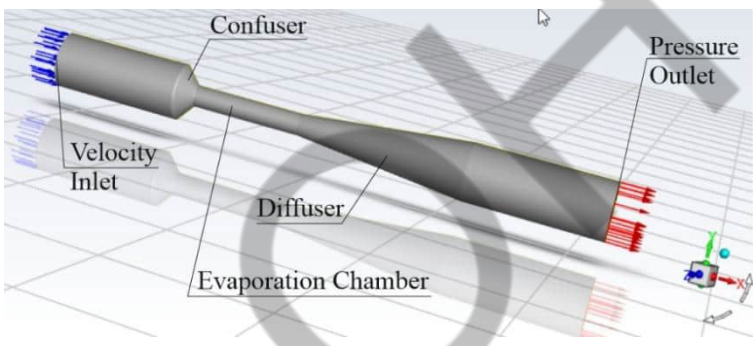


Рис. 1. *Тривимірна модель термопресора*

На основі результатів комп'ютерного CFD-моделювання для серії моделей термопресора були отримані коефіцієнти місцевого опору для конфузора (з кутами розходження α = 30°; 35°; 40°; 45°; 50°).

Слід зазначити, що профілі швидкості змінюються майже пропорційно, а зміна швидкості повітря w_{air} вздовж довжини проточної частини є досить рівномірною. Водночас для конфузора коефіцієнт місцевого опору коливається в межах від 0,02 до 0,04, при цьому нижчі значення відповідають куту розходження α = 30°. Вплив опору дифузора є більш суттєвим – у діапазоні від 0,08 до 0,32, при цьому нижнє значення відповідає дифузору з кутом розширення β = 5° (рис. 2).

Відсутність впливу числа Рейнольдса (Re) та числа Маха (M) на коефіцієнти місцевого опору свідчить про режим автомодельної течії, тобто значення коефіцієнта місцевого опору залежить виключно від геометричних параметрів (кутів розширення α та β) відповідного каналу.

Аналіз розрахункових даних показує, що втрати повного тиску в «сухому» термопресорі (без упорскування рідини для випаровування) при фіксованому куті розширення дифузора β = 5° та змінних кутах звуження конфузора α = 30–50° становлять $\Delta P_{loss} = 0{,}05–0{,}40 \cdot 10^5$ Па (3–4%).

При фіксованому куті конфузора α = 30° і змінних кутах розширення дифузора β = 5–12° втрати складають $\Delta P_{loss} = 0{,}05–1{,}00 \cdot 10^5$ Па (3–31%).

НТБОХТУ

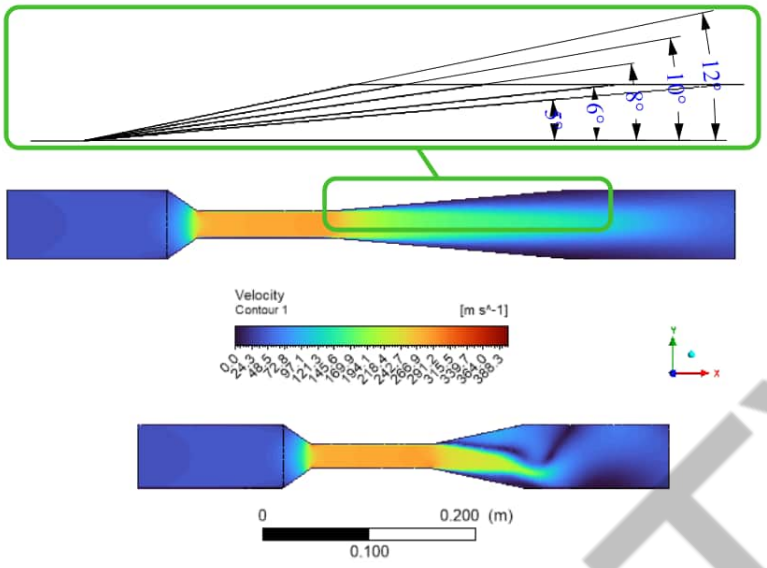


Рис. 2. *Розподіл полів швидкості повітряного потоку при кутах розширення дифузора = 5 °, 12 °*

На основі цього аналізу для маловитратного термопресора рекомендованими є такі кути звуження та розширення: α = 30° і β = 5°. Ці параметри відповідають мінімальним втратам тиску ΔP_{loss} = 3,0–9,5%, а отже, й максимальному приросту тиску в результаті термогазодинамічного стиснення при упорскуванні та випаровуванні рідини в робочій камері.

Оптимізація цих геометричних параметрів є ключовою для досягнення ефективної роботи термопресора. Вибір цих кутів дозволяє мінімізувати енергетичні втрати та максимізувати бажаний ефект термогазодинамічного стиснення, що робить пристрій більш ефективним для практичного використання в системах охолодження повітря.

исновки.

Визначено рекомендовані кути: звуження конфузора = 30 ° і розкриття дифузора = 5 °, які відповідають мінімальним втратам тиску ΔP_{loss} = 3,0-9,5 %, а відтак, і максимальному підвищенню тиску в результаті термогазодинамічної компресії при упорскуванні та випаровуванні рідини в робочій камері.

Інформаційні джерела:

1. Sri Ramya, E., Lovaraju, P., Dakshina Murthy, I., Thanigaiarasu, S., Rathakrishnan, E. (2020). Experimental and computational investigations on flow characteristics of supersonic ejector. International Review of Aerospace Engineering. Vol. 13(1), 1–9. https://doi.org/10.15866/irease.v13i1.18108

2. Kobalava, H., Konovalov, D., Kalinichenko, I., Pyrysunko, M. (2024). Study of Thermophysical Processes in the Thermopressor for Contact Cooling Systems. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Edl, M., Machado, J., Xu, J. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII. DSMIE 2024. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, 241-252. https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9_21

3. Konovalov, D., Kobalava, H., Radchenko, R., Radchenko, M., Zubarev, A., Tsaran, F., Hrych, A., Anastasenko S. (2024). Research of hydrodynamic processes in the flow part of a low-flow thermopressor. Journal of Energy Systems. Vol. 8(2), 89-100. https://doi.org/10.30521/jes.1283526

НТБОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
UDK 621.181.27

RESEARCH OF POLLUTION PROCESS ON CONDENSING HEAT EXCHANGE SURFACES WHEN WATER-FUEL EMULSION COMBUSTION

Victoria Kornienko, PhD
Kherson Educational and Research Institute, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson kornienkovika1987@gmail.com

Waste heat recovery technologies to remove heat and harmful pollution from exhaust gas-vapor mixtures remain a general trend in enhancing the efficiency of power plants. The exhaust gases from combustion engines, when fuel oil combustion is used, contain a large amount of solid particles, deposition of which on the heating surfaces of the exhaust gas boilers (EGB) can degrade their heat transfer performance and shorten the service life. During boiler unit operation, the temperature of the outer surface of pollution constantly increases due to an increase in its thickness (due to its low thermal conductivity) [1]. Several studies [2] highlight the significant influence of flue gas characteristics on forming a fouling layer in heat exchangers, especially on heat transfer rates and corrosion processes at low temperatures. Their research shows that ash deposition and acid condensation significantly affect pollution processes. However, when water-fuel emulsion (WFE) combustion, the amount of deposits decreases, they do not have a strong bond with the tubes and are easily removed mechanically and washed away with water [3].

The research aims to assess the intensity of pollution deposition from exhaust gases on the economizer condensing heat exchange surface (CHES) of the EGB and its heat and mass transfer characteristics to increase heat productivity and greening of the power plant as a whole due to deeper exhaust gas heat utilization when WFE combustion.

Based on the available experimental data on the intensity of pollution at different values of the wall temperature t_w and the calculated values of the bulk density of the pollution layer at the corresponding states of the layers, which take into account changes in the amount and concentration of H_2SO_4, the sulfate layer taking into account the valence of iron, the dependences of thickness of the pollution layer δ_p on the wall temperature at τ = 100 hours were presented on Fig. 1.

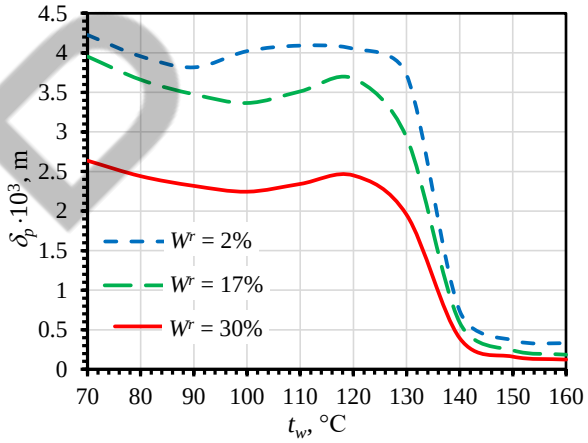


Figure 1. Influence of the temperature of the wall t_w on the thickness of the pollution layer δ_p.

Due to the different states of the pollution layer, the variable character of the dependence of δ_p on t_w indicates the need to determine the values of δ_p for each corresponding range of t_w values. It requires, accordingly, the zonal calculations of convective surfaces t_w. It is necessary to determine the average value of the coefficient of equivalent thermal conductivity of the pollution layer λ_e, which is included in the heat transfer coefficient equation to calculate the heat transfer intensity.

Calculation studies of thermal conductivity were carried out for three cases of pollution on the CHES, taking into account the accepted structure of pollution: the layer of deposits on the layer of oxides and sulfates is dry (the space between the particles is filled with flue gases); a layer of deposits filled with sulfuric acid condensate; a layer of deposits with superheated vapors, vapor-liquid mixture, and sulfuric acid condensate.

The thermal conductivity coefficients of sulfuric acid condensate and its vapor were taken depending on temperature and acid concentration. It can be considered reliable to accept the porosity values of the pollution layer, P = 0.3, when fuel oil combustion with W^r = 2% and P = 0.48 when WFE combustion with W^r = 30%, found for the particle distribution and contact model.

As a result of the calculated studies, the value of the equivalent thermal conductivity coefficient was obtained depending on t_w for three variants of the state of the pollution layer when fuel oil with W^r = 2% and WFE with W^r = 30% combustion (Fig. 2).

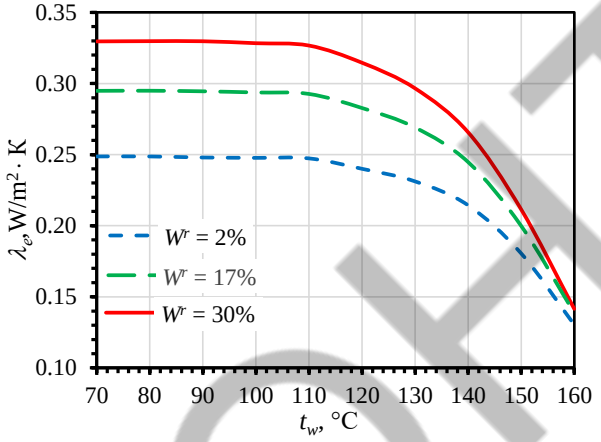


Figure 2. Influence of the wall temperature t_w on the equivalent thermal conductivity λ_e.

The dependences (Fig. 2) show that the value of the equivalent thermal conductivity coefficient of pollution depends on the packing and size of particles in the layer, the composition and properties of the medium that fills the voids at the corresponding wall temperatures, and porosity. The thermal conductivity increases as the humidity of the deposits increases. When WFE is combustion, the thermal conductivity of the layer is higher due to the rise in the packing of deposits and the decrease in the acid concentration.

The obtained values of the average thickness of the pollution layer δ_p on the wall temperature (Fig. 1), as well as the value of the coefficient of equivalent thermal conductivity λ_e on the state of pollution (Fig. 2), made it possible to determine the fouling resistance coefficients ε_p on the wall temperature at τ = 100 hours (Fig. 3).

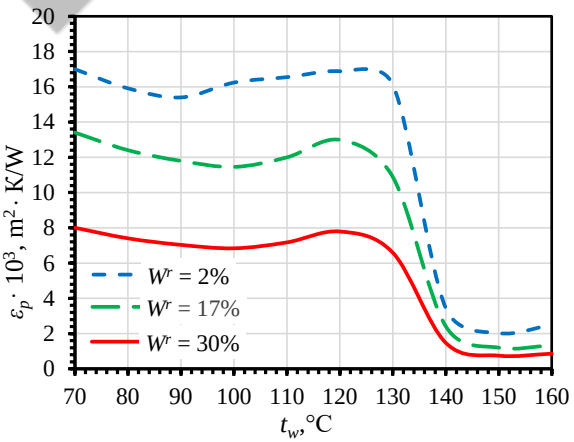


Figure 3. Influence of the wall temperature t_w on the fouling resistance coefficient ε_p.

With computer modeling, calculation studies were carried out, and the dependence of heat transfer coefficients k_p on the temperature of the heating surface was constructed (Fig. 4). The value of the heat transfer coefficient k_p was determined to obtain the values of thermal efficiency coefficients for a clean CHES and a CHES with a pollution layer.

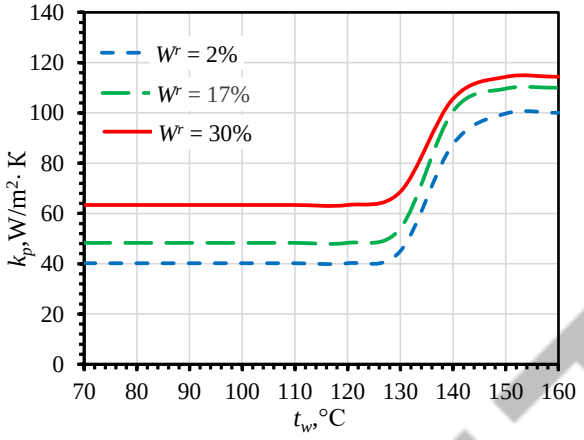


Figure 4. Influence of the wall temperature t_w on heat transfer coefficient k_p.

The calculation data of the dependence of the thermal efficiency coefficients ξ (the ratio of the heat transfer coefficients of polluted and clean surfaces) obtained under the same conditions are presented in Fig. 5.

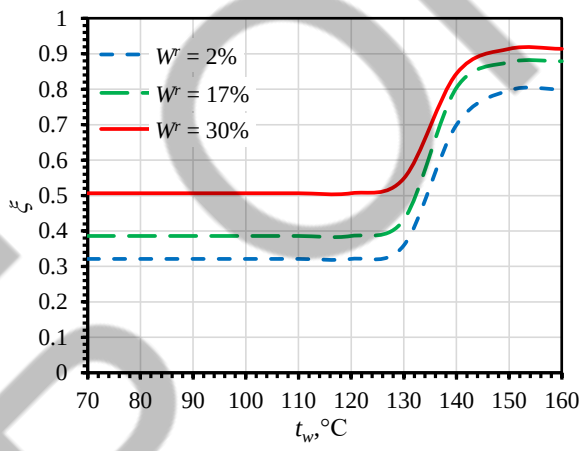


Figure 5. Influence of the temperature of the wall t_w on the thermal efficiency coefficient ξ.

The obtained dependences show that heat transfer intensity in CHES is 1.6 times higher when WFE combustion with W^r = 30% compared to combustion of fuel oil with W^r = 2%. Therefore, with the same velocity of gases, the heat transfer efficiency when WFE combustion is higher, which, with the same thermal power, will lead to a decrease in the heating surface, which means the number of rows of pipes (in the direction of gases) and the aerodynamic resistance.

Conclusion. The correlations to determine the fouling, heat transfer and thermal efficiency coefficients for the CHES of the EGB when WFE combustion are provided. The fouling coefficients for condensing and dry heat exchange surfaces were about 2.5×10^{-3} m^2·K/W and 0.25×10^{-3} m^2·K/W, respectively. The convective heat transfer coefficient for CHES was 1.8 times lower than that for a dry heat exchange surface, but it can be increased by reducing the cleaning periodicity to 100 hours.

Список інформаційних джерел:

НТБОНХТУ

1. Kornienko, V., Radchenko, M., Radchenko, R., Pavlenko, A.; Radchenko, A. A new trend in combustion engine's deep waste heat recovery by application of condensing economizers in exhaust boilers. Applied Thermal Engineering 2025, 261, 125150.

2. Yang, Z., Kornienko, V., Radchenko, M., Radchenko, A., Radchenko, R., Pavlenko, A. Capture of pollutants from exhaust gases by low-temperature heating surfaces. Energies 2022, 15, 120.

3. Yang, Z., Radchenko, R., Radchenko, M., Radchenko, A., Kornienko, V. Cooling potential of ship engine intake air cooling and its realization on the route line. Sustainability 2022, 14, 15058.

УДК 643.336547.128

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНОГО РЕЖИМУ ТЕЧІЇ В КАНАЛАХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ НА ОСНОВІ ФЕНОМЕНОЛОГІЧНОГО ПІДХОДУ

Петренко Олена Володимирівна, канд. техн. наук, доцент, Державний біотехнологічний університет, м. Харків, petrenkoolena23@gmail.com
Білецький Едуард Володимирович, д-р техн. наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків

Сьогодні опис перехідного режиму течії є актуальною проблемою і має науково-прикладне значення. На цей час для вивчення перехідного режиму течії пропонуються два способи. Один із них пов'язаний з дослідженням гідродинамічної нестійкості [1], а другий – із моделюванням ділянки переходу зі складним періодичним або хаотичним рухом [2].

Перший спосіб спрямовано на з'ясування умов зародження перехідного режиму. Він вивчає умови течій ламінарного характеру, у яких виникає збурювання течії в часі та просторі. В основі вивчення полягає рівняння Орра–Зоммерфельда. У результаті розв'язання цього рівняння встановлюється зв'язок між структурою профілю швидкості ламінарної течії й умовами збільшення амплітуди збуреної течії. Другий спосіб досить новий, заснований на властивостях реодинамічної системи гідродинамічного типу при зміні параметра руху (числа Рейнольдса) руйнувати свій періодичний рух і перетворювати його на багатоперіодичний або аперіодичний. Нами пропонується побудова моделі течії ньютонівських рідин в трубі при перехідному гідродинамічному режимі на підставі використання феноменологічного підходу.

Вище зазначений підхід ґрунтується, по-перше, на експериментально спостережуваній картині переходу між режимами, по-друге, на добре відомих властивостях течії на кінцях ділянки переходу із ламінарного в турбулентний режими. На кінцях ділянки переходу відомі стабілізовані профілі швидкості – пуазейлевський і логарифмічний (квазілогарифмічний), а також відомі довжини стабілізації – ламінарна і турбулентна. Візуалізація ділянки переходу потоку демонструє наявність підділянки з ламінарною та турбулентною поведінкою, тобто розбивається на підділянки. Якщо число Рейнольдса стає рівним його значенню на нижній (ламінарній) границі проміжку переходу, турбулентні підділянки зникають. Зі збільшенням числа Рейнольдса об'єм і кількість турбулентних підділянок збільшуються так, що коли число Рейнольдса стає рівним його значенню на верхній (турбулентній) границі проміжку переходу, ламінарні підділянки зникають. Наступне припущення полягає в тому, що всередині кожної з підділянок течія вважається такою, як на границях проміжку переходу. Нарешті, у ході розгляду переходу між режимами в трубах передбачається, що підділянки з ламінарною й турбулентною поведінкою чергуються вздовж труби. Схематично течія зображена на рисунку.

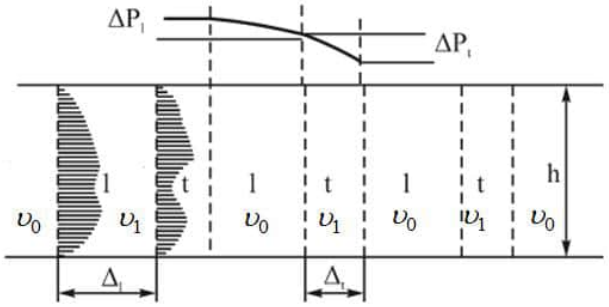


Рис. Перехідний рух у трубі: l – ламінарні ділянки; t – турбулентні ділянки; Δ_l – довжина ламінарної ділянки; Δ_t – довжина турбулентної ділянки

Стабілізована стала течія має профіль швидкості, що не залежить від поздовжньої координати вздовж осі труби. Це справедливо як для ламінарного, так і для турбулентного режимів течії. У перехідному режимі профіль швидкості є періодичною функцією поздовжньої координати й змінюється від ламінарного стабілізованого до турбулентного стабілізованого й навпаки. Для кожної ламінарної ділянки турбулентний стабілізований профіль на його початку перетвориться на ламінарний стабілізований профіль у кінці. Для кожної турбулентної ділянки ламінарний стабілізований профіль на його початку перетвориться на турбулентний стабілізований профіль у кінці. Зазначені перетворення можна записати за допомогою експонентних множників, показники ступеня яких визначаються відношенням довжини ламінарної й турбулентної ділянок течії та довжини стабілізації відповідного режиму руху. Якщо на межах ламінарної підділянки течії профіль швидкості позначити як υ_0 і υ_1 відповідно до рис., то ці профілі пов'язані між собою перетвореннями такого вигляду:

$$\upsilon_0 \to \upsilon_1 = \upsilon_0 e^{-\Delta_l / L_l} + \upsilon_l^{\infty} \cdot \left(1 - e^{-\Delta_l / L_l}\right),$$
$$\upsilon_1 \to \upsilon_0 = \upsilon_1 e^{-\Delta_t / L_t} + \upsilon_t^{\infty} \cdot \left(1 - e^{-\Delta_t / L_t}\right). \qquad (1)$$

де υ_0 та υ_1 – профілі швидкості течії на межах ламінарної підділянки, м; Δ_l – довжина ламінарної ділянки, м; Δ_t – довжина турбулентної ділянки, м.

Довжини стабілізації є відомими функціями числа Рейнольдса перехідного режиму течії. Вибір експонентних перетворювальних множників у (1) базується на таких міркуваннях: початкові профілі течії в трубах під дією рівняння Навьє–Стокса змінюються так, що кожен компонент розкладання початкового профілю в ряд Фур'є за поперечною координатою здобуває експонентний множник, що залежить від числа Рейнольдса, номера компонента розкладання та поздовжньої координати. Внески всіх компонентів, крім першого, швидко згасають, так що еволюція початкового профілю має експонентний характер. Ця властивість і використана в рівнянні (1). Для того, щоб обчислити довжину встановлення профілів швидкостей, що чергуються, необхідно знати кількість пар турбулентних і ламінарних ділянок. Для цього слід задати довільний початковий профіль швидкості $\upsilon_н$ на вході до труби. Результат $\upsilon_н$ також буде залежати від парності або непарності числа ділянок течії й від того, з якої ділянки, ламінарної чи турбулентної, починається течія. Для скорочення запису зручно ламінарний експонентний множник позначити як e_l, а турбулентний – як e_t. Тоді ланцюжок співвідношень, які пов'язують послідовні профілі швидкості, набуває такого вигляду:

$$\upsilon_i e_l + \upsilon_l^{\infty} \cdot (1 - e_t) = \upsilon_{i+1}, \quad i = 0, 1 \ldots N,$$
$$\upsilon_{i+1} e_t + \upsilon_t^{\infty} \cdot (1 - e_l) = \upsilon_{i+2}. \qquad (2)$$

НТБОНТУ

Далі необхідно розглянути окремо випадки $N = 2k$ та $N = 2k + 1$ ламінарного та турбулентного початків на вході в трубу та розвязати систему рівнянь (2) щодо величин υ_l.

Ламінарним і турбулентним ділянкам відповідають перепади тисків: ΔP_l – для ламінарної та ΔP_t – для турбулентної ділянок. Початкові й кінцеві тиски P_n і $P_к$ на кінцях труби пов'язані з перепадами тисків ΔP_l і ΔP_t . Між величинами ΔP_l і ΔP_t існує зв'язок, що виникає з умови рівності витрати течії на ламінарних і турбулентних ділянках. Якщо в ролі стабілізованих профілів у пласкій трубі використовувати пуазейлевський та логарифмічний профілі швидкості, то співвідношення між ΔP_l і ΔP_t набуває такого вигляду:

$$\dot{V}_l = \frac{h^3}{12\mu}\frac{\Delta P_l}{\Delta l};\ \dot{V}_t = \left(\frac{h^3 \Delta P_t}{2\cdot 0,4^2 \rho \Delta_t}\right)^{1/2} \cdot \ln\left[\frac{h}{(\mu/\rho)}\left(\frac{h\,\Delta P_t}{2\rho\Delta_t}\right)^{1/2}\right],$$

$$\dot{V}_l = \dot{V}_t, \qquad \nu = \mu/\rho. \tag{3}$$

де $\dot{V}_l$ та $\dot{V}_t$ – величини витрати течії на ламінарних і турбулентних ділянках, м^3/с.

Рівняння для ΔP_t є нелінійним, його розв'язання залежить від величин h і μ. Наведене рішення можна приблизно розв'язати, якщо задатися значенням $\Delta P_t^{1/2}$ у правій частині.

Для визначення коефіцієнта опору тертя необхідно виразити його через коефіцієнти опору тертя ламінарної та турбулентної ділянок, які добре визначені. Виражаючи втрати тиску на подолання тертя через втрати в кожній ділянці, при цьому усі швидкості пов'язані з витратою $\dot{V}$. Визначення величини місцевих опорів подібне визначення опору тертя. З огляду на це необхідно всі місцеві опори розбити на дві групи: локалізовані й делокалізовані. Якщо перехідний режим проходить через локалізований місцевий опір, то різниця тисків на його кінцях випробовує коливання між значеннями, що відповідають Re = Re* та Re = Re**. Якщо перехідна течія долає делокалізований місцевий опір, то замість усереднення за часом слід усереднити значення за поздовжньою координатою так, як це робиться для визначення коефіцієнта опору тертя.

Як видно з рис. при рішенні виразів необхідно враховувати Δ_l, Δ_t. Вони мають такі властивості: $\Delta_l(\mathrm{Re}\to\mathrm{Re}^*)\to\infty$, $\Delta_l(\mathrm{Re}\to\mathrm{Re}^*)\to 0$; $\Delta_t(\mathrm{Re}\to\mathrm{Re}^*)\to 0$, $\Delta_t(\mathrm{Re}\to\mathrm{Re}^*)\to\infty$. На основі цих граничних властивостей, можна підібрати велику кількість залежностей від функцій Re*, Re**, Re, що мають різну кількість параметрів. Ці параметри підлягають визначенню на основі проведення експериментальних робіт. Однак і без експериментів можна висловити низку міркувань з приводу величин Δ_l, Δ_t. Одне з них полягає в тому, що турбулентний режим течії має велике число ступенів свободи, пропорційне кубу відношення масштабу ділянки течії до найменшого масштабу турбулентності, яким є товщина в'язкого пристінного підшару. Тоді ламінарному руху відповідає число ступенів свободи порядку одиниці; тобто в'язкий підшар займає всю ділянку течії. Число ступенів свободи перехідної течії менше, ніж у турбулентної, та пропорційне числу Re. Стосовно моделі розшарованої течії з турбулентною та ламінарною ділянками це означає, що число ступенів свободи $N_{\text{пер}}$ пов'язане з числом ступенів свободи турбулентної течії. А із пропорційності числа ступенів свободи виходить, що

$$\mathrm{Re} = \frac{\mathrm{Re}^{**}\cdot\Delta_t + \mathrm{Re}^{*}\cdot\Delta_l}{\Delta_t + \Delta_l}. \tag{4}$$

Співвідношення (4) завдяки вищевказаним властивостям довжин Δ_l і Δ_t задовольняє таким умовам: $\mathrm{Re}(\Delta_l\to\infty)\to\mathrm{Re}^*$, $\mathrm{Re}(\Delta_l\to\infty)\to\mathrm{Re}^{**}$. Тепер слід прийняти найпростішу з гіпотез відносно величини Δ_l при зміні числа Re, що має такий вигляд:

$$\Delta_l \sim \frac{(\mathrm{Re}^{**} - \mathrm{Re})^m}{(\mathrm{Re} - \mathrm{Re}^{*})^n} d\,, \tag{5}$$

де n і m – постійні величини.

Якщо за формулами (4) і (5) знайти довжину Δ_t, то для неї отримаємо такий вираз:

$$\Delta_t \sim \frac{\left(\mathrm{Re} - \mathrm{Re}^{*}\right)^{1-n}}{\left(\mathrm{Re}^{**} - \mathrm{Re}\right)^{1-m}}. \tag{6}$$

Оскільки в (5) і (6) ліві частини мають розмірність довжини, а праві – безрозмірні, то як коефіцієнт пропорційності слід підібрати величину, пропорційну єдиному масштабу течії – товщину труби h. Таким чином, модель стає три параметричною, її параметрами є коефіцієнт пропорційності, спільний для Δ_t і Δ_l і показники ступеня.

З огляду на зазначене, можна виділити такі риси вищеозначеної моделі течії. Модель перехідного режиму течії є феноменологічною і ніяк не пов'язана з мікроскопічними теоріями перехідних режимів. Отримана модель ґрунтується на знаннях щодо стабілізованої течії в ламінарному та турбулентному режимах. Модель використовує добре відомі дані довжини стабілізації ламінарних та турбулентних режимів, а також у спрощеній геометричній формі візуально спостережувану картину перемежованості в перехідному режимі течії. Модель дозволяє будувати стандартні приграничні шари, тому може бути використана для опису тепломасообміну в перехідному гідродинамічному режимі течії.

Інформаційні джерела

1. M. Letelier, F.N. Zapata, D.A. Siginer, J.S. Stockle, [Analysis of Secondary Flows and Heat Transfer in Viscoelastic Flow with Viscous Dissipation in Non-Circular Tubes]. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 2012, Houston, Texas, USA.

2. Shahbani-Zahiri, A. (2018) "Numerical simulation of inertial flow of heated and cooled viscoelastic fluids inside a planar sudden expansion channel: investigation of stresses effects on the total dissipation.", 2018, *Meccanica* 53.11-12: 2897-2920.

УДК 621.165

ВПРОВАДЖЕННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ БЕЗПЕКИ

Георгієш К.В., доцент кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики, ОНТУ, м.Одеса, georgiesh.kat@gmail.com

Незважаючи на важкі умови роботи теплових електростанцій та систем централізованого теплопостачання необхідність проведення модернізаційних заходів в роботі генерувального обладнання є важливим етапом у підтримані роботоспроможності енергетичних об'єктів. Зменшення генерації ТЕС в Україні через зниження загального споживання електроенергії промисловістю та зростання попиту на відновлювальну енергетику призводять до зменшення фінансування на ремонт та експлуатацію такого обладнання, що призводить до збільшення вартості електроенергії та тепла для споживачів.

НТБ ОНТУ

Промислові підприємства, які довгий час були залежними від ТЕС останнім часом шукають спосіб стати енергетично незалежними. На це є ряд причин: залежності від коливань цін на паливо, підвищення стабільності поставок енергії та зниження ризиків, пов'язаних з енергетичною безпекою, скорочення викидів парникових газів і зниження антропогенного впливу на навколишнє середовище.

Співпраця з європейськими країнами та впровадження політики енергоефективності в енергетичній галузі призводить до пошуку ефективних та економних засобів отримання тепла та електроенергії з мінімальним впливом на навколишнє середовище. Таким вимогам відповідають когенераційні системи, які застосовуються по всьому світі. Було встановлено, що використання таких систем на промислових підприємствах дозволяє значно знизити потреби у первинній енергії до 30-70%. Загальні техніко-економічні розрахунки вказують на те, що в промисловому секторі, незалежно від галузі промисловості, когенерація є економічно перспективним варіантом [1].

Основа когенераційних систем - це процес «повернення» відпрацьованого тепла, яке утворюється під час виробництва електроенергії, що в порівняні з традиційними електростанціями, є досить вигідним варіантом. Шляхом перетворення надлишкового тепла у корисний ресурс підвищується загальна ефективність усього процесу. Застосування установок дозволить: економити до 30% палива, підвищити енергонезалежність підприємств, зниження експлуатаційних витрат, отримання прибутку за рахунок продажу надлишку електроенергії в мережу.

Досить добре зарекомендували себе газопоршневі когенераційні установки, основними компонентами якої є двигун внутрішнього згоряння, генератор і теплообмінник, блоки керування і додаткове обладнання (вихлопна система, вентиляційні пристрої тощо). При спалювані палива двигун приводить в дію генератор, який, у свою чергу, виробляє електроенергію. При виробленні електричної енергії в когенераційній установці паралельно виділяється тепло – це тепло від газів, що відходять, масла та антифризу, які охолоджують двигун, тепло відводиться за допомогою комплекту теплообмінників.

Паливом для цих установок є найчастіше природний газ, оскільки він екологічно чистий та має достатню енергоємність. Однак такі установки можуть працювати також на інших видах палива, таких як біогаз, біодизель, водень та попутний нафтовий газ. Вибір палива залежить від його доступності, вартості та специфіки об'єкта.

При виборі типу, потужності та кількості когенераційних газових електростанцій враховується ряд критеріїв, таких як загальна потужність енергооб’єкта, діапазон зміни навантаження та інші технологічні умови.

За умови правильної експлуатації (з навантаженням досить близьким до максимального) такі електростанції забезпечують економічну вигоду майже одразу у вигляді зниження вартості електроенергії та тепла щонайменше в 2 рази.

Аналіз економічних розрахунків вказує на те, що вартість для промислових підприємств кВт·год електричної енергії, виробленої когенераційною установкою з використанням в якості палива природного газу має ціну меншу на 34% порівняно з ринковою ціною за кВт·год для промислових підприємств, при цьому строк окупності витрат на впровадження когенераційної установки не перевищує двох років.

На сьогодні в Україні працює 169 когенераційних установок на теплопостачальних підприємствах, а також 91 установка на об'єктах критичної інфраструктури [3]. Вони зарекомендували себе як надійні системи, що задовільнять потреби споживачів. Основне обладнання часто використовуються імпортного виробництва (Jenbacher (Австрія), Deutz (Німеччина), Caterpillar (США), Wilson (Англія)), що значно збільшує вартість установки в цілому. Перехід на обладнання власного виробництва дозволить знизити вартість обладнання, дозволить проводити ремонтні роботи без залучення зарубіжних партнерів та збільшить кількість робочих місць [2].

Впровадження когенерацйних систем у важких умовах існування енергетики країни є досить перспективним питання, що дозвилить перейти до енергетичної незалежності підприємств та збереження первинних ресурсів.

НТБОНТУ

Список інформаційних джерел:
1. V. Bianco Feasibility study of a cogeneration plant: the case of a processing facility of the beverage sector ASME-ATI-UIT 2015 Conference on Thermal Energy Systems: Production, Storage, Utilization and the Environment 17 – 20 May, 2015, Napoli, Italy, 2016. pp. 500-512.
2. Юдін М. А. Перспективи використання когенераційних установок для підтримання економічної безпеки держави *Економічний вісник № 3 (25),* 2011. С.193-197.
3. Андрєєв С. Ю. Дослідження перспектив впровадження когенераційних технологій комунальній енергетиці України. *Східно-Європейський журнал передових технологій*, 2015. № 8 (74). Т. 2. С. 1117.

UDC 697.91.94.97

STUDY OF THE EFFICIENCY OF CROSS-TYPE HEAT RECOVERY SYSTEMS IN VENTILATION SYSTEMS

Yefremov Ih., master's degree Zhykharieva N., Assoc.prof. Odesa National University of Technology

Relevance of the problem. In the current conditions of the energy crisis and increased requirements for the energy efficiency of buildings, heat recovery technologies in ventilation systems are becoming particularly important. Ventilation losses account for up to 40-50% of the total heat loss of a building, which necessitates the implementation of energy-efficient solutions. Cross-type heat recovery units are one of the most promising areas in this context, as they allow part of the heat from the exhaust air to be effectively returned to the supply air, reducing energy consumption by 30-70%.

This research is particularly relevant in the Ukrainian climate, where the long heating season and significant temperature fluctuations create ideal conditions for the effective use of heat recovery. The implementation of such systems complies with the requirements of DBN V.2.6-31:2016 and European Directive 2010/31/EU on the energy performance of buildings.

Purpose and objectives of the study. The purpose of the work is to conduct a comprehensive study of the efficiency of a cross-type heat recovery unit in various operating modes and to develop practical recommendations for its optimal use in ventilation systems.

Main research objectives:

1. Experimental determination of the dependence of the heat recovery unit's efficiency on the air flow velocity.
2. Study of the effect of temperature pressure on the efficiency of the heat recovery unit.
3. Analysis of the phenomenon of icing and development of measures to prevent it.
4. Energy and economic assessment of the effectiveness of heat recovery unit implementation.

Materials and methods. Experimental studies were conducted on a specially designed test bench in the Air Conditioning Laboratory of Odessa National Technological University. A cross-flow plate heat exchanger with 0.3 mm thick aluminum plates was used as the test object. Geometric parameters of the heat exchanger: heat exchange surface size 300×300 mm, number of channels - 40, distance between plates - 5 mm.

To measure the parameters of air flows, a set of modern digital temperature and humidity sensors DHT22 and SHT31 was used, as well as a hot-wire anemometer to determine the air velocity. The data collection system was implemented on the basis of an Arduino microcontroller with a measurement frequency of 10 seconds.

The tests were conducted across a wide range of variable parameters:

• supply air temperature: from -10°C to +35°C

НТБОНТУ

• exhaust air temperature: from +18°C to +26°C
• air flow rate: 100-350 m³/h
• air flow velocity: 0.5-3.5 m/s

Each operating mode was recorded for 30 minutes after the system reached a steady state. To increase the accuracy of the results, three temperature sensors and two humidity sensors were installed in each section, from which the average value was calculated.

Research results and discussion. Experimental studies have provided a comprehensive picture of the impact of various factors on the efficiency of cross-type heat recovery units.

Impact of air flow velocity. It has been established that the maximum efficiency of the heat exchanger (65-68%) is achieved at air flow rates of 1.5-2.0 m/s. When the speed is reduced to 0.5 m/s, there is a slight increase in efficiency (up to 70%), but this leads to a sharp increase in the size of the heat exchanger. When the speed is increased to 3.5 m/s, the efficiency decreases to 42% due to the reduction in the contact time of the air with the heat exchange surface. This is due to a decrease in the heat transfer coefficient and an increase in hydraulic resistance.

The effect of temperature pressure. It has been experimentally proven that the efficiency of a heat recovery unit significantly depends on the temperature difference between the supply and exhaust air. The highest efficiency (over 60%) is observed when the temperature pressure between the flows exceeds 20°C. For example, at an outside air temperature of -5°C and an exhaust air temperature of +22°C, the efficiency coefficient is 62-65%. When the temperature pressure decreases to 5-10°C, the efficiency drops to 45-50%.

Frosting phenomenon. At outdoor temperatures below -5°C, intensive condensation forms on the surface of the plates, followed by frosting. This leads to a sharp decrease in heat exchange efficiency (to 20-25%) and an increase in hydraulic resistance. To prevent this phenomenon, it is recommended to use a bypass valve or a system for preheating the supply air by 3-5°C.

Energy efficiency. Based on the data obtained, energy efficiency calculations were performed for conditions in Odessa. With an average heating period temperature of +2.5°C and a duration of 180 days, the annual heat energy savings for a ventilation unit with a capacity of 300 m³/hour is 2500-3000 kWh. This corresponds to a reduction in CO_2 emissions of 1-1.5 tons per year.

Economic feasibility. The cost of equipment and installation of a heat recovery unit for a standard ventilation system is 20-25 thousand hryvnia. With an average cost of thermal energy of 3-4 UAH/kWh, the payback period is 2-3 years for new buildings and 4-5 years for existing buildings with ventilation system modernization.

Conclusions. The research conducted allowed us to formulate the following conclusions:

1. The efficiency of a cross-type heat exchanger significantly depends on operating modes. Optimal performance is achieved at an air flow velocity of 1.5-2.5 m/s and a temperature difference between flows of more than 15°C.
2. To prevent icing in winter, a bypass or air preheating system must be used when the outside air temperature is below -5°C.
3. The installation of heat recovery units is an economically viable measure to improve the energy efficiency of buildings with a payback period of 2-5 years.
4. The practical recommendations developed allow for the optimization of ventilation systems with heat recovery for various climatic conditions in Ukraine.

Prospects for further research. Further research is planned to focus on the development of an intelligent heat recovery control system using artificial intelligence to predict optimal operating modes based on weather forecasts and building load schedules.

.

List of references:

1. Modeling of innovative technologies in power engineering. Textbook. / Zhikhareva N.V., Kogut V.O.; - Odessa: Bondarenko M.O., 2025. – 198 p.

2. Innovative air conditioning technologies in non-stationary conditions: monograph / N. Zhikhareva; Odessa National Technological University, Department of Refrigeration and Air Conditioning - Odessa: TES, 2022. – 264 p.: ill.
3. N. Zhykharieva, M. Khmelnyuk. Thermoeconomic model of air conditioning systems. Energy and Control Systems, 2019, vol. 5, No. 2, pp. 66–74. https://doi.org/10.23939/jeecs2019.02.066
4. Zhykharieva N.V., Khmelnyuk M.G. (2016) Mathematical modeling of non-stationary heat exchange in buildings. Refrigeration Technology and Technology, 52 (6), pp. 75–79. DOI: http://dx.doi.org/10.15673/ret.v52i6.479
5. Zhykharseva N., Khmelnyuk M. (2017) Optimization of costs for thermal protection of buildings and air conditioning in general. Refrigeration Engineering and Technology, 53(4), pp. 17-20 DOI: http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i4.706

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМИННИХ ЕЖЕКТОРІВ В ТРАНСКРИТИЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМАХ НА ДІОКСИДІ ВУГЛЕЦЮ

Карпцов А.С., аспірант, група А-35/МБ; Мерзляков Ю.С., доцент, кафедра технічної теплофізики, СумДУ, м.Суми

У сучасних умовах енергозбереження теплових насосів та холодильних систем важливу роль відіграють струминні ежектори. Ці пристрої дозволяють знижувати навантаження на компресори та значно підвищувати енергоефективність систем, особливо в транскритичних режимах роботи, де застосовується CO_2 як робоче тіло. Транскритичні холодильні системи на основі CO_2 мають значний потенціал завдяки своїй екологічній чистоті, але вони потребують додаткової оптимізації для досягнення високої енергоефективності. Одним із ключових компонентів таких систем є струминні ежектори, які здатні значно поліпшити їх роботу, зменшуючи енергетичні втрати та підвищуючи стабільність процесу.

Існуючі конструкції струминних ежекторів, що впроваджують у тепловикористовуючі системи мають кілька суттєвих недоліків, які обмежують їх ефективність. Однією з основних проблем є нерівномірний розподіл потоку, що призводить до втрат тиску та знижує загальну ефективність роботи системи. Це особливо критично в транскритичних холодильних системах, де стабільність потоку та оптимальне використання енергії мають велике значення.

Ще однією проблемою є обмежена адаптивність існуючих конструкцій до змінних умов роботи. У реальних умовах експлуатації температура, тиск та інші параметри можуть змінюватися, що вимагає постійної адаптації роботи системи. Відсутність достатньої гнучкості у конструкції ежектора може призводити до втрат енергії та зниження ефективності.

Також важливою проблемою є втрати кінетичної енергії на виході з сопла, що також знижує загальну ефективність процесу та потребує подальших удосконалень. [2]

Використання сучасних методів комп'ютерного моделювання та чисельного аналізу дозволяє точно налаштувати геометрію та параметри струминних ежекторів для досягнення оптимальних результатів. Однією з основних задач є усунення недоліків, пов'язаних з нерівномірним потоком і енергетичними втратами, а також забезпечення більшої адаптивності до змінних умов експлуатації. [1]

Одним із ключових напрямків вдосконалення є розробка нових геометричних рішень для сопла та камери змішування. Оптимізація цих елементів дозволить знизити енергетичні втрати та покращити стабільність потоку в системі. Важливим аспектом є також регулювання форми сопла, що дасть змогу підлаштовувати роботу ежектора під різні умови експлуатації, змінюючи геометрію відповідно до температури та тиску в системі. Це дозволить значно покращити адаптивність системи та знизити ризик втрат енергії.

Крім того, необхідно вдосконалити систему змішування, яка відповідає за об'єднання двох потоків – високого та низького тиску. Покращена конструкція камери змішування дозволить зменшити втрати

тиску та забезпечити більш рівномірний розподіл потоку, що, в свою чергу, покращить енергоефективність системи.

Для досягнення поставлених цілей в рамках дослідження використовуються методи чисельного моделювання, зокрема CFD-моделювання (computational fluid dynamics). Це дозволяє точно моделювати потоки повітря та рідин, а також оптимізувати геометрію елементів струминного ежектора для досягнення максимальних результатів. Одним із основних програмних продуктів для таких моделювань є Ansys CFX, який дозволяє детально розрахувати потоки, враховуючи всі важливі параметри системи. [3]

Застосування таких методів дозволяє виявити найефективніші варіанти конструкцій та їх параметрів, що в майбутньому можна реалізувати в експериментальних установках для подальшої перевірки. Експериментальні дослідження також є важливою частиною цього процесу, адже тільки після перевірки результатів чисельного моделювання можна оцінити реальну ефективність нових конструкцій струминних ежекторів.

Вдосконалення конструкцій струминних ежекторів дозволить значно підвищити ефективність роботи теплових насосів і холодильних систем на базі CO_2. Зниження енергетичних втрат та покращення стабільності потоку сприятимуть зниженню споживаної енергії та зменшенню витрат на експлуатацію таких систем. Застосування нових моделей ежекторів у промислових теплових насосах також може призвести до зниження викидів CO_2, що відповідає екологічним вимогам і стандартам.

Ці вдосконалення дозволять не тільки збільшити енергоефективність систем, але й підвищити їх надійність, що є важливим аспектом для промислових та комерційних застосувань. У майбутньому такі технології можуть бути застосовані для широкого впровадження в різні галузі, включаючи будівництво, енергетику та харчову промисловість.

Таким чином, удосконалення конструкцій струминних ежекторів є важливим кроком на шляху до підвищення ефективності транскритичних холодильних систем на діоксиді вуглецю. Використання нових геометричних рішень для сопла та камери змішування дозволить знизити енергетичні втрати, покращити стабільність потоку та адаптивність систем до змінних умов експлуатації. Це дозволить значно покращити енергоефективність таких систем і забезпечити їх надійну роботу в промислових умовах. [1]

Список літератури

1. Danfoss. Ejector Technology for Transcritical CO2 Refrigeration Systems. Technical Report, 2022.
2. Radermacher, R., & Kairouani, L. Ejector Systems for Refrigeration and Air Conditioning Applications. *ASHRAE Transactions*, 2020.
3. Zhang, J., & Liu, H. Numerical Simulation and Optimization of Ejectors in CO2 Refrigeration Systems. *Applied Thermal Engineering*, 2019.

УДК 628.4:661.9

МЕТОДИ ЗНЕШКОДЖЕННЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ФРЕОНІВ

Гаркович О.Л., доцент, ОНТУ, м. Одеса
Войницька І. Г., здобувачка СВО «Магістр»,
Одеський національний технологічний університет,
м. Одеса, i.voinitskaya2809@gmail.com

Небезпечні відходи сьогодні становлять одну з найбільш гострих екологічних проблем, адже їхнє неконтрольоване потрапляння та накопичення у навколишньому середовищі зумовлюють масштабні та незворотні трансформації екосистем. При цьому негативний вплив поширюється на біоту, абіотичні компоненти довкілля та безпосередньо на людину, створюючи серйозні ризики для громадського здоров'я.

Особливо небезпечною групою відходів є ті, що утворюються під час експлуатації, обслуговування та списання з обігу холодильного обладнання, систем кондиціювання та іншої побутової й промислової техніки, яка містить фреони та інші хлорфторвуглеводні (ХФВ) сполуки. Висока хімічна стабільність цих речовин зумовлює їхню тривалу присутність у навколишньому

НТБ ОНТУ

середовищі, що проявляється у руйнуванні озонового шару та підсиленні глобального парникового ефекту. Таким чином, фреони виступають одним із факторів глобальної зміни клімату та деградації атмосфери.

Фреони — це клас аліфатичних галогенованих вуглеводнів, які протягом другої половини XX століття широко застосовувалися як холодоагенти, аерозольні пропеленти, піноутворювачі, у виробництві пластмас, очищенні металевих поверхонь та елементів електроніки, у медичній та фармацевтичній галузях, а також у мобільних кондиціонерах і процесах стерилізації. Відомо, що більшість фреонів за звичайних умов перебувають у газоподібному стані, хоча існують і винятки (наприклад, фреони R11, R21, R113 та R114, що є рідинами при кімнатній температурі) [1]. Незважаючи на міжнародні заходи поступового скорочення та заборони використання ХФВ (зокрема, Монреальський протокол), їхні залишки продовжують зберігатися в обладнанні старого зразка.

Конструктивні характеристики холодильного обладнання безпосередньо пов'язані з типом та обсягом холодоагенту, що застосовується. Зокрема, на задній панелі кожного холодильника розміщується спеціальна маркувальна наліпка, яка містить відомості про рекомендований об'єм фреону, робочий тиск та температуру експлуатації системи. Так, мінімальна кількість холодоагенту може становити 0,145 кг, а максимальна — до 0,39 кг. Тип використовуваного фреону визначає робочі параметри: наприклад, для фреону R600 характерні температура кипіння –11,6 °C та критичний тиск 3,65 МПа. Водночас конкретні значення є індивідуальними для кожної моделі холодильника й залежать від її конструкційних особливостей [2].

Проблема знешкодження відпрацьованих фреонів потребує застосування комплексу науково обґрунтованих методів. Серед основних напрямів утилізації та переробки ХФВ виділяють:

1. **Термічне знешкодження**, що передбачає високотемпературний розклад молекул фреонів із запобіганням їхньому впливу на озоновий шар та атмосферу.
2. **Рекуперацiйні технології**, які забезпечують очищення, рециркуляцію та повторне використання фреонів. Такий підхід дає змогу знизити потребу у виробництві нових холодоагентів і запобігти їхньому потраплянню у довкілля.

Система рекуперації складається з трьох взаємопов'язаних етапів: відкачування холодоагенту, очищення його від неконденсованих газів, вологи, кислот та твердих частинок, а також регенерації до технічних стандартів, що гарантують повторне застосування. Варто наголосити, що навіть незначні концентрації забруднювальних домішок можуть зумовити корозійні процеси, зниження енергоефективності або вихід з ладу охолоджувальних систем. До основних забруднювачів, що ускладнюють повторне використання холодоагентів, належать неконденсовані гази, органічні та неорганічні кислоти, волога, а також тверді мікрочастинки. Навіть невелика кількість таких домішок може спричинити зниження ефективності роботи охолоджувального обладнання або його поломки. Досвід Данії у сфері управління відходами демонструє високу ефективність рекуперацiйних технологій. З одного побутового холодильника в середньому вилучається близько 60 г фреону, з яких приблизно 80 % підлягає регенерації та повторному використанню, а решта 20 % спрямовується на термічне знешкодження [3]. Такий підхід не лише знижує екологічне навантаження, але й сприяє економії ресурсів завдяки повторному використанню холодоагентів.

Сьогодні, з огляду на розвиток політики розширеної відповідальності виробників електронного та електричного обладнання, зростає необхідність у створенні ефективної системи рекуперації фреонів. Це означає, що найближчим часом очікується збільшення обсягів переробки холодильників, кондиціонерів та іншої техніки, що, у свою чергу, потребуватиме ефективної системи збору та утилізації холодоагентів. Відновлений фреон знаходить широке застосування у різних секторах економіки: при виробництві холодильного та кондиціонерного обладнання, у випуску аерозольних продуктів і косметики, у хімічній промисловості, при наповненні газових балонів, у пожежогасінні та машинобудуванні. Це підтверджує доцільність розвитку технологій рекуперації як важливого елементу циркулярної економіки та стратегії зниження антропогенного навантаження на довкілля.

Список інформаційних джерел

1. Lamba P. S., Karanwal R., Sahni T. K., Kolhe V.S. Gas poisoning with freon-12 (A Report of Three Cases). Med J Armed Forces India, 2017.
2. Що таке фреон і навіщо він потрібен? URl: https://sanmei-ua.com/uk/shcho-take-freon-i-navishcho-vin-potriben/ (дата звернення 24.09.25)
3. Главацька Л. Ю. Поводження з відпрацьованими фреонами в Україні. Вісн. Вінниц. політехн. ін-ту. Вінниця, 2024. С. 11.

ПРОБЛЕМАТИКА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНС-КРИТИЧНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ НА CO_2 ТА ОСНОВНІ НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Дмитро Ждан, аспірант, НУХТ, м. Київ
Роман Грищенко, доцент, канд.техн. наук, НУХТ, м. Київ, rgryshchenko@nuft.edu.ua
Станіслав Потапов, викладач ВСП КФКРГ НУХТ, м. Київ

Теплові насоси на CO_2 (R744) визнані одними з найбільш перспективних завдяки нульовому озоноруйнівному потенціалу та глобальному потенціалу потепління GWP=1. Однак головна проблема, яка істотно обмежує їхнє поширення, — це ефективність у транс-критичному режимі. У класичному одноступеневому циклі COP таких машин при зовнішніх температурах +30…+35 °C інколи перевищує 2,5–3,0, тоді як для теплових насосів на R410A чи R32 ці значення становлять 3,5–4,2 за аналогічних умов [Kim, 2004]. Таким чином, різниця може сягати 30 %. Саме подолання цього «ефективнісного розриву» є визначальним завданням сучасних досліджень. Наукові центри SINTEF (Норвегія), Oak Ridge National Laboratory (США), а також промислові гіганти Panasonic, Mitsubishi Electric і Dorin активно працюють над цією проблемою. Далі наведено п’ять ключових напрямів, які сьогодні визначають розвиток CO_2-теплових насосів.

Першим напрямом стала оптимізація термодинамічного циклу та пошук оптимального високого тиску. Роботи SINTEF під керівництвом P. Nekså показали, що динамічне регулювання тиску газоохолоджувача дає приріст ефективності на 10–15 % порівняно з роботою при фіксованому тиску [SINTEF, 2018]. Залежність оптимального тиску від температури навколишнього середовища підтверджена експериментально: при 25 °C він становить близько 85 бар, при 30 °C — 95 бар, а при 35 °C може досягати 110 бар. Якщо не оптимізувати цей параметр, COP може падати на 20–25 %. Сучасні алгоритми керування, розроблені у Mitsubishi Electric, дозволяють підтримувати оптимальний тиск у реальному часі з точністю ±1 бар, що забезпечує сезонний COP вище 3,2 у кліматичних умовах Токіо. Майбутнє цього напряму полягає у впровадженні предиктивних систем керування з використанням машинного навчання, які враховуватимуть не лише температуру зовнішнього повітря, а й вологість, теплове навантаження будівлі та тарифні сигнали електромережі. За оцінками IEA Heat Pump Programme, це може підняти SCOP ще на 5–7 %.

Другим напрямом стали конструктивні інновації. Впровадження ежекторів у холодильних системах Lawson та Carrefour дозволило знизити дросельні втрати: Hafner зафіксував приріст COP на 18% у літній період при зовнішніх температурах +32…+35 °C [Hafner, 2014]. Застосування внутрішніх теплообмінників (IHX) у проєктах Danfoss дало приріст на 5–8 % завдяки стабілізації перегріву та зменшенню ризику попадання рідини у компресор. Dorin розробив двоступеневі компресори CD2S, у яких індикаторний ККД піднявся з 0,59 (типовий рівень для одноступеневих Bitzer) до 0,82–0,85, що зменшило споживану потужність на 12–15 % [Bitzer, 2022]. Також перехід з мідно-алюмінієвих на мікроканальні газоохолоджувачі (Panasonic) дозволив зменшити заряд холодоагенту на 40 % і підняти тепловіддачу на 12 %. У майбутньому дослідження у цій сфері

НТБОНТУ

спрямовані на комбінування кількох технологій одночасно: наприклад, інтеграція ежектора та інжекції пари в одному циклі може дати ще +10–12 % до COP у пікових режимах.

Третій напрям — прикладні системи. У Японії компанія TEPCO разом з Panasonic впровадила понад 7 млн побутових бойлерів EcoCute, середній COP яких становить 3,5–4,0 навіть при нагріві води до 90 °C [IEA, 2020]. У Європі CO_2-системи для супермаркетів (пілотні проекти Danfoss у Данії та Carrier у Німеччині) забезпечили економію електроенергії на рівні 20–25 % порівняно з системами на R404A. У Швейцарії великі теплові насоси на CO_2 потужністю 5–15 МВт, розроблені компанією MAN Energy Solutions, показали сезонний COP понад 3,0 навіть у зимових умовах з температурами повітря −5…0 °C. У майбутньому цей напрям передбачає інтеграцію CO_2-теплових насосів у централізовані тепломережі потужністю до 100 МВт, що дозволить замінити традиційні газові котли та зменшити викиди CO_2 у містах на десятки відсотків.

Четвертий напрям охоплює енергетичний та ексергетичний аналіз. За даними досліджень Kim та ін., до 40 % усіх ексергетичних втрат у CO_2-тепловому насосі зосереджені у газоохолоджувачі, ще 20–25 % — у дросельному вентилі [Kim, 2004]. Використання ежектора дозволяє скоротити ексергетичні втрати на 8–12 %, що підтверджено експериментами у SINTEF. Kauf і Missel у своїх роботах показали, що двоступеневе стискання з інтеркулером зменшує питому роботу компресора на 15 % і забезпечує приріст COP на 10–12 % у порівнянні з одноступеневою схемою. Майбутні дослідження спрямовані на застосування ексергетичного підходу не лише для аналізу окремих вузлів, а й для інтегрованих систем «охолодження + опалення + гаряча вода». Це дозволить досягти загального коефіцієнта використання енергії (GRESCOP) понад 5,0, що фактично подвоїть ефективність у порівнянні з нинішнім рівнем.

П’ятий напрям — безпека та стандартизація. Сучасні CO_2-компресори від Bitzer і Dorin розраховані на роботу при максимальному тиску 130 бар, випробувальні значення сягають 140 бар [Bitzer, 2022]. Це потребує застосування спеціальних матеріалів, запобіжних клапанів і дисків руйнування. У Європейському Союзі стандарти EN378 та ISO 5149 передбачають обов’язкове встановлення детекторів CO_2 у машинних відділеннях, а також примусову вентиляцію. Наприклад, у супермаркетах Carrefour у Франції витік понад 1000 ppm автоматично запускає аварійну вентиляцію. Майбутні дослідження у цій сфері зосереджені на використанні композитних трубопроводів та легших матеріалів для теплообмінників, що дозволить зменшити масу системи на 15–20 % і водночас знизити вартість, не поступаючись у безпеці.

Таким чином, проблема підвищення ефективності теплових насосів на CO_2 у транс-критичних режимах залишається надзвичайно актуальною. Сьогодні навіть найкращі комерційні зразки поступаються за COP аналогам на R32 чи R290 на 15–20 %. Водночас світовий досвід доводить, що завдяки оптимізації циклу, впровадженню інноваційних компонентів, масштабним практичним впровадженням, ексергетичним дослідженням та вдосконаленню стандартів можна суттєво скоротити цей розрив. Підняття сезонного COP до рівня 4,0–4,5 для CO_2-теплових насосів означитиме прорив не лише для побутового, а й для комунального сектору, оскільки дозволить повністю відмовитися від викопного палива. Таким чином, актуальним завданням є спрямування досліджень на підвищення ефективності CO_2-теплових насосів шляхом поєднання теоретичних і експериментальних підходів.

Список використаних джерел

1. SINTEF Energy Research. CO_2 Heat Pump Systems: Status and Future Trends. Project Report, 2018.
2. Hafner A., Banasiak K., Kriezi E., et al. R744 ejector system field measurements and modelling. Int. J. Refrigeration, 2014.
3. Kim M.H., Pettersen J., Bullard C.W. Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems. Progress in Energy and Combustion Science, 2004.
4. IEA Heat Pump Programme. Heat Pumps and Climate Neutrality: Technology Outlook, 2020.
5. Bitzer. Technical Information CO_2 Compressors. Bitzer SE, 2022.

UDC 697.91.93.94

FEATURES OF THE PRECISION AIR CONDITIONING SYSTEM FORWOODWORKING PRODUCTION

Vysotenko D. V. master's degree Zhykharieva N Assoc.prof. Odesa National University of Technology

The woodworking industry is one of the sectors most dependent on a carefully maintained indoor microclimate, since the behavior of wood as a natural and hygroscopic material is strongly affected by changes in surrounding conditions. Even slight fluctuations of temperature or humidity may cause irreversible defects such as cracking, warping, uneven shrinking, or deterioration of surface finishing. For this reason, the application of precision air conditioning systems should be considered not as an auxiliary improvement, but as an obligatory requirement for ensuring the stability of technological processes and the reliability of final products.

A stable thermal regime plays a decisive role in the preservation of wood quality. When exposed to abrupt variations in temperature, wooden elements undergo uneven drying, which results in deformation of geometry and formation of cracks. Overheating intensifies the evaporation of internal moisture and makes the material brittle, whereas excessively low temperatures decelerate processing and complicate storage. Maintaining balanced thermal conditions, therefore, is the foundation of efficient woodworking practice.

Another factor of primary importance is the regulation of air humidity. Because wood continuously exchanges moisture with the environment, its dimensional stability directly depends on the level of relative humidity indoors. Excessive moisture causes swelling, difficulties in machining, and in some cases biological degradation. Insufficient humidity, by contrast, leads to contraction and surface splitting. Since each type of wood has its own critical range of acceptable humidity, precise regulation and continuous monitoring are indispensable.

Equally essential is the efficiency of ventilation, which ensures both the removal of wood dust, chips, and volatile organic substances, and the equal distribution of air parameters within the workshop. Inadequate ventilation creates microclimatic imbalance, forming local zones where conditions differ considerably from the norm. This not only worsens product quality, but also poses risks to the health and safety of personnel. Balanced air circulation helps to stabilize technological processes and improve occupational conditions at the same time.

Air filtration represents another indispensable element of a precision system. Fine dust particles settling on surfaces impair coating adhesion and finishing, while contaminated air accelerates wear and malfunction of equipment. In addition, high-quality filtration substantially improves working conditions, as it reduces the exposure of employees to harmful pollutants and creates a healthier environment overall.

In general, precision air conditioning for woodworking enterprises should be regarded as a long-term investment in efficiency, competitiveness, and sustainability. The integration of modern HVAC technologies that combine strict temperature control, humidity regulation, ventilation balance, and multi-stage air purification guarantees not only the durability of finished products but also the safety and well-being of the workforce. By minimizing the risks associated with environmental fluctuations, such systems ensure continuity of production processes and enhance the reputation of enterprises in highly competitive markets.

The scientific and practical importance of such an approach is obvious: enterprises that introduce advanced climate-control technologies reduce production losses, increase product lifetime, and gain strategic advantages in the woodworking industry. Thus, precision air conditioning is not simply a technical tool, but a fundamental prerequisite for the modernization and sustainable development of the sector.

List of References:

1. Zhikharyeva N.V., Khmelnyuk M.G., Vazhynskyi D.I. Modern air drying technologies // Refrigeration Engineering and Technology. 2014. № 3 (149). P.15–

2. Innovative air conditioning technologies in non-stationary conditions: monograph / N. Zhikharyeva ; Odessa National Technological University, Department of Refrigeration Engineering and Air Conditioning - Odessa: TES, 2022. – 264 p. : ill.
3. Zhikharyeva N., Khmelnyuk M., V. I. Perepeka (2016) Energy saving during the operation of supply ventilation and air conditioning systems https://doi.org/10.21691/ret.v52i2.63
4. Zhikharyeva N.V., Khmelnyuk M.G. (2016) Mathematical modeling of non-stationary heat exchange of buildings. Refrigeration Engineering and Technology, 52 (6), p. 75–79. DOI: http://dx.doi.org/10.15673/ret.v52i6.479
5. Zhikharyeva N., Khmelnyuk M. (2017) Optimization of costs for thermal protection of buildings and air conditioning as a whole. Refrigeration Engineering and Technology, 53(4), p. 17-20 DOI: http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i4.706

УДК 621.51

БЕЗРОЗМІРНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРОВИХ КОМПРЕСОРІВ

Сітало В. С., аспірант, СумДУ, м. Суми, v.sitalo@kttf.sumdu.edu.ua
Ванєєв С. М., к.т.н., доцент, СумДУ, м. Суми

Вихрові компресори посідають особливе місце серед машин для стиснення та транспортування газів. Вони поєднують у собі простоту конструкції, компактність та здатність забезпечувати значний приріст тиску при відносно малих габаритах робочого колеса. Основою їх роботи є багатократний енергетичний обмін газу з лопатками колеса в робочому каналі, що формує циркуляційний потік і створює специфічну просторову картину течії. Ця особливість зумовлює як переваги (висока напірність, відносно низька вартість, безпомпажний режим роботи), так і недоліки (підвищені газодинамічні втрати, знижений ККД у порівнянні з відцентровими компресорами).

Для дослідження та узагальнення характеристик вихрових компресорів важливим є використання системи безрозмірних параметрів і комплексів. Вони дозволяють перейти від абсолютних значень витрати, тиску та швидкості до універсальних характеристик, що робить можливим порівняння різних типорозмірів машин за результатами експериментальних і чисельних досліджень.

Метою дослідження є систематизація та аналіз основних безрозмірних режимних і геометричних параметрів вихрових компресорів, а також визначення їх ролі у побудові універсальних характеристик і розробці математичних моделей, також їх використання для порівняння з відцентровими компресорами.

В дослідженні використано методи теоретичної газодинаміки турбомашин із застосуванням критеріїв подібності та узагальнених безрозмірних комплексів. Проаналізовано залежності між режимними параметрами (продуктивністю, напором, швидкістю обертання) та геометрією проточної частини компресора.

Встановлено, що роботу вихрових компресорів адекватно описують такі безрозмірні характеристики:

- коефіцієнт витрати, який зв’язує продуктивність зі швидкістю обертання та площею каналу:

$$\varphi = \frac{V}{F_K \cdot u_2} = \frac{60 \cdot V}{F_K \cdot \pi D_2 n}, \quad (1)$$

- коефіцієнт напору, що відображає відносний приріст тиску:

$$\psi_{ад} = \frac{h_{ад}}{u_2^2} = \frac{h_s}{u_2^2} = \psi, \quad (2)$$

НТБ ОНТУ

- безрозмірна частота обертання ротора (коефіцієнт швидкохідності):

$$n_s = \frac{V^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_s^{0,75}}, \quad (3)$$

- адіабатний ККД, який характеризує економічність процесу:

$$\eta_s = \eta_{ad} = \frac{N_{ad}}{N} = \frac{m \cdot h_{ad}}{N} = \frac{\rho_н \cdot V_н \cdot h_{ad}}{N}, \quad (4)$$

Звідси можемо отримати взаємозв'язок площі меридіонального перерізу робочого каналу, зовнішнього діаметра робочого колеса, коефіцієнтів витрати, напору і швидкохідності для вихрового ступеня у наступному вигляді:

$$\frac{\sqrt{F_K}}{\pi D_2} = n_s \frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}, \quad (5)$$

З формули (5) можна виділити наступні комплекси:

- безрозмірний геометричний комплекс:

$$\frac{\sqrt{F_K}}{\pi D_2}, \quad (6)$$

- безрозмірний газодинамічний комплекс:

$$\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}, \quad (7)$$

Таким чином, в області, автомодельній по числах $M_u = 0{,}2$ і $Re_u = 2 \cdot 10^6$, отримуємо наступну залежність, що характеризує напірність, витратність і геометрію вихрової компресорної ступені

$$\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} = \frac{\frac{\sqrt{F_K}}{(\pi D_2)}}{n_s}, \quad (8)$$

Експериментальні дані показують, що залежність коефіцієнта напору від коефіцієнта витрати має типовий спадний характер: зі збільшенням коефіцієнту витрати φ значення коефіцієнту напору $\psi_{ад}$ зменшується. На рис.1 приведена характеристика вихрового компресора з різними зазорами в проточній частині. Максимальні значення напору досягаються у випадку відсутності зазорів, тоді як наявність осьових і торцевих зазорів призводить до зниження напірності на всьому діапазоні витрат. Це свідчить про додаткові втрати енергії та зменшення ефективності при роботі компресора з зазорами. Таким чином, форма кривих $\psi_{ад}$ (φ) може бути використана як інструмент для оцінки впливу конструктивних факторів і вибору оптимальних режимів роботи.

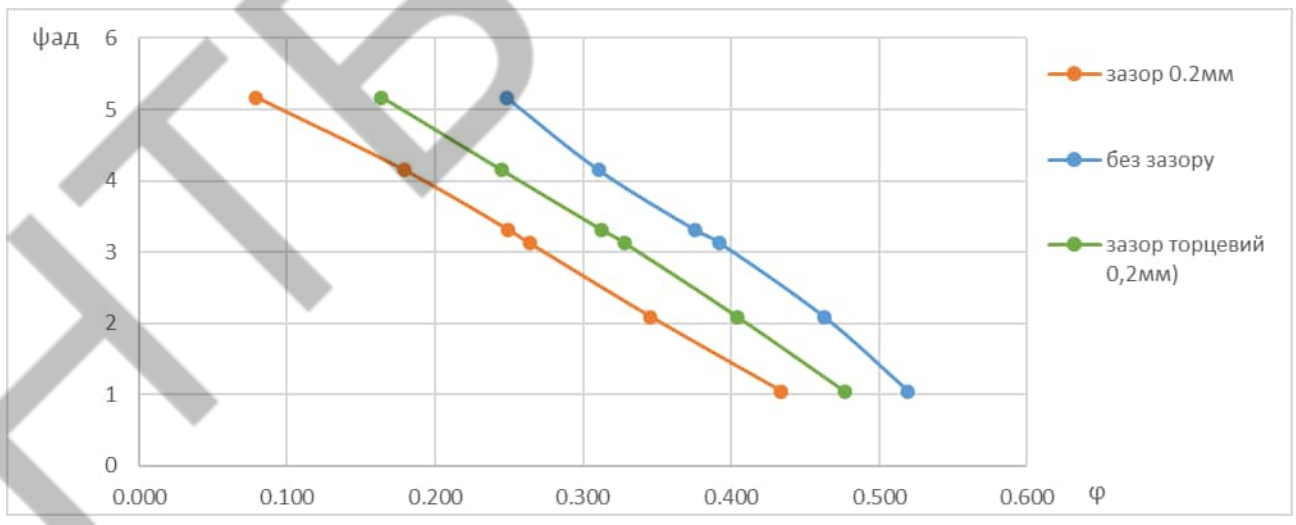


Рисунок 1 – Залежність коефіцієнту напору від коефіцієнта витрати при різних зазорах

Якщо порівнювати вихрові компресори з відцентровими, то перші працюють при дуже малих коефіцієнтах витрати φ, але при цьому мають значно вищий коефіцієнт напору ψ (до 3 і більше) проти 0,2–0,8 у відцентрових, що пояснює їхню здатність досягати великих ступенів стиснення.

Якщо порівнювати ККД: у відцентрових компресорів він сягає 0,8–085, тоді як у вихрових рідко перевищує 0,35–0,5.

Використання системи безрозмірних параметрів і комплексів дозволяє адекватно описати робочі процеси у вихрових компресорах, узагальнити експериментальні та чисельні дані й коректно порівняти їх з відцентровими машинами. Вихрові компресори займають нішу машин із високим напором, низькою витратою та середнім ККД, тоді як відцентрові – із середнім напором, високою витратою і високим ККД. Таким чином, ці типи машин не є конкурентними, а взаємодоповнюють одне одного в різних областях застосування.

УДК 621.31

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ПОВІТРОРОЗПОДІЛУ ФРУКТО ТА ОВОЧЕСХОВИЩ

Зімін О.В., к.т.н., доцент кафедри ХУКП, ОНТУ, onaft.zimin@gmail.com

Відповідно до вимог холодильної технології, для збереження якості та маси продукції необхідно контролювати три головні параметри у камерах зберігання: температуру, відносну вологість і швидкість руху повітря. До додаткових факторів впливу належать склад газового середовища, а також зовнішні й внутрішні джерела теплопритоків.

Під час зберігання овочів і фруктів у холодильних камерах можуть виникати процеси природного псування, що призводять до втрат маси та погіршення якості продукції. Крім того, через фізіолого-біологічні процеси відбувається зменшення маси, відоме як «усушка», особливо у випадках порушення температурно-вологісного режиму або впливу теплоти на поверхню продукту. На відміну від зберігання заморожених продуктів, де відхилення від технологічних параметрів зазвичай спричиняє втрати не більше 5–7 % маси, порушення режимів при зберіганні овочів і фруктів може призвести до повної та незворотної втрати продукції.

Система розподілу повітря є одним із ключових елементів холодильного обладнання, оскільки разом із системою охолодження забезпечує підтримання рівномірного температурно-вологісного середовища в камері зберігання. Вона включає не лише рівномірне подавання охолодженого повітря, а й процеси його осушення, зволоження, підігріву та вентиляції.

За конструкцією системи розподілу повітря в камерах зберігання плодоовочевої продукції поділяють на три основні типи: безканальні, канальні та системи активного вентилювання.

Безканальні системи складаються з комплексу агрегатованих повітроохолоджувачів, розміщених рівномірно в об’ємі камери. Залежно від способу монтажу, застосовують три типи повітроохолоджувачів: стельові, пристінно-стельові та постаментні. Стельові повітроохолоджувачі (рис. 1) встановлюють у камері, переважно над вантажними проходами, на висоті 0,7–2 м від рівня розташованого вантажу.

Підігріте повітря, що виходить із штабелів із фруктами або овочами, засмоктується вентиляторами у нижній частині повітроохолоджувачів, проходить через оребрену теплообмінну поверхню, охолоджується і подається в камеру через бокові решітки. Охолоджене повітря рухається над поверхнею продукту, змішуючись із теплішим повітрям із штабеля, відбивається від протилежної стіни та опускається вниз.

НТБ ОНТУ

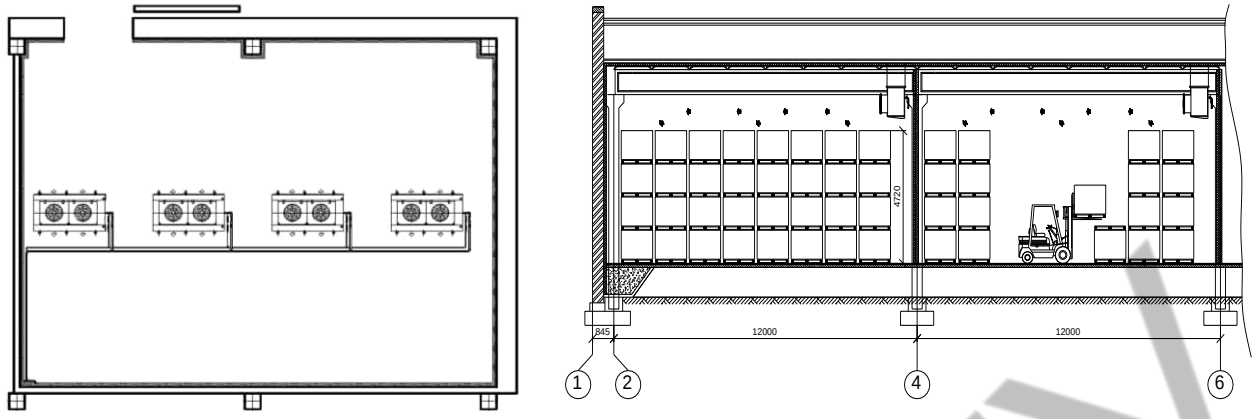


Рисунок 1 – Камери зберігання плодоовочевої продукції зі стельовими або пристінно-стельовими повітроохолоджувачами

Пристінно-стельові повітроохолоджувачі (рис. 1) встановлюють у місцях з'єднання бічних стін зі стелею камери. Повітряні потоки від пристінно-стельових повітроохолоджувачів проходять над поверхнею штабелів продукції, одночасно відводячи нагріте повітря. Тиск, який створюють вентилятори, має забезпечувати спрямування повітряного струменя до протилежної стіни камери, уникаючи його прямого потрапляння на продукцію. Відсмоктування теплого повітря здійснюється вздовж тієї стіни, де встановлений повітроохолоджувач.

Постаментні повітроохолоджувачі в сучасності застосовуються значно рідше, ніж стельові або пристінно-стельові. Основна причина цього полягає в тому, що під час монтажу вони займають частину корисного об'єму камери, який можна було б використати для зберігання продукції. Проте в окремих випадках, коли необхідна спеціальна обробка або рециркуляція повітря, використання таких систем може бути технічно виправданим.

Безканальні системи розподілу повітря складаються з апаратів повної заводської готовності, що відзначаються простотою монтажу та експлуатації. Однак кожен з них підтримує задані параметри лише у своїй локальній зоні, через що в камері може утворюватися нерівномірне температурно-вологісне поле. У таких зонах виникають застої повітря, підвищується температура, що сприяє розвитку мікроорганізмів. Крім того, робота електродвигунів вентиляторів створює додаткові внутрішні теплові навантаження, які необхідно компенсувати холодопродуктивністю системи.

Більш ефективним рішенням для забезпечення рівномірного температурно-вологісного середовища є канальні системи розподілу повітря. У цьому випадку переміщення повітря в камері здійснюється за допомогою мережі нагнітальних і всмоктувальних повітропроводів круглого або прямокутного перерізу. Зазвичай канали розташовують під стелею камери, а в менших приміщеннях — уздовж стін. Повітряні канали виготовляють із полімерних матеріалів або оцинкованої сталі. Їх конструкцію розраховують змінного перерізу, щоб забезпечити рівномірну подачу повітря через отвори або сопла по всій довжині траси. Одноканальна система розподілу повітря (рис. 2) має лише нагнітальні повітроводи з постійним статичним тиском. Цей ефект досягається завдяки поступовому звуженню каналу на виході повітря через щілинні сопла, рівномірно розташовані вздовж його довжини.

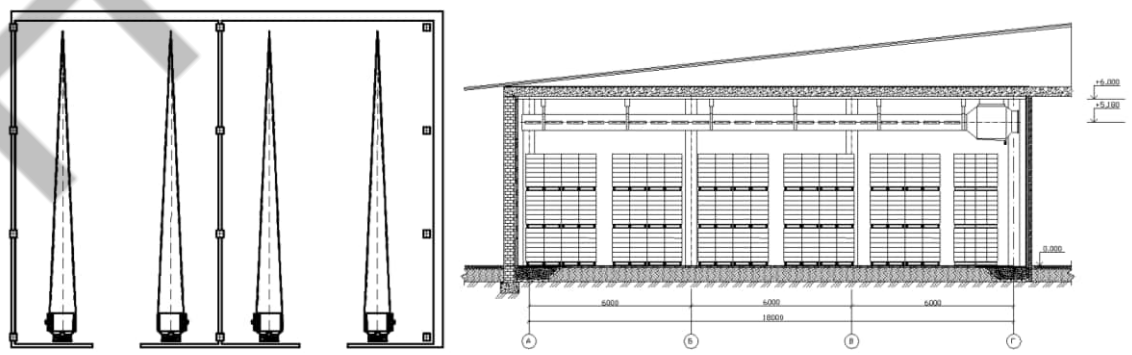
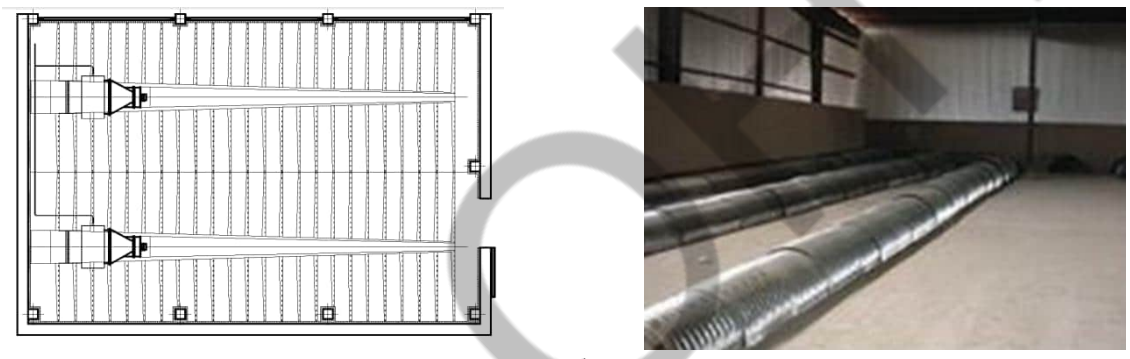


Рисунок 2 – Камера зберігання плодоовочевої продукції з одноканальною системою розподілу повітря

Охолоджене повітря, що виходить із сопел зі швидкістю 10–15 м/с, утворює потік, який витісняє тепле повітря з простору між штабелів. Кут нахилу струменя підбирають таким чином, щоб повітря рухалося над верхньою межею вантажу, не потрапляючи безпосередньо на продукцію. Вентиляційні канали розміщують над вантажними проходами, формуючи об'ємний повітряний канал для відсмоктування теплого повітря.

Охолоджувальні агрегати для таких вентиляційних систем можуть розташовуватись як усередині камер зберігання, так і за їх межами — через спеціальні вікна у стінах приміщення. Така компоновка дає змогу суттєво зменшити внутрішні теплові надходження від електродвигунів вентиляторів, а також втрати холоду, пов'язані з процесом розморожування теплообмінників. Конструкція вентиляційних каналів забезпечує можливість ефективного застосування пристроїв для підігріву чи зволоження повітряного потоку.

Системи **активного вентилювання** вважаються найефективнішими для тривалого зберігання овочів і фруктів. Ідеальне активне вентилювання передбачає, що кожна одиниця продукції рівномірно омивається примусовим потоком повітря із заданими параметрами температури, вологості та швидкості руху. При цьому зміни характеристик повітря за межами об'єму штабеля вважаються неістотними.



а б

Рисунок 3 – Камери зберігання плодоовочевої продукції з системами активного вентилювання: а) підлогова; б) з зовнішніми повітроводами

Одним із найрезультативніших варіантів систем активного вентилювання є подача охолодженого повітря через **перфоровану підлогу** (рис. 3а).

Тепле повітря, що виходить із штабелів із плодоовочевою продукцією, надходить у повітропроводи через отвори, розташовані під стелею камери або безпосередньо над штабелями. Далі воно проходить через теплообмінні секції охолоджувального приладу, де охолоджується. Після цього охолоджене повітря спрямовується вертикальними каналами під підлогу камери.

У підпідлоговому просторі повітря розподіляється по горизонтальних каналах постійного статичного тиску відповідно до напрямку його руху. Звідти охолоджене повітря подається знизу вгору в товщу штабелів із продукцією, забезпечуючи ефект активного вентилювання, тоді як тепле повітря відводиться з камери.

Більш спрощеним конструктивним рішенням є розміщення повітропроводів безпосередньо на підлозі вздовж камери. Такий варіант широко застосовується під час зберігання овочів насипом (рис. 3б).

Таким чином, можна виконати порівняльний аналіз трьох типів систем повітророзподілу, які застосовуються у камерах зберігання:

- системи зі стельовими повітроохолоджувачами,
- одноканальної системи з повітропроводами постійного тиску
- системи активного вентилювання.

Висновки аналізу (Техніко-економічні розрахунки проводилися для однієї камери зберігання):

1. За рівнем капіталовкладень найдешевшою є безканальна система зі стельовими повітроохолоджувачами. Одноканальна система має приблизно таку ж вартість завдяки можливості встановлення меншої кількості, але більш потужних агрегатів. Система активного вентилювання є істотно дорожчою, оскільки потребує будівництва як щілинних каналів у підлозі, так і повітропроводів для відсмоктування теплого повітря над поверхнею продукції.

2. **За енергозатратами** найефективнішою є **система активного вентилювання**, оскільки вона, по-перше, забезпечує підтримання заданого температурного режиму **безпосередньо всередині штабелів продукції**, а не у всьому об'ємі камери, а по-друге — потребує **меншої кількості вентиляторів** завдяки використанню агрегатів більшої потужності. На другому місці за енергоефективністю знаходиться **одноканальна система**, тоді як **безканальна система** є найбільш енергозатратною.

3. **За якістю зберігання продукції** перше місце також посідає **система активного вентилювання**: втрати маси продукту протягом тримісячного періоду зберігання становлять близько **3%**. Далі йде **канальна система**, де втрати сягають приблизно **5%**, а **безканальна система** демонструє найгірші показники — **до 6% втрат маси**. Термін окупності систем в порівнянні істотно залежить від питомої вартості продукту, який зберігається і складає від одного до трьох років.

Список інформаційних джерел

1. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес., Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 222.
2. Зімін О.В. Системи повітророзподілу камер зберігання плодоовочевої продукції [Текст] / О.В.Зімін // Холодильна техніка та технологія. - 2015. - № 51 (3). - С. 10-13.
3. Коробкіна З.В. Прогресивні методи зберігання плодів та овочів [Текст] / З. В. Коробкіна. - Київ: Врожай, 1989. - 168 с.

УДК 620.92

ЕКОЛОГІЧНЕ ПРОЕКТУВАННЯ «ТЕПЛОГО ДОМУ» В УМОВАХ ОБМЕЖЕНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ

Якуб Л.М., проф. кафедри ЕТ та ПЕ ОНТУ, lydia.yakub@gmail.com

Енергосистема України залишається вкрай вразливою і продовжує працювати з великими зусиллями в аварійному режимі майже без запасу міцності, як для електромереж, так і для генерації. Потужність генерації зменшилася більш ніж вдвічі (з 37,6 ГВт до 18,3 ГВт) станом на 30 квітня 2023 року.

На даний час ситуація погіршилась. Зазначається, що маневрена потужність системи постраждала найбільше і зменшилася на 68% (з 14,3 ГВт до 4,6 ГВт) насамперед за рахунок ударів по теплових електростанціях. Потужності ядерної генерації зменшилася на 44% (з 13,8 ГВт до 7,7 ГВт). Потужність гідроелектростанцій зменшилася на 29% (з 6,6 ГВт до 4,7 ГВт). При цьому, відновлювальні джерела енергії зменшилися на 24% (з 8,1 ГВт до 6,2 ГВт).

Мета роботи: оцінка можливості відбудови еко-будинку на території півдня України з використанням відновлюваних джерел енергії та будівельних матеріалів отриманих шляхом переробки зруйнованих споруд.

Виробництво електроенергії ґрунтується на спалюванні вугілля, мазуту, природного газу, використанні атомної енергії, енергії води та Сонця. Більше 44% всієї електроенергії виробляють

НТБ ОНТУ

теплові електростанції (ТЕС). Вони працюють на вугіллі, газі, мазуті, тому розміщуються поблизу джерел палива і споживача.

Одним з основних факторів, який обмежує розвиток електроенергетики на Україні є екологічний. Викиди від роботи цієї галузі становлять близько 30% всіх твердих часток, що надходять в атмосферу внаслідок господарської діяльності людини. Крім того, енергетика виробляє до 63% сірчаного ангідриду і понад 53% окису азоту, що надходять у повітря від стаціонарних джерел забруднення.

Перспективи вугільних ТЕЦ, основних споживачів енергетичного вугілля, розглянути в розрізі трансформацій енергетичного ринку України. Ключові цілі стратегії України: - прогресивний перехід до відновлюваної енергетики - скорочення споживання енергоресурсів; - зниження енергоспоживання.

Ми бачимо перспективи використання вугільний ТЕЦ, для регулювання нерівномірної роботи вітряної і сонячних електростанцій, робота яких залежить від погодних умов.

Отримання електроенергії із сонячного випромінювання являє собою чисту альтернативу електроенергії з викопного палива, при чому без забруднення повітря і води, без негативних наслідків, які відображаються у глобальному потеплінні. Ще одним плюсом даної технології є відсутність залежності від стаціонарної подачі електроенергії. Використання сонячної енергії – один із пріоритетних напрямків розвитку альтернативної енергетики.

Але в умовах війни використання сонячних колекторів дуже залежіть від руйнування будинків при влучання дронів або ракет. Також енергія залежить від погодних умов — чим менше сонця, тим менша ефективність. На те, скільки енергії може бути отримано від сонця, впливає також добова й сезонна циклічність.

Переорієнтація опалювальної галузі на біопаливо, дозволила б нам використовувати в теплопостачанні у 4-5 разів більш дешевий вид палива. Маємо її показник у заміщенні ресурсами біоенергетики близько 4,5 млрд куб м газу, що може зрости за умов розвитку ринку.

Потенціал використання твердого біопалива для енергетичних потреб високий: лише від відходів сільськогосподарських культур економічний потенціал заміщення складає близько 34 млн тон або 9,3 млрд кубів природного газу, а від енергетичних культур – 20 млрд куб м природного газу. Деревна біомаса за потенціалом своєї тепловіддачі може замінити тисячу кубічних метрів газу двома тонами гранул з деревини.

Теплові насоси використовують для опалення будинку. Теплові насоси в свою чергу використовують всі наявні альтернативні джерела енергії. Вони відбирають тепло у води, повітря, землі. У невеликих кількостях це тепло є там навіть взимку, ось його і збирає тепловий насос і перенаправляє на обігрів будинку. Навіть при мінусовій температурі такі агрегати працюють, правда при не дуже «глибокому» мінусі - до -5 ° С.

У цьому випадку недолік один - великі обсяги земляних робіт. Доводиться знімати ґрунт на великій площі, та ще на солідну глибину. Термальні поля з закопаними нижче глибини промерзання трубами дають можливість використання геотермальних температур. Бурять кілька свердловин великої глибини, в них опускають контуру з теплоносієм. Чим хороший цей варіант - мало місця вимагає, але не скрізь є можливість бурити на великі глибини.

Основний недолік теплових насосів - висока ціна самого насоса, та й монтаж полів збору тепла обходиться недешево. На цій справі можна заощадити, зробивши насос самостійно і також своїми руками уклавши контуру, але сума все одно залишиться чималою. Плюс в тому, що опалення буде недорогим а діяти система буде довго.

В роботі звертається увага саме на використанні теплового насосу для обігріву житлового будинку та будівельних матеріалів отриманих шляхом переробки зруйнованих споруд. Найбільші складнощі викликає пристрій першого зовнішнього контуру, який збирає тепло. Так як джерела низькопотенційні (тепла у них мало), то для збору його в достатній кількості потрібні великі площі.

НТБОНТУ

Потужність теплового насоса можна підбирати виходячи з моновалентного або бівалентного режиму його роботи.

У першому випадку передбачається, що тепловий насос використовується як єдиний генератор теплової енергії. Відзначено, що при установці теплових насосів в першу чергу слід подбати про утеплення будівлі та встановлення склопакетів з низькою теплопровідністю.

Перевага теплових насосів полягає також і в тому, що вони можуть застосовуватися в комбінації з іншими нетрадиційними теплоджерелами, такими, як сонячні водонагрівачі, біоенергетичні установки, установки з переробки і спалювання твердих побутових відходів.

Для підбора теплового насоса або сонячного колектора для опалювання будинку потрібно знати теплові витрати будинку.

Еко-дім - це система з позитивним екологічним ресурсом, для втілення визначення поняття еко-будинок на практиці необхідно виконати наступні дії [1]. Еко-дім повинен забезпечуватися теплом, гарячою водою та електрикою тільки за рахунок відновлених видів енергії і бути будинком нульового енергоспоживання, для будівництва еко-будинку повинні використовуватися місцеві будівельні матеріали, мало витратні за способом видобутку, переробки, перевезення, що дозволяють застосовувати технології будівництва будинку без важкої техніки, при експлуатації еко-будинку необхідно застосовувати природні біоінтенсівні технології для переробки та утилізації органічних відходів і для підвищення родючості ґрунту, вирощування сільгосппродукції.

Правильна орієнтація будівлі по сторонах світу, відкритість і відсутність затінення південного фасаду, захист від вітру північного глухого боку будівлі зеленими насадженнями, деревами, іншими будівлями господарського призначення; розташування з півдня максимальної кількості вікон, світлопрозорих конструкцій, які пропускали б глибоко в будівлю промені низького зимового сонця, але не більше 40% від площі стін; повне утеплення всього периметра будівлі: фундаменту, стін, даху; тобто, створення зовнішньої теплоізоляційної оболонки будівлі.

Сучасні технології створили можливість спорудження такого житла, яке б з однієї сторони, забезпечувало людині гідне життя, а з іншої - суттєво знижувало негативний вплив на навколишнє середовище. Таким чином з'явилися будинки нового типу, які назвали екологічними, або еко-будинками.

В роботі розглядається можливості пілотного проекту французької компанії Neo-Eco на території України. Пілотний проект французької компанії Neo-Eco на території України - розробка будинків з екологічним напрямком було представлено французькою компанією Neo-Eco.

Французька Neo-Eco – це інжинірингова компанія, яка спеціалізується на екологічному відновленні пошкоджених об’єктів.

Будинки зведуть з монолітного залізобетону та облаштують підземні споруди подвійного призначення. До того ж, для будівництва нових полігонів потрібні гроші з місцевих бюджетів, а швидко їх виділити не вдасться. Тому спершу усе будсміття варто вивозити на наявні звалища для твердих побутових відходів або на тимчасові майданчики для збереження. А потім є кілька етапів.

Перший етап – сортування. Це покаже, чи можна утилізувати або переробити певні залишки.

Другий етап – дослідження. Також потрібно проробити технології для накопичення, сортування, переробки такого виду будсміття. Так, будинок складається з різних за структурою та походженням матеріалів, наприклад, металопластик, скло, армувальна сітка, мінеральна вата, деревина. Крім того, в руїнах є купа інших побутових речей.

Є також ще одна проблема – у руїнах будинків є і небезпечні відходи. Серед таких, наприклад, – азбестовий шифер. Усі матеріали сортувалися на місці – вручну або за допомогою техніки. Після сортування відбуваєтья переробка за допомогою спеціальної техніки. Для цього теж можна залучати підрядника. Потім усе використовувєтся в будівництві, .

Наприклад загалом на об'єкті переробили 15 тис тонн будівельного сміття. Утилізували лише 10% матеріалів. За словами віцепрезидента компанії Neo-Eco Барта Грюєра, повторне використання будівельних відходів дає змогу оптимізувати бюджет відновлення інфраструктури на 20-25%.

НТБОНТУ

Серед ноу-хау – використання стінових панелей з блоків, що містять просочену біовогнезахистом деревину та пресовану житню солому. За її словами, війна в Україні зруйнувала тисячі будинків, унаслідок чого утворилися мільйони тонн будівельного сміття. Утилізовувати його не вигідно та шкідливо для природи.

"Нео-еко Україна" готується масштабувати діяльність. Компанія вже підписала меморандум з Миколаєвом про реалізацію схожого проєкту.

"Будемо переносити досвід на Миколаїв, Херсон та інші міста, що постраждали від війни. Сподіваємося, що після Гостомеля процеси пришвидшаться" [2].

Врешті-решт, відсортоване будсміття з розбомблених будинків можна буде використати в підсипках під дороги, для створення бетону низької марки, щебеню, при зведенні нових будинків тощо. І для всіх цих процесів змінювати законодавство в Україні не потрібно.

Замість зруйнованих поселень треба почати планування екологічних міст з альтернативними видами енергії.

Одна з таких розробок стає еко-дім. Завдяки альтернативним джерелам енергії можна будувати будинки за принципом теплого дому, які будуть не залежні від ГЕС, ТЕС та АЕС. Також теплові насоси можуть стати розумним рішення проблеми глобального потепління.

По-перше, це досягається за рахунок того, що впровадження теплових насосів в побут зменшує відсоток споживання теплової енергії і енергії, в принципі, від інших джерел, які є так само джерелами викидів парникових газів і невикористаної теплової енергії. (Оскільки самі теплові насоси не є джерелами викидів парникових газів).

Використовуючи невичерпні джерела можна забезпечити будинок постійною електрикою та теплом, при цьому не завдавати шкоди навколишньому середовищу та здоров'ю людини. Будування таких будинків не тільки екологічно, це також економічно вигідно для його мешканців.

Література

Що таке еко-дім? – Укрбіо. URL: https://dom.ukr.bio/ua/articles/942/ (дата звернення: 12.11.2023).

Безвідходне виробництво. Як французи відбудовують житло в Гостомелі з будівельного сміття. Економічна правда. URL:https://www.epravda.com.ua/rus/publications/2023/03/28/698387/ (дата звернення: 14.11.2023)

НТБОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 697.91

ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ ЗІ ЗМІННОЮ ВИТРАТОЮ ПОВІТРЯ - ВАЖЛИВИЙ ІНСТРУМЕНТ У ЗАБЕСПЕЧЕННІ КОМФОРТНОГО МІКРОКЛІМАТУ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

Моісєєв В. О. аспірант ОНТУ., Жихарєва Н.В., доцент ОНТУ

У сучасному світі раціональне використання ресурсів, зменшення шкідливих викидів і оптимізація енергоспоживання є ключовими завданнями. На цьому тлі енергоефективні технології в системах підтримки мікроклімату набувають дедалі більшого значення.

Одним із сучасних рішень у цій сфері є впровадження систем вентиляції та кондиціювання із змінною витратою повітря, особливо актуальних для офісних приміщень. Комп'ютерне моделювання показало, як температура розподіляється в приміщеннях за різних теплових навантажень і за однакових внутрішніх умов.

Аналіз даних підтвердив доцільність використання таких систем для підтримання оптимальних температурних умов, допомагаючи виявити застійні зони та оптимізувати повітрообмін. Це дозволило визначити ефективність подібних рішень у контексті покращення мікроклімату і зниження енергетичних витрат.

Людина проводить значну частину часу на роботі, що робить створення комфортного та здорового мікроклімату одним із пріоритетів для забезпечення продуктивності та гарного самопочуття. Найбільш оптимальні умови для роботи, згідно з дослідженнями, досягаються при температурі 22–24°C. За недостатнього повітрообміну температура може досягати 30°C, що разом із високою вологістю і низьким рівнем кисню призводить до швидкої втомлюваності працівників.

Ефективні системи вентиляції та кондиціювання здатні не лише покращити умови праці, але й раціоналізувати використання робочого часу. У великих офісах і бізнес-центрах механічні системи повітрообміну є раціональнішими через значну тепловтрату природної вентиляції та потребу у великих об'ємах свіжого повітря. Енергоаудити таких будівель свідчать, що вентиляційні й кондиціонерні системи споживають приблизно 50% енергоресурсів, витрачених загалом на громадські споруди.

Європейський Союз акцентує увагу на зниженні споживання енергоресурсів, ввівши низку законодавчих ініціатив для боротьби з викидами парникових газів і забрудненням атмосфери [1].

Одним із важливих напрямів є підвищення енергоефективності будівель, зокрема оптимізація накопичення та використання енергії в системах теплопостачання й охолодження [2].

Особливий акцент робиться на розрахунку необхідного рівня повітрообміну та теплоти чи холоду, що потребують регулярних коригувань залежно від умов, як-от сонячна радіація й характеристика конструкцій будівель.

Сучасні інженерні системи переходять від стабільних режимів до керованих адаптивних рішень, які враховують динамічні зміни зовнішнього середовища та запити користувачів. Офісні приміщення, із постійним рухом людей і значними добовими коливаннями температури, потребують продуманих підходів до регулювання мікроклімату [3].

Це дозволяє долати перепади теплового навантаження протягом робочого часу та створювати комфортний простір для працівників і відвідувачів.

У процесі експлуатації систем з постійною або змінною витратою повітря в приміщеннях нерідко виникають ділянки з підвищеною температурою. Це може залежати від особливостей просторово-планувальних рішень, розташування меблів, робочих зон, обраної схеми повітрообміну чи конструктивних особливостей пристроїв для розподілу повітря [4].

НТБ ОНТУ

За використання схеми «зверху-вгору» застійні зони зазвичай формуються поблизу стін та поруч із робочими місцями. Особливо гостро проблема проявляється у кутах біля робочого столу, де зазвичай розташовані витяжні отвори. Щоб уникнути утворення таких зон, доречно дотримуватися таких рекомендацій:

1) Уникати розміщення робочих зон безпосередньо під витяжними отворами.

2) Забезпечити організацію подачі повітря струменями, спрямованими уздовж будівельних конструкцій.

3) Рівномірно розподіляти пристрої для подачі повітря по всьому простору приміщення.

З огляду на вищевикладене, нами запропонована і протестована наступна цільова функція спільної оптимізації теплового захисту об'єкта (теплового опору огороджень приміщення), в якому забезпечується заданий мікроклімат, і продуктивності енергозберігаючого кліматичного обладнання активної системи забезпечення цього мікроклімату. Цільова функція спільної оптимізації сумарної вартості теплової захисту приміщень та кліматичного обладнання, цілий рік забезпечують заданий мікроклімат.

Розроблена цільова функція є різницею початкових додаткових інвестицій в енергозберігаюче обладнання і додатковий тепловий захист і економії за 7 років експлуатації, отриманої від цього обладнання і посилення теплового захисту, яка забезпечує мінімум затрат [4]

$$Prf = \min\left[\Delta Pst + Pesob - \sum_{i=1}^{T} \frac{\Delta Qg}{(1+d-R)^i}\right] \quad (1)$$

Цільову функцію (Ptf - target function) для спільної оптимізації пропонуємо визначати з урахуванням можливої зміни вартості електроенергії та коефіцієнта дисконтування валюти.

ΔPst - додаткова вартість утеплення зовнішніх огороджень з метою посилення теплового захисту приміщень із заданим мікрокліматом (це може бути одна зовнішня стіна або всі стіни зовнішні стіни для отдельностоящего об'єкта) [5];

Pesob - витрати на покупку і установку в систему енергозберігаючого обладнання (наприклад: рекуператора або всього комплекту енергозберігаючого обладнання об'єкта);

і - номер року після введення в експлуатацію енергозберігаючого обладнання;

ΔQg - річна економія вартості споживаної електроенергії в результаті використання енергозберігаючого обладнання і посилення теплозахисту об'єкта (розраховується за середньомісячним температур зовнішнього середовища), кВт;

d - річний коефіцієнт дисконтування національної валюти

R - коефіцієнт річного зростання вартості кВт * години.

pel - вартість кВт години електроенергії з ПДВ

Цільова функція (5.1) має універсальний характер і може бути виконана для визначення терміну окупності.

Термін розрахункової експлуатації Т=7 років пропонується для подальшого обговорення. Прийнято вважати, що термін окупності енергозберігаючого обладнання, дорівнює терміну гарантії на це обладнання 2 4 роки, а термін отримання прибутку після терміну окупності, що дорівнює початковим інвестиціям в енергозберігаючі заходи, з урахуванням коефіцієнта дисконтування в межах 3-5 років. Використовувати термін служби на обладнання вентиляції та кондиціонування 15-20 років, наведений в ДБН В.2.5-67: 2013, в цільової функції (5.1) нераціональний.

НТБОНТУ

Висновки: Системи кондиціонування зі змінною витратою повітря вважаються більш ефективними для створення комфортного мікроклімату в офісних приміщеннях. Це пояснюється природою змін динамічних теплопритоків протягом дня, що потребують гнучкого реагування з боку системи. Серед основних переваг таких систем варто зазначити:

1) Зменшення розрахункової витрати багатозональних систем.

2) Скорочення загальної холодопродуктивності установок.

Завдяки точному регулюванню температури поданого повітря та визначенню навантаження на холодопостачання у вигляді суми максимальних добових навантажень (без врахування їхнього нерівномірного розподілу в часі), досягається підвищення ефективності функціонування.

Упровадження технології зі змінною витратою повітря передбачає облік найбільшого погодинного навантаження, що значно скорочує капітальні та експлуатаційні витрати на систему й холодильне обладнання. Вивільнений простір при цьому можна використати для інших цілей.

Як напрямок подальших досліджень доцільно розглянути економічний ефект від застосування систем зі змінною витратою повітря та проаналізувати ефективність організації повітрообміну в таких системах.

Література:

1. ДСТУ ISO 50001: 2014 Енергозбереження. Системи енергетичного менеджменту. Вимоги та настанова щодо використання (ISO 50001:2011, IDT). Київ, 2015. 19 с.

2. Про енергетичну ефективність будівель :ЗаконУкраїнивід 22.06.2017 р. №2118-VIII / ВерховнаРадаУкраїни. URL: http://zakon.rada.gov.ua/laws/show

3. ДБН В.2.5-67: 2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Київ, 2013. 149 с.

4. Джеджула В.В. Системи вентиляції зі змінною витратою повітря: особливості проектування та експлуатації. *Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві*. 2017. Том 22, № 1. С.106–111

УДК **628.3:620.9:658.8:502.2**

ПРИРОДНІ ХОЛОДОАГЕНТИ ТА ЗМІНИ КЛІМАТУ

Кушнір В.О., аспірант (ОНТУ, Одеса)
Яковлева О.Ю., докторант (ОНТУ, Одеса)

Сучасні технології, які спрямовані на використання природних холодоагентів стають нормою для застосування у супермаркетах не тільки країн-провідних кравців Європи та Японії, США та Латинської Америки, та також підтягується і Україна, не зважаючи на цінову політику, ми дбаємо про наше майбутнє відображаючи глобальний світовий тренд на реалізацію сталого охолодження. Супермаркети займають одну з ключових позицій у безперервному холодовому ланцюзі [1], що оказує вплив на розподільчі центри та постачальників. Одночасно виникають виклики, щодо змін клімату, на який впливають і холодильні системи зі своїми прямими та непрямими викидами в навколишнє середовище, також управління великою кількістю даних, коли ми працюємо з пошуком оптимального температурного режиму, зменшення енергоспоживання за рахунок підвищення енергоефективності та викидів парникових газів у режимі реального часу. Є можливість застосувати штучний інтелект (ШІ), та використати алгоритми ШІ для оптимізації роботи централізованих R744-систем, гібридних HFC(гідрофторвуглеці)/R744 систем також plug-in установок, що дозволяє зменшити втрати холодоагенту, підвисити енергоефективність, також за допомогою прогнозування

НТБ ОНТУ

аномалій у системі та технічного обслуговування, що в свою чергу допомагає суттєво знизити ризики нештатних ситуацій, можливих аварій та перевитрат енергії.

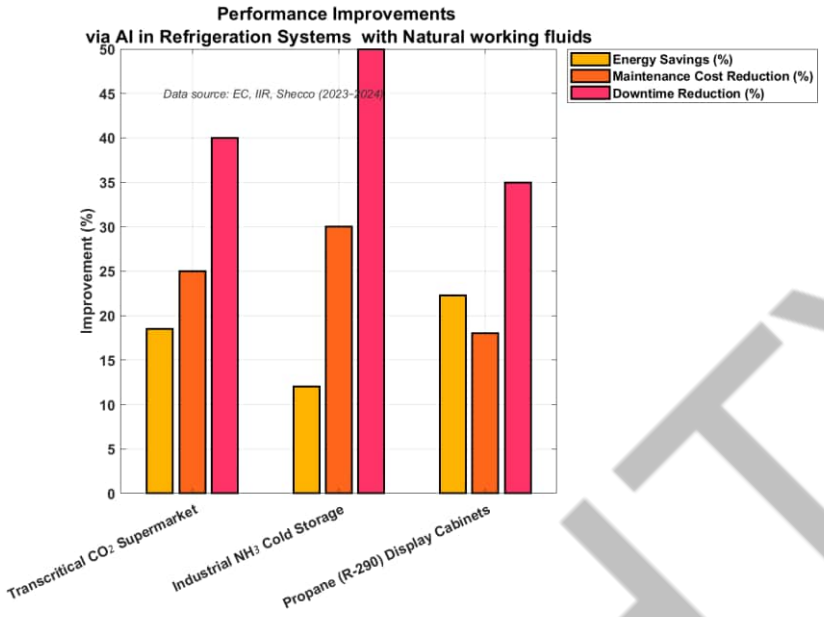
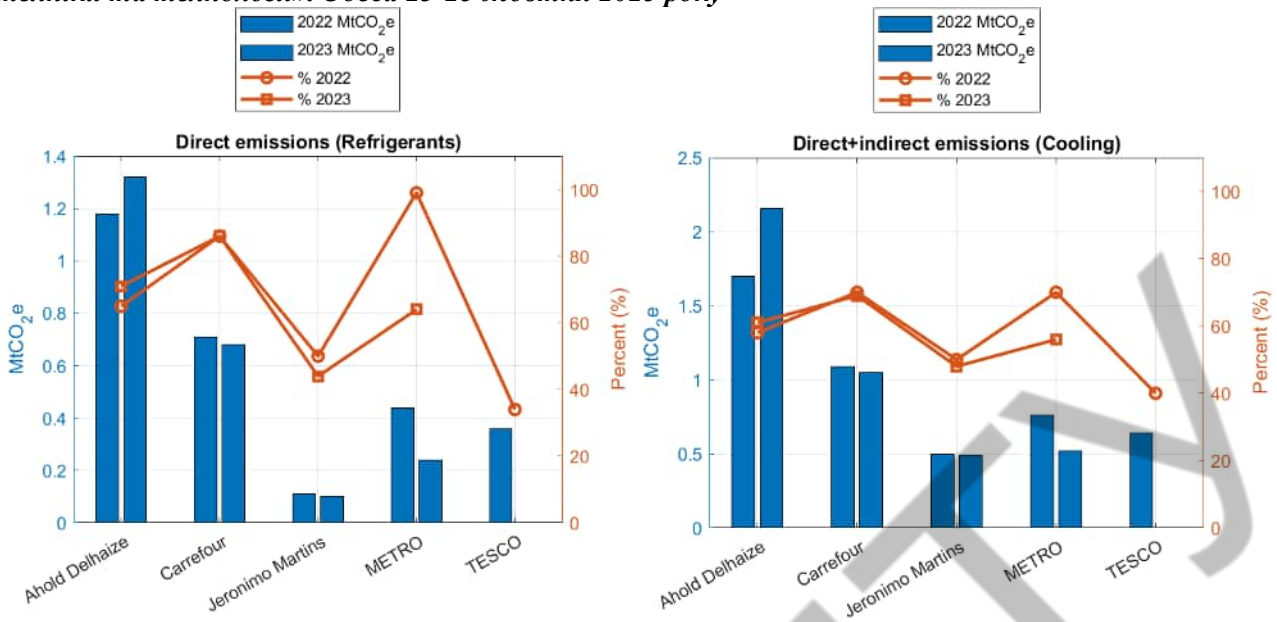


Рис.1 Підвищення енергоефективності за інтеграцією ШІ

Аналіз впровадження штучного інтелекту в холодильних системах з природними холодоагентами, як робочими рідинами демонструє значне покращення ефективності роботи системи. У транскритичних системах супермаркетів на CO_2, керування високим тиском та оптимізація розморожування на основі штучного інтелекту можуть знизити споживання енергії приблизно на 18,5%, скорочуючи час простою на 40%. Промислові аміачні системи також отримують суттєву вигоду, оскільки стратегії прогнозного обслуговування скорочують час простою до 50% [2] та витрати на обслуговування до 30%. Тим часом, холодильні шафи на пропані (R-290) демонструють найбільшу економію енергії – близько 22,3%, завдяки підвищеній ефективності розморожування та покращеному прогнозуванню попиту, що підкреслює широкий потенціал штучного інтелекту для оптимізації як використання енергії, так і експлуатаційної надійності для різних холодильних систем.

EIA (агентство екологічних розслідувань) провело дослідження та переглянула викиди, пов'язані з отриманням комерційного холоду, так дослідила цілі та практики сталого охолодження п'яти роздрібних торговців (супермаркети) – Ahold Delhaize, Carrefour, Jerónimo Martins, Metro AG та Tesco (Рис.1) [3].

НТБОНТУ



(а) (б)

Рис.1 Прямі та непрямі викиди в навколишнє середовище від холодоагентів (а) та охолодження (б) від загального споживання енергії.

Для завершення цього аналізу EIA отримало доступ до даних CDP (інформація про клієнтів, що стосовно впливу на навколишнє середовище та кліматичних ризиків, яка збирається та об'єднується в єдиний профіль з різних джерел за допомогою спеціалізованої електронної платформи) за 2023 рік (стосовно діяльності у 2022 році), та анкетування. Carrefour та Ahold Delhaize не відповіли на запит опитування, і, незважаючи на початкову відповідь, Tesco згодом відкликала свої відповіді. Роль охолодження у прямих та непрямих викидах наглядно на Рис.2, який надає показники значних викидів, пов'язаних з системами охолодження для супермаркетів. На опитування EIA, Jerónimo Martins та Metro AG зазначили, що викиди від охолодження становлять приблизно 50 відсотків від загального споживання енергії. На прохання прокоментувати, Ahold Delhaize заперечила припущення, що охолодження становить близько 50 відсотків непрямих викидів, зазначивши, що різниця в розмірах магазинів та електрифікації не враховувалася. Як видно, Ahold Delhaize має найбільшу частку прямих та непрямих викидів, пов'язаних з охолодженням, загалом 2,16 млн.т. CO2 еквіваленту у 2023 році, Carrefour відповідно 1,05 млн.т. CO2 еквіваленту, тоді як решта три роздрібні торговці повідомляють про нижчі рівні, приблизно по 0,5 млн. тонн CO2 еквіваленту кожен. Ще раз можливо зауважити необхідність застосування екологічно-безпечних технологій, природних холодоагентів, і це є одне з сучасних завдань дослідників та промисловців.

Централізовані системи CO2, які раніше стикалися з високими втратами холодоагенту та низькою енергоефективністю, сьогодні можуть використовувати ШІ для моделювання як термодинамічних процесів, так і адаптивного регулювання тиску з метою оптимізації енергоспоживання. Холодильні системи, які оснащені сенсорами та алгоритмами машинного навчання, сьогодні здатні прогнозувати пікові навантаження у магазинах, автоматично регулювати об’єм холодоагенту та температуру в торговельному обладнанні, що дозволяє економити близько 20–30 % енергії. Гібридні системи на HFC/CO2 та plug-in установки з природним холодоагентом R-290 також можуть інтегруватися з платформами штучного інтелекту для управління не тільки розподілом холодоагенту, а ще й контролю роботи вторинних охолоджуючих контурів також аналізу ефективності роботи холодильної системи в різних кліматичних умовах. При можливості проведення аналізу великих даних з декількох супермаркетів та розподільчих центрів, це дозволе визначати

оптимальні стратегії переходу на природні холодоагенти, також оцінити потенціал економії енергії та зменшення викидів.

При дослідженні транспортного холоду, можливо відмітити, що використання ШІ допомагає оптимізувати маршрути, допомагає не тільки контролювати температурний режим у реальному часі та управляти енергоспоживанням ізотермічних напівпричепів з холодильними системами на R-290, підвищуючи дальність пробігу і зменшуючи викиди до 85 %. ШІ також дозволяє прогнозувати необхідність обслуговування та заміни компонентів, що забезпечує безперервність холодового ланцюга і зменшує втрати продуктів.

Основним бар'єром впровадження природних холодоагентів залишається нестача кваліфікованих спеціалістів (для роботи з IT) та сертифікованих спеціалістів (для роботи з HC(hydrocarbons)). Штучний інтелект може доповнювати навчальні програми, створюючи симуляції роботи систем і інтерактивні тренажери, що прискорює навчання і підвищує кваліфікацію сучасних інженерів. Регулярний моніторинг і аналітика на основі ШІ дозволяють також стандартизувати процедури обслуговування і контролювати відповідність нормативним вимогам та стандартам. Таким чином, інтеграція технологій природних холодоагентів із системами штучного інтелекту до холодильних систем відкриває для промисловості нові можливості для глобальної трансформації сектора холоду. ШІ дозволяє не лише підвищити енергоефективність і як слід скоротити викиди, а й забезпечує надійність та прогнозованість роботи всієї інфраструктури — від супермаркетів та розподільчих центрів до транспортного ланцюга. Це створює реальні передумови для досягнення цілей Net Zero та стійкого розвитку у харчовій промисловості та комерційному холоду.

Використання природних холодоагентів у поєднанні з алгоритмами штучного інтелекту дозволяє значно зменшити прямі та непрямі викиди парникових газів, підвищити енергоефективність на 18–30 % та оптимізувати роботу холодильних систем у реальному часі. Це сприяє зменшенню енергоспоживання, підвищує надійність інфраструктури холодового ланцюга та наближає досягнення цілей Net Zero і сталого розвитку, попри виклики нестачі кваліфікованих спеціалістів.

Література

[1]. Copeland (2020). Supermarket Food Safety: Emerson Cold Chain Solutions. Cold Chain food retail. *Copeland.com.* Retrieved October 5, 2025, from https://e360blog.copeland.com/supermarket-food-safety-emerson-cold-chain-solutions/

[2]. Factory AI Group Pty Ltd. (2025). *Essential predictive maintenance checklist for food processing*. Factory AI Group Pty Ltd. Retrieved October 5, 2025, from https://f7i.ai/blog/essential-predictive-maintenance-checklist-for-food-processing?utm_source=chatgpt.com

[3]. Environmental Investigation Agency (2025) Climate Cooling the Climate Crisis Why investing in sustainable refrigeration is crucial for decarbonising supermarkets. *EIA-International.org* Retrieved September 27, 2025, from https://eia-international.org/wp-content/uploads/2025-EIA-UK-COOLING-THE-CLIMATE-CRISIS-SPREADS.pdf

НТБОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК **621.562:004.8**

ПРОБЛЕМИ ХОЛОДОВОГО ЛАНЦЮГА ТА МОЖЛИВОСТІ

Шемякін В.Є., аспірант (ОНТУ, Одеса)
Яковлева О.Ю., докторант (ОНТУ, Одеса)

Перед галуззю холодового ланцюга (Cold Chain) стають проблеми постійного характеру, такі як експлуатаційні та екологічні проблеми. Різноманітність проблем Cold Chain лежать у спектрі від технічних недолік роботи системи чи устаткування до можливого застосування методів роботи, які можуть привести к перевитратам енергії. Серед проблем вказаних промисловістю [1] – пошкодження дверей холодильних або морозильних камер, конденсація, зростання мікроорганізмів, вплив тепла та пошкодження товарів, які безпосередньо загрожують цілісності продукту та безпеки персоналу. Такі проблеми наголошують на те, що робота Cold Chain може привести до неефективності як фізичних, так і технологічних процесів. Пошкоджені двері, наприклад, порушують контроль температури, що може призвести до псування продукції, в той час як конденсація та зростання мікроорганізмів створюють ризики для здоров'я, що наголошує на необхідності випереджального обслуговування та моніторингу. Крім експлуатаційних ризиків, на логістику Cold Chain все більше впливають екологічне навантаження та енергоспоживання. Холодильне обладнання має високу енергоємність, а використання холодоагентів з високим потенціалом глобального потепління збільшує викиди. Перехід на природні холодоагенти, такі як R717 або R744, інтеграція відновлюваних джерел енергії та використання компресорів з регульованою швидкістю є ефективними стратегіями пом'якшення наслідків. Однак для цього потрібні капітальні вкладення, навчання персоналу та адаптація інфраструктури, що може створювати перешкоди для невеликих операторів. Технології відкривають перетворюючий потенціал пом'якшення цих проблем. Оптимізація маршрутів та консолідація вантажів на основі штучного інтелекту (ШІ) можуть скоротити витрати пального та терміни доставки, а датчики Інтернету речей та аналітика великих даних забезпечують моніторинг температури, вологості та продуктивності обладнання в режимі реального часу. Прогностичне обслуговування та цифрові двійники можуть підвищити експлуатаційну надійність, забезпечуючи як безпеку продукції, так і ефективність праці.

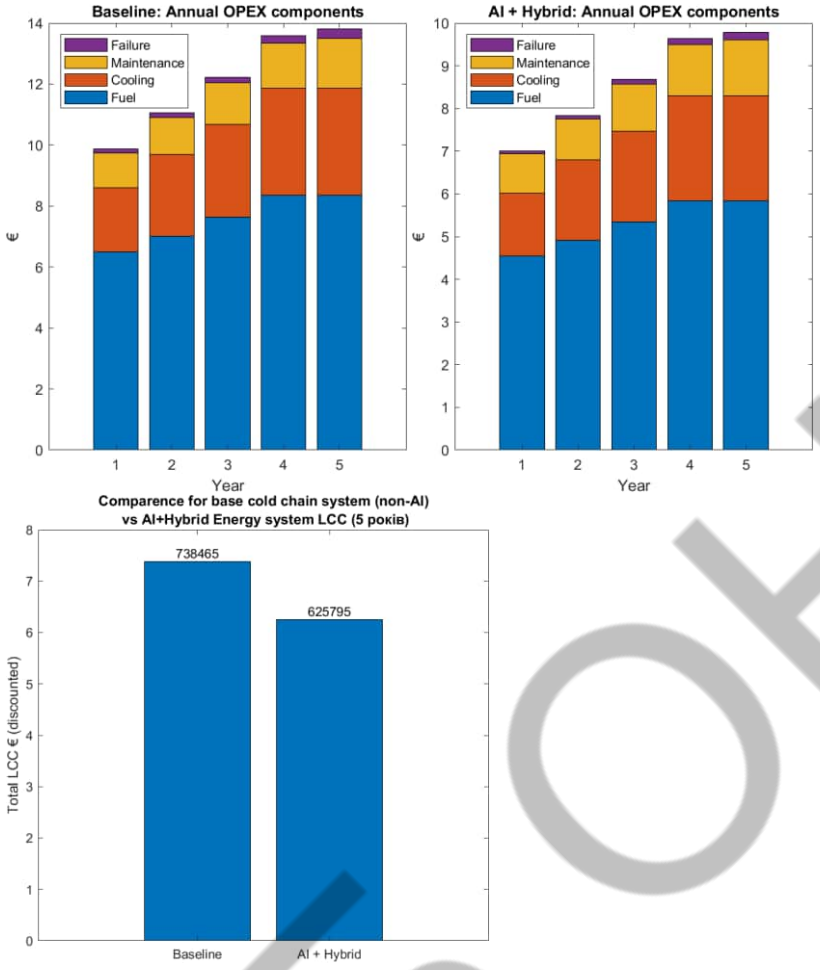
Проведено порівняльний аналіз базової системи холодового ланцюга та ШІ з гібридною системою. Використано метод аналізу життєвого циклу (LCCA) для оцінювання капітальних, експлуатаційних та ліквідаційних витрат протягом п’яти років експлуатації. Порівняльний аналіз виконано для двох систем: Baseline: традиційна холодильна система; AI + Hybrid Energy: модернізована система з алгоритмами оптимізації енергоспоживання та прогнозного обслуговування.

Метод LCCA охоплює [2-3] у рівнянні 1:

$$LCC = C_{cap} + \sum_{t=1}^{T} \frac{OPEX_t}{(1+r)^t} - \frac{S}{(1+r)^T} \quad (1)$$

C_{cap} — капітальні витрати (capital cost); $OPEX_t$ — річні експлуатаційні витрати (operational expenditure); S — ліквідаційна вартість (salvage value); ставка дисконтування r=5%; період аналізу (роки) T=5років.

Результати LCCA аналізу холодильних ланцюгів представлені на рис.1



(a) (b) (c)

Рис.1 Результати LCC аналізу для холодильних ланцюгів:

(a) – базова енергетична лінія для холодового ланцюга; (b) – холодовий ланцюг з інтегрованими штучним інтелектом та гібрідною системою; (c) – порівняння результатів LCC аналізу обох холодових ланцюгів зі ставкою дисконтування 5% та періодом аналізу 5 років.

На гістограмах видно, що система AI + Hybrid Energy має менші річні витрати у всіх категоріях (паливо, охолодження, технічне обслуговування, відмови):

Таблиця 1. Аналіз річних експлуатаційних витрат.

Показник	**Baseline (середнє, €/рік)**	**AI + Hybrid (середнє, €/рік)**	**Зменшення, %**
Паливо	75 700	52 790	−30 %
Охолодження	29 520	21 190	−28 %
Обслуговування	13 880	11 552	−17 %
Відмови	2 020	1 200	−41 %

Дисконтовані OPEX і LCC: Σ OPEX (Baseline) = €519 806; Σ OPEX (AI + Hybrid) = €368 889; LCC (Baseline) = €738 465; LCC (AI + Hybrid) = €625 795. Отже, економія становить €112 670, що відповідає 15,26 % скорочення життєвих витрат.

НТБ ОНТУ

Ліквідаційна (залишкова) вартість для інтелектуальної системи вища (€43 094 проти €31 341) завдяки довшому ресурсу обладнання та зниженню рівня деградації елементів при оптимізованому режимі експлуатації. AI-керована система разом з гібридною системою інтегрується у середні ланки холодового ланцюга — від обробки продукції до зберігання та транспортування.

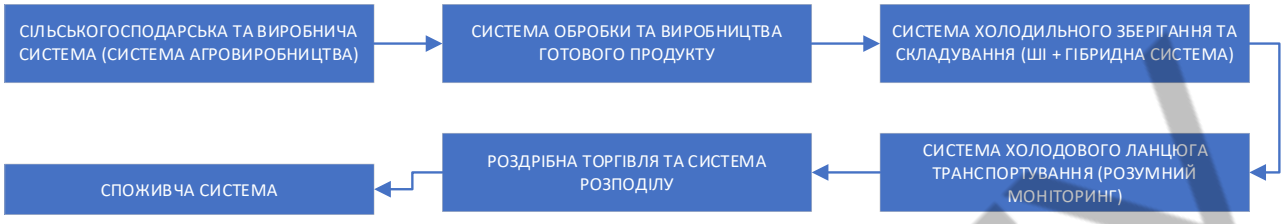


Рис.2 Повна структура безперервного холодового ланцюга

У межах проведеної інтеграції Рис.2 система забезпечує енергетичну автономність, прогнозоване технічне обслуговування, цифровий моніторинг температурних режимів та зменшення втрат продукту по всьому ланцюгу постачання. *Сільськогосподарська та виробнича система (система агровиробництва).*

Охолодження на рівні поля або агровиробництва, що запускає холодовий ланцюг. Системи до використання: льодогенератори, випарні охолоджувачі, охолоджувачі із сонячною батареєю. Інтеграція з ШІ (за потребами) може допомагати при плануванні збору врожаю та попереднього охолодження з урахуванням погодних умов. *Система обробки та виробництва готового продукту*. Обробка після збирання врожаю чи вилову. Енергоємний блок, ідеально підходить для гібридної інтеграції фотоелектричних систем та акумулятором холоду (TES – Thermal Energy Storage). Модулі ШІ виявляють можуть допомагати при виявленні аномалій у температурно-часових циклах для забезпечення безпеки харчових продуктів. *Система холодного зберігання та складування (Cold Storage & Warehousing System).*

Базова конфігурація (Baseline Configuration). Базова система холодного зберігання працює виключно від мережевої електроенергії (Grid Power) через головний електрощит, який живить компресорний агрегат і конденсатор. Контур циркуляції холодоагенту забезпечує роботу випарників, що підтримують задану температуру в холодильних камерах. Охолоджені продукти далі переміщуються через завантажувальний док, де здійснюється тимчасове зберігання або відправлення за вимогами власника. Керування відбувається за допомогою ручного або ПЛК-контролю, що спирається на покази датчиків (температури, тиску, витрати). У разі перебоїв живлення передбачено резервний дизель-генератор. Технічне обслуговування виконує команда інженерів за плановим ремонтом та періодичним моніторингом стану обладнання. Такий підхід забезпечує базову надійність, проте характеризується: високими експлуатаційними витратами на енергію, значними втратами холоду при пікових навантаженнях, відсутністю прогнозної діагностики, що призводить до незапланованих відмов.

Конфігурація з ШІ та гібридною системою (AI-Driven + Hybrid System). У вдосконаленій системі впроваджено комбіноване живлення від електромережі, сонячної фотоелектричної станції (PV Array) та інш. ВДЕ (вітрових турбін). Усі джерела енергії підключено до енергоменеджмент-системи (EMS), яка координує розподіл навантаження між мережею, акумуляторними батареями та споживачами. Компресорна станція обладнана

частотно-керованими приводами (VSD), що дозволяють регулювати потужність згідно з фактичним тепловим навантаженням. Охолодження забезпечується системою випарників середньої та низької температури, доповнених акумулятором холоду TES на основі фазозмінних матеріалів (PCM). Це може надавати змогу зміщувати пікові навантаження та оптимізувати споживання електроенергії. Мережа IoT-датчиків передає дані на Edge-шлюз, де попередньо обробляється інформація для AI-модуля. Штучний інтелект може виконувати прогнозне технічне обслуговування, оптимізацію енергоспоживання, прогнозування попиту. Керування здійснюється через локальний PLC/VSD-контролер, а також SCADA-панель оператора з можливістю віддаленого сервісу через хмарний портал.

У результаті інтеграції штучного інтелекту та гібридної системи можливо забезпечити стабільну економію понад 15% за п’ятирічний період. Спостерігаємо зниження витрат на експлуатацію та зменшення частоти відмов обладнання на ≈ 41 % підвищує надійність системи також знижує ризики втрат продукції, також підвищення ліквідаційної вартості демонструє подовження життєвого циклу обладнання за рахунок довшого ресурсу та модернізованих компонентів. Запропонована архітектура може бути інтегрована в безперервний холодовий ланцюг — від агровиробництва до споживача, створюючи основу для інтелектуальної холодової логістики нового покоління. Порівняльний аналіз проведено між базовою системою холодового ланцюга та вдосконаленим AI+Hybrid Energy безперервним холодовим ланцюгом.

Безперервність процесу транспортування та зберігання забезпечується завдяки інтеграції системи прогнозного керування та моніторингу на основі ШІ.

Література:

[1]. Rite-Hite. (2024). *Five common cold chain challenges*. Rite-Hite. https://www.ritehite.com/en/am/news/2019/blog/five-common-cold-chain-challenges

[2]. International Organization for Standardization. (2017). *ISO 15686-5:2017 — Buildings and constructed assets: Service life planning — Part 5: Life-cycle costing*. ISO.

[3]. ASHRAE. (2014). *ASHRAE guideline 14-2014: Measurement of energy, demand, and water savings*. ASHRAE.

УДК 536.421.4:532.72:004.942

РОЗРОБКА 2D-МОДЕЛІ КРИСТАЛІЗАЦІЇ СОЛЬОВОГО РОЗЧИНУ: ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ЧИСЕЛЬНІ АСПЕКТИ

Василів Б.О., аспірант, ОНТУ, Дорошенко В.М., професор, ОНТУ, Василів О.Б., доцент, ОНТУ, oleg_vas@ukr.net

Процеси кристалізації рідин, що містять розчинені домішки, є фундаментальним явищем, яке зустрічається у широкому спектрі природних та технологічних процесів (від формування морського льоду та геологічних формацій до кріоконсервації біологічних тканин та промислового опріснення води). Розуміння та прогнозування динаміки таких систем має величезне практичне значення.

Ключова особливість кристалізації сольових розчинів полягає у взаємозв'язку теплових та дифузійних процесів. Під час замерзання молекули розчинника (води) утворюють кристалічну

решітку льоду, тоді як іони солі переважно витісняються в рідку фазу. Це призводить до локального підвищення концентрації солі біля фронту кристалізації. Оскільки температура замерзання розчину залежить від його солоності (чим вища концентрація, тим нижча температура замерзання), фронт кристалізації сповільнюється. Цей складний двосторонній зв'язок робить аналітичний опис процесу майже неможливим, що зумовлює необхідність використання методів чисельного моделювання.
Метою цієї роботи є розробка та початковий аналіз 2D-осесиметричної моделі в середовищі COMSOL Multiphysics для симуляції процесу замерзання сольового розчину в циліндричній геометрії при охолодженні з внутрішньої поверхні. У цій роботі розглядаються постановка фізичної задачі, вибір математичних моделей для опису фазового переходу та переносу домішок, а також аналізуються очікувані чисельні складнощі та стратегії їх подолання.

Постановка задачі

1. Геометрія та вихідні умови

Модель розглядає 2D-осесиметричну область, що являє собою поперечний переріз порожнистого циліндра висотою H. Внутрішній радіус циліндра становить r_{in}, а зовнішній – r_{out}. Така геометрія дозволяє ефективно моделювати процеси в трубчастих системах, значно скорочуючи обчислювальні витрати порівняно з повною 3D-моделлю.
На початковий момент часу ($\tau = 0$) весь об'єм заповнений сольовим розчином з рівномірною початковою концентрацією солі c_{init} та температурою T_{init}. Процес ініціюється різким або поступовим зниженням температури, що відбувається лінійно протягом часового інтервалу τ_{ramp} на внутрішній стінці до значення T_{wall}, яке є нижчим за температуру замерзання розчину.

2. Фізичні моделі

Для адекватного опису системи необхідно поєднати три ключові фізичні явища: теплопередачу, фазовий перехід та масоперенесення солі.

- Теплопередача:

Основним механізмом є теплопровідність, яка описується стандартним рівнянням теплопередачі. Головна складність полягає у врахуванні виділення прихованої теплоти кристалізації. Для цього застосовується метод явної теплоємності (Apparent Heat Capacity Method). Суть методу полягає у введенні ефективної теплоємності $c_{p,eff}$, яка включає не лише стандартну теплоємність суміші, але й доданок, пов'язаний з виділенням прихованої теплоти плавлення L_f:

$$c_{p,eff} = \phi_s c_{p,ice} + \phi_l c_{p,water} + L_f \frac{\partial \phi_l}{\partial T}$$

де ϕ_s та ϕ_l — об'ємні частки твердої (лід) та рідкої фаз відповідно.

- Фазовий перехід:

Перехід між рідиною та льодом моделюється за допомогою згладженої функції Гевісайда (flc2hs), яка плавно змінює частку твердої фази ϕ_s від 0 до 1 у вузькому температурному діапазоні ΔT навколо температури замерзання T_m. Ширина цього переходу контролюється параметром ΔT_{smooth}.

$$\phi_s = flc2hs\big((T_m - T)/\Delta T_{smooth}, 1\big)$$

Похідна $\frac{\partial \phi_l}{\partial T}$ у рівнянні для $c_{p,eff}$ створює гострий пік, який і моделює інтенсивне виділення тепла під час кристалізації.

- Перенесення солі та зв'язок фізичних інтерфейсів:

Для опису дифузії солі використовується інтерфейс "Transport of Diluted Species in Porous Media", де рідка фаза виступає в ролі пористого середовища з пористістю ϕ_l.
Ключовим моментом є моделювання відторгнення солі (сегрегації). Під час росту льоду (коли $\frac{d\phi_l}{dt} > 0$), сіль "витісняється" з твердої фази, що моделюється як джерело (стік) маси R_c у рівнянні дифузії, що описує швидкість переходу солі з рідкої фази в тверду:

$$R_c = -k_{part} \cdot c_{eff} \cdot \frac{d\phi_l}{dt}$$

Центральну роль у цьому процесі відіграє параметр k_{part} – коефіцієнт розподілу. Ця безрозмірна величина (від 0 до 1) визначає, яка частка солі, що знаходиться на межі фазового переходу, вмерзає в лід, а яка – витісняється в розчин.

Найважливіший аспект моделі – двосторонній зв'язок між тепловими та дифузійними процесами. Він реалізований через температуру фазового переходу T_m, яка не є константою, а залежить від локальної солоності S_l за емпіричною поліноміальною формулою:

$$T_m = 273.15K + \left(a_1 S_g + a_2 {S_g}^{1.5} + a_3 {S_g}^2\right), K$$

Таким чином, зниження температури нижче температури замерзання викликає кристалізацію води, що призводить до збільшення концентрації солі у розчині, що, у свою чергу, змінює температуру кристалізації.

Розробка та розв'язання такої моделі пов'язані з низкою серйозних обчислювальних труднощів.

Головними причинами проблем є:

1. Висока нелінійність: Пік ефективної теплоємності c_{eff} є надзвичайно гострим, особливо при малих значеннях ΔT_{smooth}. Це вимагає від розв'язувача дуже дрібних кроків у часі для коректного розв'язання рівняння, що веде до тривалих розрахунків.

2. Жорсткість задачі: Система рівнянь є "жорсткою" через наявність процесів, що відбуваються на дуже різних часових масштабах: швидке виділення тепла на фронті кристалізації та повільна дифузія тепла і солі в об'ємі.

3. Сингулярність при повному замерзанні: Коли частка рідини ϕ_l наближається до нуля, пористість середовища для дифузії солі зникає, що може призвести до чисельної сингулярності (ділення на нуль).

Шляхами вирішення зазначених проблеми є наступні кроки:

1. Регуляризація фазового переходу: Ключовим параметром для керування стабільністю є ΔT_{smooth}. На початкових етапах розробки доцільно встановлювати його відносно великим (напр., 1-2 К), щоб "розгладити" пік теплоємності. Це дозволить швидко отримати збіжний розв'язок і перевірити загальну адекватність моделі. Надалі цей параметр можна поступово зменшувати для підвищення точності.

2. Адаптивне згущення сітки: Замість використання статичної дрібної сітки, яка є обчислювально дорогою, необхідно застосовувати адаптивне згущення. Цей механізм дозволяє COMSOL автоматично подрібнювати сітку лише в областях з високими градієнтами (тобто на рухомому фронті фазового переходу) і залишати її грубою в інших місцях. Це оптимальний підхід для задач з рухомими межами.

3. Стабілізація змінних: Для уникнення чисельної сингулярності при повному замерзанні вводиться мінімальна залишкова пористість. Коли обчислювальна клітинка сітки майже повністю замерзає, частка рідкої фази прямує до нуля. Це може призвести до помилки розрахунку, оскільки рівняння дифузії втрачає математичний сенс за відсутності неперервного середовища для перенесення солі. Обмеження пористості знизу гарантує, що мікроскопічний дифузійний шлях для солі завжди існує, що забезпечує стабільність розв'язку. Аналогічні прийоми використовуються для уникнення від'ємних концентрацій, що можуть виникати через чисельні осциляції.

Висновки та подальші кроки

У рамках даної роботи була сформульована постановка задачі для 2D-осесиметричного моделювання процесу кристалізації сольового розчину. Обрано підхід на основі методу явної теплоємності, що враховує залежність температури замерзання від локальної солоності та ефект відторгнення солі під час росту льоду.

Проаналізовано основні чисельні труднощі, пов'язані з високою нелінійністю та жорсткістю системи, та запропоновано ефективні стратегії їх подолання, зокрема регуляризацію фазового переходу, використання адаптивної сітки та стабілізацію змінних.

Наступними етапами роботи будуть:

НТБОНТУ

1. Проведення серії обчислювальних експериментів для валідації моделі та вивчення її чутливості до ключових параметрів (ΔT_{smooth}, k_{part}).

2. Аналіз отриманих результатів: динаміки росту товщини льоду, профілів розподілу температури та солоності в часі.

3. Порівняння результатів моделювання з аналітичними розв'язками для спрощених випадків (задача Стефана для чистої речовини) та з експериментальними даними.

УДК 504.06:632.937

ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА ТА ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ЗАХИСТУ ДОВКІЛЛЯ У ВИРОБНИЦТВІ БІОПРЕПАРАТІВ ДЛЯ ЗАХИСТУ РОСЛИН

Коваленко О.О., проф., ОНТУ, м. Одеса, e_kov@ukr.net
Нікіпелова О.М., проф., ІТІ «Біотехніка» НААН України, м. Одеса

Для захисту рослин використовують біологічні препарати інсектицидної, фунгіцидної та бактерицидної дії. Вони є ключовим інструментом для забезпечення екологічної безпеки в сучасному сільському господарстві. На відміну від традиційної хімії, біопрепарати для захисту рослин забезпечують цільове знищення шкідників та боротьбу з патогенами, не створюючи екологічних ризиків. Ключовими перевагами таких біопрепаратів є те, що вони не шкодять корисній ентомофауні, людині та тваринам [1], забезпечують стійку ефективність у довгостроковій перспективі, дозволяють проводити обробку майже перед самим збором урожаю, гарантуючи чистоту кінцевої продукції [2].

Світова тенденція до екологізації землеробства неухильно веде до витіснення хімічних препаратів на користь біологічних. Але в Україні використання біопрепаратів для захисту рослин останніми роками навпаки скорочувалося. Причинами цього називають брак інформації про виробників біопрепаратів та їх продукцію, перебування значної частки виробництва біопрепаратів у тіньовому обігу та інше. Разом з тим, глобальний вектор сталого розвитку дає підстави очікувати, що такої продукції з'являтиметься все більше в арсеналі українських аграріїв [3].

Незважаючи на беззаперечні екологічні переваги біопрепаратів для захисту рослин, розвиток їх ринку загострює одну з актуальних проблем у сфері технологій захисту навколишнього середовища. Ця проблема пов'язана із ефективним очищенням стічних вод біотехнологічних підприємств.

Хімічний і мікробіологічний склад стічних вод від виробництва біопрепаратів для захисту рослин залежить від типу біопрепарату, застосованих технологічних процесів (ферментації, центрифугування, дезінфекції тощо), обладнання, реагентів. В стічних водах таких виробництв містяться органічні (білки, цукри тощо), біогенні (азот, фосфор) і токсичні речовини (важкі метали, кислоти, луги), а також завислі речовини з культуральної рідини у вигляді плівок зі специфічних і патогенних мікроорганізмів (бактерій, грибів) та продуктів їх життєдіяльності (ферментів, екзо- та ендотоксинів). Проблемою є як високі концентрації вже відомих для виробництва біопрепаратів забруднювачів, так і поява в стоках нових і стійких до біологічного розкладання речовин (складна органіка, наночастинки). Скидання неочищеними чи недостатньо очищеними таких стічних вод у природні водойми або ґрунт є прямою загрозою для екосистем і здоров'я людини [4, 5].

Метою нашого дослідження є аналіз технологій очищення складних за хімічним і мікробіологічним складом стічних вод від виробництв біопрепаратів для захисту рослин та оцінка їх здатності забезпечити екологічну безпеку.

Для оброблення стічних вод від виробництва біопрепаратів традиційно використовують фізичні, хімічні і біохімічні способи та їх комбінації. Технологічну лінію розробляють з урахуванням показників якості стоків та вимог до якості очищеної води, її подальшого використання, наявних промислових площ та системи водовідведення, промислової потужності, фінансових можливостей підприємства тощо.

Якщо стік із підприємства спрямовують в централізовану систему водовідведення населеного пункту, то перед скидом в міську каналізаційну мережу стічні води локально очищають. Здійснюють механічну фільтрацію, знезаражують і нейтралізують. Таке оброблення стоків потребує дозування хімічних реагентів, а також витрат теплової енергії, необхідної для термічної обробки стоків. Порушення режимів хімічного оброблення стоків може негативно впливати на збереження активності мікрофлори в біологічних реакторах комунальних очисних станцій. А застосування тривалого термічного знезараження стоків погіршує енергоефективність виробництва. Тому для первинного очищення стоків все більше застосовують такі процеси, як центрифугування, макрофільтрацію, ультрафільтрацію, ультрафіолетове випромінювання.

При біологічному обробленні стоків розчинені органічні речовини розкладаються до простих за допомогою активного мулу в аеротенках, або біофільтрах чи мембранних біореакторах. Відбувається трансформація органічного азоту до іонів амонію з подальшим окисленням амонію до нітритів і нітратів. Нітрати піддаються дії мікроорганізмів-денітрифікаторів. Солі фосфорної кислоти коагулюють і осаджують. Утворені при біологічному обробленні осади концентрують, зневоднюють, спалюють або використовують як добриво. А очищені стічні води скидають в поверхневі водойми чи на ґрунт [4].

Загострення водної кризи в світі спонукає підприємців більше впроваджувати оборотне і повторне водокористування. При цьому виникає потреба у розділенні на підприємстві потоків стічних вод. Далі частина стічних вод після первинного оброблення на підприємстві може скидатися в міський колектор і відводитися на комунальні очисні споруди, а частина - очищатися на локальній очисній станції підприємства та спрямовуватися на повторне водокористування в якості технічної чи технологічної води. Це сприяє більш раціональному використанню водних ресурсів, збереженню природних водойм, зменшенню витрат підприємства на водопостачання і водовідведення.

Вузьким місцем організації повторного водокористування на підприємствах з виробництва біопрепаратів для захисту рослин залишається питання забезпечення високих стандартів якості очищених стоків. Тому третинному обробленню стоків (після біологічного очищення) слід приділяти дуже велику увагу. В сучасних технологіях очищення складних стоків вирішують цю проблему за рахунок застосування механічних фільтрів тонкої фільтрації, фільтрів з активованим вугіллям, з біосорбентами, з іонообмінними смолами. Все більше застосовують при доочищенні стічних вод електрохімічні способи, фотокаталіз, мембранні технології, а саме нанофільтрацію і зворотний осмос. Для розкладання складної органіки застосовують процеси глибокого окислення (комбінований вплив на стоки ультрафіолетового випромінювання та озону, ультрафіолетового випромінювання та перекису водню та інші). Лише застосуванням складних комбінованих процесів для вилучення забруднюючих речовин зі стічних вод підприємств з виробництва біопрепаратів для захисту рослин можна забезпечити необхідну якість очищеної води для повторного водокористування на підприємстві, а також для зрошення земель.

Висновок. Використання біопрепаратів є ключовим для екологізації сільського господарства, однак їх виробництво створює серйозну проблему – утворення складних і небезпечних стічних вод. Ці стоки, що містять органічні, токсичні речовини та мікроорганізми, загрожують екосистемам. Для забезпечення екологічної безпеки традиційних технологій очищення недостатньо. Вирішення полягає у впровадженні комплексних багатоступеневих систем, що включають сучасні технології

доочищення: мембранну фільтрацію, сорбцію та процеси глибокого окислення. Такий підхід не лише захистить довкілля, а й дозволить впроваджувати оборотне водокористування, що є критично важливим для сталого розвитку галузі.

Список інформаційних джерел

1. Хаблак С. Біопрепарати для захисту рослин від шкідників. Агроном.13.02.2025. https://www.agronom.com.ua/biopreparaty-dlya-zahystu-roslyn-vid-shkidnykiv/
2. Біоінсектициди (від компанії BTU Biotech company). https://btu-center.com/b-o-nsektitsidi
3. Крутякова В.І., Гулич О.І., Янсе Л.А. Стан і проблеми ринку біологічних засобів захисту рослин в Україні. Вісник аграрної науки, 2023, №1 (838), С.30 – 39.
4. Екологічна біотехнологія: принципи створення біотехнологічних виробництв: навч. посіб. /Л.Д. Пляцук, Є.Ю. Черниш. – Суми: Сумський державний університет, 2018. – 293 с. ISBN 978-966-657-739-2.
5. Rad, S.M.; Ray, A.K.; Barghi, S.Water Pollution and Agriculture Pesticide. Clean Technol. 2022, 4, 1088–1102.

УДК 621.56:664:628.5

ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В ХАРЧОВІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

Мадані М.М., доцент, ОНТУ, м. Одеса, madanikader50@gmail.com

Холодильна техніка є ключовим елементом харчової промисловості, адже забезпечує належні умови зберігання та транспортування продукції. Проте її застосування супроводжується значними енергетичними витратами та негативним впливом на довкілля [1].

Актуальність проблеми обумовлена зростанням вартості енергоносіїв, глобальною кліматичною кризою та міжнародними вимогами щодо скорочення викидів парникових газів.

У дослідженні використано аналітичний метод узагальнення наукових публікацій та технічних звітів щодо енергоспоживання холодильних установок, впливу холодоагентів на озоновий шар та зміну клімату, а також нормативних документів, що регламентують їх використання.

Розрахунки показують, що холодильні установки становлять до 40–60 % загального енергоспоживання харчових підприємств. Найбільші витрати припадають на компресори та системи вентиляції [2, 3]. Крім того, використання хлорфторвмісних та гідрохлорфторвмісних холодоагентів історично призвело до руйнування озонового шару, а сучасні гідрофторвуглеводні (HFC) характеризуються високим потенціалом глобального потепління (GWP). Альтернативними рішеннями є застосування природних холодоагентів (аміаку, CO_2, пропану) та впровадження енергоефективних технологій — рекуперації тепла, частотного регулювання компресорів, використання відновлюваних джерел енергії [4].

Головними екологічними проблемами холодильних систем залишаються витоки холодоагентів та високий рівень енергоспоживання. Водночас модернізація обладнання та використання інноваційних рішень дають можливість зменшити негативний вплив на довкілля та знизити експлуатаційні витрати. Використання природних холодоагентів потребує ретельного дотримання техніки безпеки, однак їхні екологічні переваги суттєво перевищують ризики. В табл. 1

представлені основні екологічні проблеми холодильної техніки в харчовій промисловості та шляхи їх вирішення.

Таблиця 1 – Екологічні та енергетичні проблеми холодильної техніки у харчовій промисловості та шляхи їх вирішення

Проблема	Наслідки	Можливі рішення
Високе енергоспоживання холодильних установок	Зростання витрат підприємств; непрямі викиди CO_2 при виробництві електроенергії	Підвищення енергоефективності (рекуперація тепла, частотне регулювання, автоматизація)
Використання холодоагентів з високим GWP	Посилення глобального потепління; кліматичні зміни	Перехід на природні холодоагенти (NH_3, CO_2, пропан)
Витоки холодоагентів та технічний знос обладнання	Погіршення екологічних показників; ризики для здоров'я персоналу	Модернізація обладнання; контроль герметичності систем
Витоки холодоагентів та технічний знос обладнання	Погіршення екологічних показників; ризики для здоров'я персоналу	Модернізація обладнання; контроль герметичності систем
Шумове та вібраційне навантаження	Негативний вплив на умови праці; акустичне забруднення	Застосування шумопоглинаючих матеріалів; оптимізація конструкції установок
Теплові викиди у навколишнє середовище	Локальне перегрівання повітря; додаткові навантаження на вентиляційні системи	Утилізація відпрацьованого тепла (наприклад, для підігріву води)

Холодильна техніка у харчовій промисловості створює значні енергетичні та екологічні проблеми, пов'язані з високим рівнем енергоспоживання та впливом холодоагентів на кліматичну систему. Розв'язання цих проблем можливе шляхом переходу до енергоефективних технологій, впровадження екологічно безпечних холодоагентів і оптимізації роботи холодильних систем відповідно до принципів сталого розвитку.

Список інформаційних джерел

1. Бєляєв М. М., Кучеренко О. В., Шевченко С. Г. Холодильна техніка та енергозбереження в харчовій промисловості : монографія. Харків : ХНУМГ, 2018. 215 с.

2. Герасименко Т. І., Дяченко С. В. Енергетична ефективність холодильних установок у харчовій промисловості. *Наукові праці НУХТ*. 2020. Т. 26, № 2. С. 145–152.

3. Мартинюк В. П. Сучасні екологічні проблеми холодильної техніки. *Вісник НТУУ «КПІ». Серія «Машинобудування»*. 2016. Вип. 70. С. 121–126.

4. Соколова О. В. Альтернативні холодоагенти та перспективи їх застосування. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України*. 2019. Вип. 312. С. 102–108.

УДК: 628 / 631.8: 333.7

ЕКОЛОГІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИРОЩУВАННЯ

НТБОНТУ

ЕНЕРГЕТИЧНИХ КУЛЬТУР

Шевченко Р.І., доцент, ОНТУ, м. Одеса, onaft.eko@gmail.com
Бароліс С.О., здобувач СВО «Магістр», ІІ курс, ОНТУ, м. Одеса

В сучасному світі все більша увага приділяється розвитку альтернативних відновлюваних джерел енергії, оскільки традиційна паливна сировина має тенденцію до виснаження, а ціни на неї регулярно зростають. В сільському господарстві відновлювані джерела енергії також стали особливо цікаві не тільки з точки зору їх використання, але і з точки зору економічної доцільності розвитку нових напрямків бізнесу та їх диверсифікації.

Енергетичні культури володіють рядом позитивних характеристик, з яких найважливішими є здатність рости на маргінальних грунтах, покращуючи їх якість. З біомаси можна виробляти широкий спектр енергетичної продукції: готове біопаливо, тверде гранульоване біопаливо (гранули, брикети, пелети), біопаливо другого покоління [1].

Визначаючи ефективність виробництва біопалива, важливо враховувати усі ефекти, що його супроводжують. Розрізняють чотири основні взаємопов'язані ефекти від виробництва та споживання біопалива: економічний, екологічний, енергетичний та соціальний.

Оцінювання екологічної ефективності виробництва та використання енергетичних культур здійснювали відповідно до методики оцінювання життєвого циклу [2].

Відповідно до цілей дослідження інвентаризацію вхідних та вихідних матеріальних та енергетичних потоків здійснювали в рамках продукційної системи, що обмежується збором врожаю.

З огляду на такі обмеження життєвий цикл системи вирощування енергетичних культур включає в себе стадії, наведені на рис. 1.

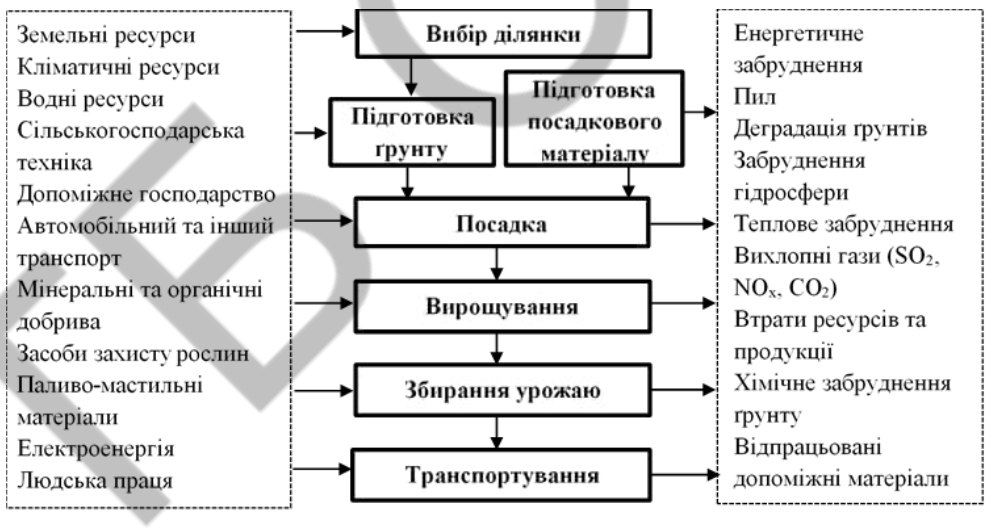


Рис. 1 – Життєвий цикл системи вирощування енергетичних культур

Ще одним обмеженням для аналізу був розгляд процесів вирощування сільськогосподарських культур єдиним або переважним призначенням яких буде саме енергетичне використання.

Слід зазначити, що традиційний розрахунок, коли результати зводяться до одиниці продукції у випадку оцінки впливу на довкілля енергетичних культур може виявитись недоцільним, адже одиницею продукції можуть бути дуже різні величини: загальна маса продукції, маса сухої речовини продукції, енергетичний еквівалент сирої або сухої речовини продукції. Останній показник краще співвідноситься з цільовим призначенням продукції – виробництвом енергії, але не враховує

НТБОНТУ

подальше використання продукції, наприклад, необхідність зберігання, підготовки до зберігання та використання (подрібнення, висушування, пресування та інше), використання (спалювання) або переробку (виробництво біоетанолу, біодизелю, біогазу з подальшим очищенням до біометану або без нього, продуктів термічного розкладання та інше) в продукт, придатний до використання та його зберігання, транспортування до споживача і використання для виробництва електроенергії, тепла, холоду.

Тобто, в залежності від хімічного складу енергетичних культур, потреб споживача та технічних, фінансових та інших можливостей виробника може бути декілька нерівнозначних з точки зору впливу на довкілля варіантів. Також слід враховувати придатність до переробки та можливості переробки кожного конкретного біоенергетичного ресурсу.

Аналіз, що враховує усі можливі аспекти виробництва та використання енергетичних культур є багатоваріативним та досить складним. Тому оцінювали вплив на довкілля лише процесів вирощування енергетичних культур, включаючи стадію збору та вивезення з поля врожаю. Звичайно, така оцінка не буде враховувати повний життєвий циклу енергетичної культури, але вона буде гарною відправною точкою до подальшого аналізу.

Оскільки теоретично можливий результат енергетичного використання будь-якого біоресурсу визначається кількісними характеристиками хімічного складу, а сама кількість, у відповідності до проведеного вище аналізу, залежить від ґрунтово-кліматичних умов, сортового потенціалу та ресурсно-технологічного забезпечення вирощування (частина біоенергетичного потенціалу відповідно до рис. 2) пропонується в якості одиниці вимірювання використовувати енергетичний еквівалент хімічного складу віднесений до одиниці площі, на якій енергетичну культуру вирощували [3], та перерахований в одиниці впливу – еквівалентну емісію парникових газів, виражену в одиницях маси вуглекислого газу як основного парникового газу.

Результати розрахунку емісії парникових газів представлені на рис. 2.

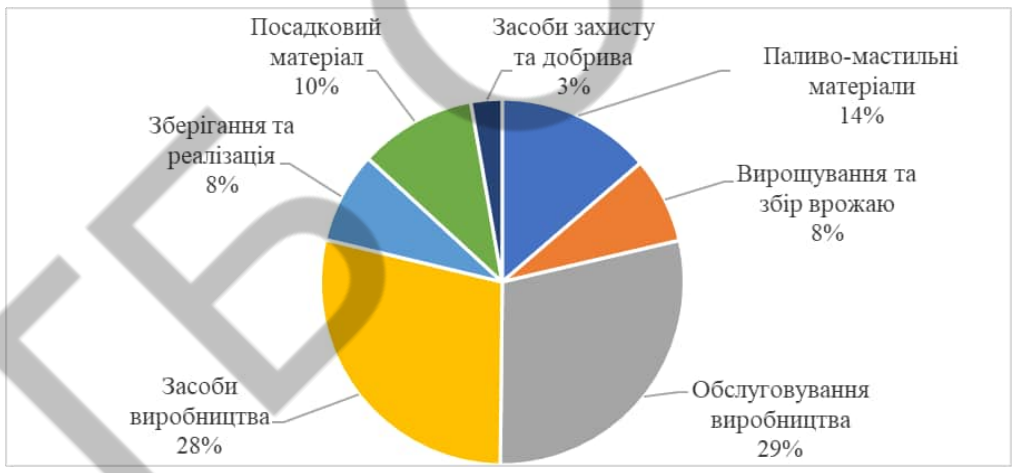


Рис. 2 – Вклад складових емісії парникових газів при вирощуванні міскантусу

Наведені на рис. 3 дані відповідають мінімальним витратам засобів захисту рослин та добрив, що є обов'язковими при підготовці плантації до посадки. Така ситуація можлива за умови досить високої якості ґрунту і відсутності необхідності протягом всього терміну вирощування застосовувати засоби захисту рослин. Відомо, що після кількох років вирощування на одному місці однієї культури, збільшується кількість шкідників, що може призвести до зменшення врожаю. Використання протягом всього терміну вирощування енергетичних культур обґрунтованих доз добрив та засобів захисту рослин дозволяє суттєво збільшити врожайність. Тенденції зміни емісії парникових газів при цьому наведено на рис. 3.

Як видно з представленого рисунку збільшення кількості добрив веде до закономірного

збільшення емісії парникових газів з одного гектару плантацій. Але така ілюстрація не враховує збільшення врожайності.

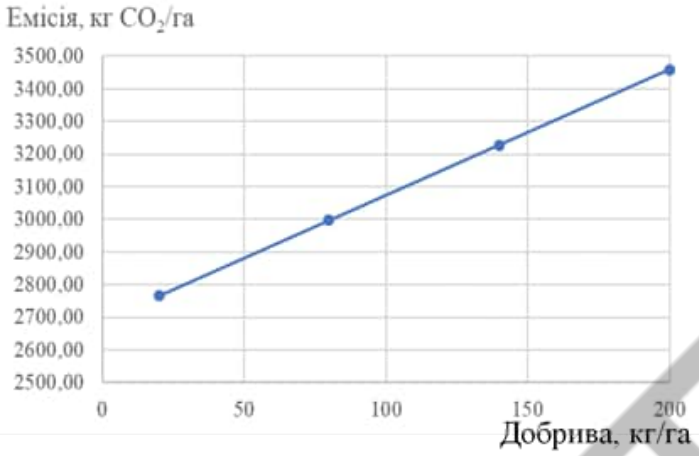


Рис. 3 – Емісія ПГ в залежності від кількості добрив

З метою врахування позитивного екологічного ефекту від збільшення врожайності провели оцінки заміни міскантусом найбільш екологічного викопного палива – природного газу. Результати розрахунку представлені на рис. 4.

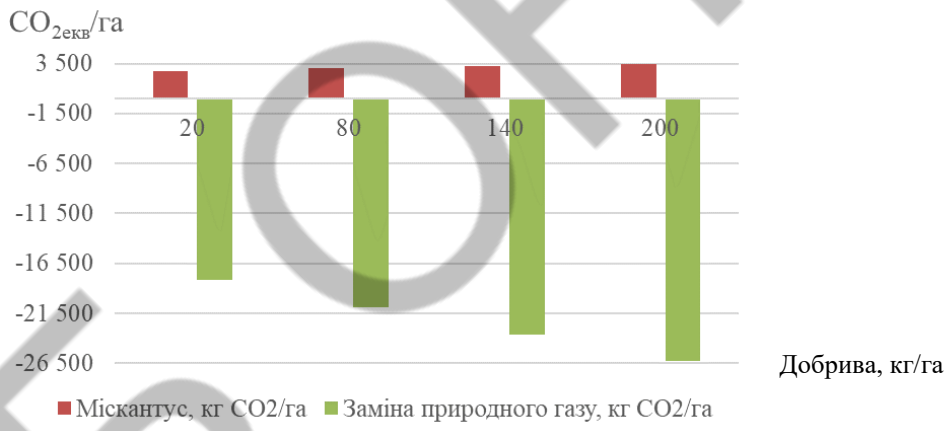


Рис. 4 – Екологічна ефективність тріски міскантусу

З представлених даних видно, як збільшення добрив призводить до збільшення емісії від вирощування, а заміна вирощеним міскантусом у вигляді тріски природного газу призводить до зменшення емісії на кількість зекономленого природного газу.

Отже, екологічна ефективність вирощування енергетичних культур обумовлена двома факторами: можливістю заміни викопних видів палива та покращенням родючості ґрунту (депонуванням в ньому вуглецю). Найбільш ефективним з екологічної точки зору є інтенсивні технології вирощування енергетичних культур.

Список інформаційних джерел

1. Блюм Я.Б., Гелетуха Г.Г., Григорюк І.П. та ін. Новітні технології біоенергоконверсії. К. : «Аграр Медіа Груп», 2010. 326 с.

2. ДСТУ ISO 14040:2013. Екологічне управління. Оцінювання життєвого циклу. Принципи та структура (ISO 14040:2006, IDT). URL: (saee.gov.ua) http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=70997 (дата звернення: 12.09.2025)

НТБОНТУ

3. Тараріко Ю. О., Несмашна О. Ю., Бердніков О. М., Глущенко Л. Д., Личук Г. І. та ін. Біоенергетична оцінка сільськогосподарського виробництва (науково-методичне забезпечення). Київ : Аграрна наука, 2005. 200 с

УДК 621.565.91.004.2

ДОСВІД ПРОЄКТУВАННЯ СУЧАСНИХ АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ

Козаченко І. С., провідний інженер ТОВ «ЮЖ - Холод», Одеса, ilya.s.kozachenko@gmail.com
Желіба Ю.О., доцент ОНТУ, Желіба Т.О., НУ «Одеська політехніка»

Вступ

Аміак (R717) беззаперечно залишається одним з найефективніших та екологічно безпечних холодоагентів для промислових холодильних систем. Проте сучасні проєкти установок великої потужності потребують поєднання високої енергоефективності, мінімальної ресурсоємності, надійності та безпеки. Важливим є не лише вдалий вибір компресорного та конденсаторного обладнання, а й правильна інтеграція усіх допоміжних систем, контурів проміжного холодоносія та засобів комплексної автоматизації, отримання найкращих для конкретного виробництва енергетичних та експлуатаційних характеристик.

Протягом 2024–2025 рр. авторами доповіді було виконано проєктування та упровадження в роботу трьох промислових аміачних холодильних установок (АХУ) для молокопереробних підприємств із холодопродуктивністю 2,1 МВт, 2,2 МВт та 8 МВт. Найбільш показовою є остання система загальною потужністю 8 МВт, оскільки вона охоплює всі технічні та технологічні рішення, реалізовані в попередніх проєктах, та доповнена додатковими інженерними рішеннями, спрямованими на підвищення енергоефективності, промислової безпеки та зменшення ресурсоємності. Особливості та показники саме цього проєкта представлені для обговорення у доповіді та цих тезах.

Дорожня карта проєктування

Холодильна аміачна установка, що обговорюється, скомпонована на підставі технологічного завдання, кваліфікованого розрахунку теплових навантажень з урахуванням графіків роботи технологічного обладнання виробництва. АХУ побудована по одноступеневому циклу з економайзером, на базі семи гвинтових компресорів Sabroe (600-1880 кВт холодопродуктивності) з частотним регулюванням обертів, що працюють у діапазоні рівнів температур кипіння мінус 11, мінус 3 та 3 °С і випарних конденсаторів. Для усунення техногенних ризиків від можливого розливу аміаку у віддалених кінцевих споживачів у разі аварій та аварійних ситуацій був передбачений проміжний контур холодоносія - крижаної води та розчину гліколю з насосними групами від виробника Grundfos та буферними баками-акумуляторами. Це також дозволило суттєво зменшити аміакоємність АХУ. Для підготовки холодоносія використані плівкові охолоджувачі та пластинчасті теплообмінники, що охолоджують воду та 35 % водний розчин пропіленгліколю відповідно. На рис.1 наведено спрощений ізометричний вид новопроєктованого приміщення компресорного та конденсаторного відділення АХУ. Більш детальні об’ємні моделі представлені в доповіді.

НТБ ОНТУ

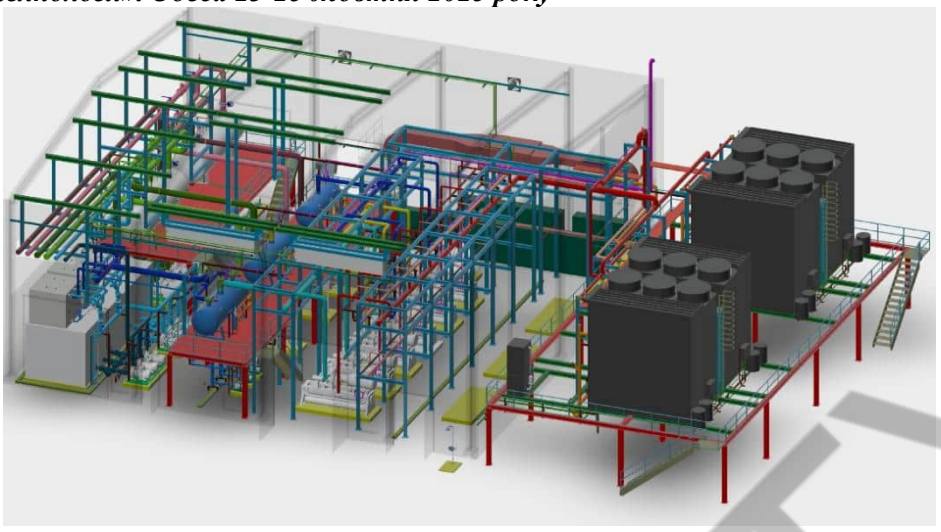


Рис. 1 – Новопроєктовані компресорне та конденсаторне відділення

Проєктування великої промислової холодильної системи для вирішення поставлених завдань зазвичай має складну дорожню карту та включає:

- коригування графіків роботи технологічного обладнання, що споживає штучний холод, для отримання більш стабільного протягом доби теплового навантаження, розрахунок необхідної холодопродуктивності, що передбачає глибоке знання холодильної технології та особливостей виробництва й технологічного обладнання;
- вибір та корегування (оптимізацію) режимів роботи холодильної системи в залежності від технологічних вимог виробництва та характеристик виробничого обладнання, кліматичних умов експлуатації АХУ та з урахуванням градації основного холодильного обладнання по продуктивності та його вартості, у тому числі вартості експлуатаційних показників;
- зазвичай підбір компресорних агрегатів із частотним регулюванням (VSD) для зменшення питомих витрат електроенергії;
- розрахунок, підбір та оптимізацію вибору конденсаторного, теплообмінного, насосного та допоміжного обладнання;
- застосування в схемному рішенні горизонтальних сепараторів і ресиверів високого тиску для стабільної роботи системи;
- складання принципової схеми холодильної установки з визначенням основних енергетичних та економічних показників (інвестиційних та експлуатаційних), попереднє затвердження схемного рішення АХУ Замовником;
- проходження незалежної технологічної та енергетичної експертизи у експертів-консультантів міжнародного рівня за указівкою Замовника;
- проходження незалежної експертизи з безпеки та відповідності вимогам законодавства;
- проведення тендерних процедур з постачання обладнання та наступне коректування характеристик системи по енергетичним і економічним показникам, схемного рішення для розробки робочої документації та специфікацій обладнання;
- об’ємне моделювання АХУ з урахуванням реальних будівельних конструкцій виробничих приміщень;
- інтеграцію автоматизованого регулювання рівня рідини в посудинах, системи збору мастила, відводу неконденсованих газів, системи очищення робочих речовин та ін.;
- розробку та погодження завдань «суміжним спеціальностям», перш за все на конструктивні та будівельні рішення для реалізації проєкта АХУ;
- розробку систем енергоживлення, комплексної автоматизації, керування та систем протиаварійного захисту;

- реалізацію комплексної безпеки АХУ: багаторівневу сигналізацію можливих витоків NH_3, аварійну вентиляцію, відведення від запобіжних клапанів за межі машинної зали, охолодження приміщень енергоживлення та комплексної автоматизації та багато іншого.

Досвід проєктування сучасних аміачних холодильних систем великої потужності підтверджує ефективність саме комплексного підходу та визначеної вище дорожньої карти. Застосування частотно-регульованих компресорів, насосів, вентиляторів, випарних конденсаторів різного типу, прогресивних конструкцій теплообмінників та проміжного контуру холодоносія, оптимізація вибору схемного рішення та робочих параметрів АХУ забезпечують її високу енергоефективність, зменшують заправку аміаку та підвищують рівень промислової безпеки, знижують ресурсоємність штучного холоду. АХУ, що обговорюється в доповіді, за усіма показниками відповідає сучасним вимогам до надійності, безпеки та ресурсоємності, у тому чи іншому варіанті комплектування та наповнення допоміжними системами, є апробованим, перевіреним рішенням для виробництв харчової та переробної промисловості. Це фактично стандарт на сьогодні в економічно розвинутих країнах. У доповіді також підкреслюється, що з підвищенням холодопродуктивності проєктованого об'єкта вимоги до оптимізації режимів експлуатації та техніко - економічних розрахунків ростуть на підставі простого пояснення – об'єми інвестицій та експлуатаційні витрати протягом життєвого циклу настільки вражаючі для звичайного пересічного спеціаліста і бізнесу, що нехтувати цим етапом дорожньої карти неможливо, просто злочинно. Термін окупності значних витрат на техніко – економічні розрахунки, тендерні процедури закупівлі основного обладнання складає декілька місяців.

Література:

1. **ASHRAE Handbook — Refrigeration.** Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2022. 787 p.
2. **IIAR Ammonia Refrigeration Piping Handbook.** 3rd ed. Arlington: International Institute of Ammonia Refrigeration, 2014. 312 p.
3. **EN 378-1:2016.** Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements. Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation. Brussels: CEN, 2016. 92 p.

УДК: 621.564:641.546.44

ВУГЛЕВОДНІ ХОЛОДОАГЕНТИ ЯК ОПТИМАЛЬНІ ПРИРОДНІ ХОЛОДОАГЕНТИ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

Марченко В.О., аспірант ОНТУ, Одеса, postvlad1995@gmail.com
Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф., hmel_m@ukr.net
Одеський національний технологічний університет

Актуальність дослідження. У глобальному науковому та суспільному дискурсі вже тривалий час акцентується увага на критичних екологічних наслідках глобального потепління, зокрема на необхідності зменшення антропогенних викидів парникових газів та їхнього впливу на стан озонового шару. З метою мінімізації таких викидів на міжнародному рівні запроваджуються нормативні обмеження щодо використання фреону, що супроводжується поступовим скороченням їхнього застосування та активним переходом до використання природних холодоагентів. На відміну від фреону, зазначені речовини характеризуються низьким потенціалом глобального потепління та відсутністю негативного впливу на довкілля.

Мета дослідження. Аналіз природних холодильних агентів у розрізі перспектив використання у майбутньому, а також у розрізі доцільності застосування у промисловому та комерційному призначенні.

НТБ ОНТУ

Основні матеріали досліджень. Законодавчі обмеження багатьох країн світу спонукають поступово відмовлятися від традиційних фреонів на користь холодоагентів із меншим потенціалом глобального потепління (ПГП). Такими холодоагентами є природні, а саме три основні види: аміак (NH_3), вуглекислий газ (CO_2) та вуглеводні холодоагенти (R290, R600a тощо). В залежності від сфери застосування кожен із природних холодоагентів має свої переваги та недоліки. На основі таких показників як: потенціал глобального потепління (GWP), вплив на озоновий шар, енергоефективність, теплофізичні властивості, безпека, сфера застосування, професійні вимоги до персоналу складено порівняльну таблицю (Таблиця 1).

Таблиця 1. Порівняльна характеристика природних холодагентів

Характеристика	Аміак (NH_3)	Вуглекислий газ (CO_2)	Вуглеводні (R290, R600a тощо)
Потенціал глобального потепління (GWP)	Дуже низький	Дуже низький (≈1)	Дуже низький
Вплив на озоновий шар	Відсутній	Відсутній	Відсутній
Енергоефективність	Висока, але обладнання громіздке і енерговитратне	Висока, з можливістю автономної роботи та дистанційного моніторингу	Дуже висока, на 10 % ефективніше за фреон
Теплофізичні властивості	Хороші, але обмежені через великі системи	Високий коефіцієнт теплопередачі, стійкість до втрат тиску	Висока прихована теплота випаровування, сприятливий тепловий режим для компресора
Безпека	Токсичний, вибухонебезпечний, обмежене застосування	Робочий тиск вищий за інші системи, але контрольований	Клас А3 (нетоксичні, проте високо займисті)
Сфера застосування	Великі промислові установки, не придатні для житлових зон	Системи охолодження, кондиціювання, харчова промисловість	Побутова техніка, кондиціонери, холодильне обладнання малої та середньої потужності
Професійні вимоги до персоналу	Тільки кваліфікований персонал, потрібні численні дозволи	Потрібен кваліфікований монтаж, обслуговування менш трудомістке	Підвищені вимоги до безпеки через займистість

Аналіз порівняльних характеристик природних холодоагентів (аміаку, вуглекислого газу та вуглеводнів) засвідчує їхню високу екологічну доцільність у контексті сучасних вимог до зменшення антропогенних викидів. Усі три групи речовин відзначаються надзвичайно низьким потенціалом глобального потепління (GWP) та відсутнім впливом на озоновий шар, що відповідає пріоритетам сталого розвитку та міжнародним екологічним регламентам.

З погляду енергоефективності найбільш привабливими є вуглеводні (R290, R600a тощо), які демонструють на 10 % вищу ефективність порівняно з фреонами, тоді як вуглекислий газ характеризується поєднанням високої продуктивності з можливістю автономного функціонування та дистанційного моніторингу. Аміак також забезпечує високий рівень енергоефективності, однак застосування його ускладнене через громіздкість і підвищені енергетичні витрати обладнання.

Теплофізичні властивості цих агентів мають відмінності, які визначають специфіку їх практичного використання:: аміак демонструє прийнятні показники, але обмежений у масштабних системах; вуглекислий газ має високий коефіцієнт теплопередачі та стійкість до втрат тиску; вуглеводні характеризуються високою прихованою теплотою випаровування та сприятливим тепловим режимом для роботи компресорів.

Щодо безпеки, аміак відзначається токсичністю і вибухонебезпечністю, що обумовлює обмеження його застосування, тоді як вуглеводні належать до класу А3 – нетоксичні, проте високо займисті. Вуглекислий газ, хоча й функціонує за вищих робочих тисків, залишається контрольованим у промислових системах.

НТБОНТУ

Сфера використання холодоагентів є чітко диференційованою: аміак застосовується переважно у великих промислових установках; вуглекислий газ – у системах охолодження, кондиціювання та харчовій промисловості; вуглеводні – у побутовій техніці та холодильному обладнанні малої та середньої потужності.

Таким чином, вибір оптимального холодоагенту залежить від поєднання екологічних, техніко-економічних і безпекових характеристик. Аміак залишається перспективним для великих промислових об'єктів, вуглекислий газ — для універсальних промислових та комерційних систем, тоді як вуглеводні демонструють найбільший потенціал у побутовому та малому бізнес-сегменті.

Висновок. Сучасний розвиток холодильних технологій зумовлює відмову від традиційного фреону і поступовий перехід до природних холодоагентів з низьким потенціалом глобального потепління (ПГП).

- Аміак (NH_3) зберігає високі теплофізичні характеристики, проте його токсичність, вибухонебезпечність і складність у використанні значно обмежують сферу застосування.
- Вуглекислий газ (CO_2) демонструє оптимальне поєднання екологічної безпеки та ефективності, однак вимагає складнішого обладнання й контролю робочого тиску.
- Вуглеводні (R290, R600a та інші) характеризуються найвищою енергоефективністю та екологічною чистотою, проте їхня займистість створює додаткові ризики, що потребують спеціальних технічних рішень.

Таким чином**,** найбільш перспективним холодоагентом у найближчому майбутньому вважається вуглеводні**,** оскільки вони поєднують низький ПГП, сприятливі теплофізичні властивості та відносну універсальність у сфері побутової та малої техніки, але потребують рішення з вибухонебезпечністю. Водночас вуглекислий газ (CO_2) залишається конкурентним у промисловому й комерційному використанні, а аміак поступово втрачає позиції через обмеження безпеки.

Список інформаційних джерел

1. Природні холодоагенти. *теплообмінники, сепаратори, декантери | Alfa Laval*. URL: https://www.alfalaval.ua/industries/energy-and-utilities/sustainablesolutions/sustainable-solutions/energy-efficiency/emission-reduction/natural-refrigerants/ (дата звернення: 25.09.2025).

2. Холодоагенти: переваги, недоліки та правильний вибір |. *Журнал Ягідник*. URL: http://www.jagodnik.info/holodoagenty-perevagy-nedoliky-ta-pravylnyj-vybir/ (дата звернення: 25.09.2025).

3. Вуглеводневий холодоагент, екологічно чистий і чистий. *China Isobutane R600A, Пропан R290, пропілен R1270, Isopentane R601A, Cyclopentane та Isobutylene, HEZE Sirloong Chemical Co., Ltd*. URL: https://ua.sirloonggas.com/info/hydrocarbon-refrigerant-74696259.html (дата звернення: 25.09.2025).

4. Падилькес И. Властивість холодильних агентів. Київ : Харч. пром-сть, 1981. 325 с.

5. Advantages and Performance of HC Refrigerant: Hydrocarbons. *https://www.nenwell.com/*. URL: https://www.nenwell.com/uk/news/advantages-and-performance-of-hc-refrigerants/ (date of access: 25.09.2025).

НТБОНТУ

УДК 621.565; 697.94

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИРОБНИЦТВА ШУГИ ТА УСТАНОВКА ДЛЯ ЙОГО ЗДІЙСНЕННЯ

Жихарєва Н.В., доцент, к.т.н ОНТУ , Когут В.О. доцент, к.т.н ОНТУ, Бушманов В.В. інженер

Виробництво шуги належить до холодильної техніки, а саме до способу та пристрою для виробництва шуги. Винаходом передбачено одержання шуги, що включає одночасну подачу охолоджуючогоагента і води до теплообмінного вузла, подачу одержаної шуги до резервуара для шуги, видалення шуги та повернення надлишків води з резервуара для шуги до резервуара для води.

Як теплообмінний вузол використовують контактний ежекторний теплообмінник, що міститьконфузор, камеру змішування і дифузор, перед подачею до контактного ежекторного теплообмінника охолоджуючий агент - повітря - через основний повітропровід нагнітають першим осьовим напірним вентилятором до повітроохолоджувача, де охолоджують до мінус 5 - мінус 10 °С. Потім прискорюють другим осьовим напірним вентилятором до 10-30 м/с і подають до конфузора контактного ежекторного теплообмінника повітря, де прискорюють до 50-100 м/с, а далі подають до камери змішування, в яку через форсунку, установлену на виході конфузора, вприскують воду, попередньо охолоджену до 0,3-0,5 °С в охолоджувачі води. Потім суміш надходить до дифузора, де швидкість потоку знижується до 20-30 м/с, а далі - до резервуара для шуги, звідки шугу з температурою 0-1 °С та надлишок охолодженої води відділяють, охолоджене повітря через рециркуляційний повітропровід повертають до основного повітропроводу, при цьому попереднє охолодження повітря і води здійснюють за допомогоюхолодильної машини.

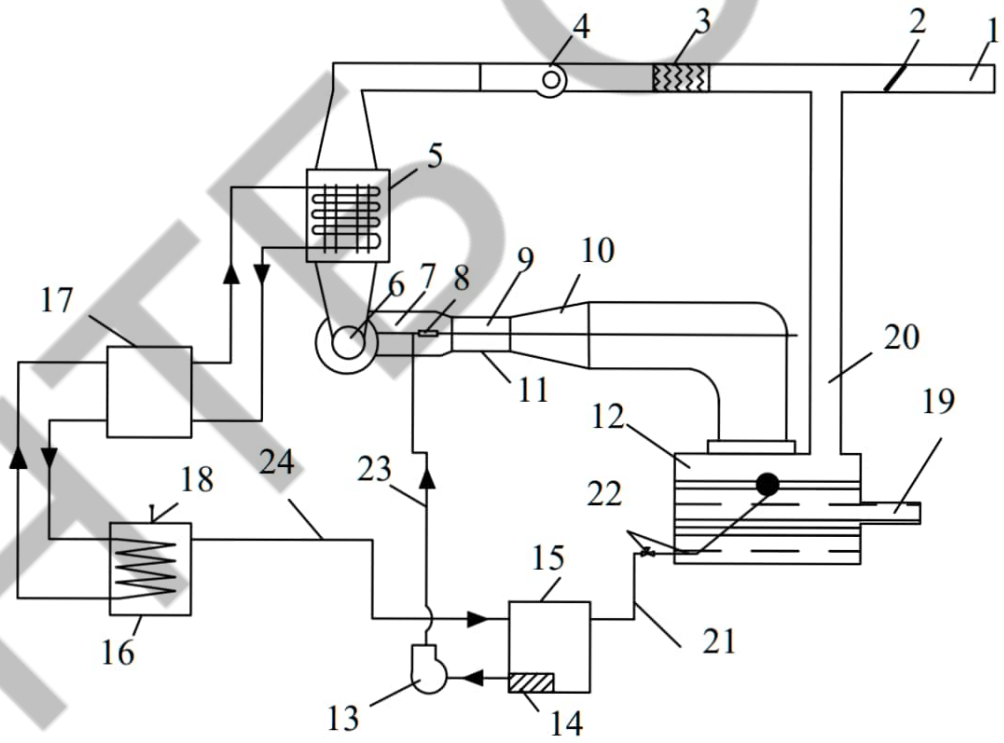


Рис 1. Схема установки

НТБ ОНТУ

4 **Принцип роботи** Повітря через основний повітропровід 1, на вході якого установлений повітряний клапан 2, проходить через фільтр очищення повітря 3. Очищене повітря 5 нагнітають осьовим напірним вентилятором 4 до повітроохолоджувача 5, де охолоджують до мінус 5…мінус 10 °С. Потім повітря прискорюють осьовим напірним вентилятором 6 до 10…30 м/с і подають до конфузора 7КЕТ 11, де прискорюють до 50…100 м/с, а далі - до камери змішування 9, в яку через форсунку 8, розташовану на виході конфузора 7 КЕТ 11, одночасно вприскують попередньо 10 охолоджену до 0,3…0,5 °С воду. В результаті миттєвого теплообміну утворюються кристали льоду. Одержана водо-крижана суміш надходить до дифузора 10 КЕТ 11, де швидкість потоку знижується до 20…30 м/с, далі - до РШ 12. Шугу з температурою 0…1 °С подають до споживача через трубопровід відбору шуги 19. Надлишок води через зливний патрубок 21 повертають до РВ 15. Охолоджене повітря через рециркуляційний повітропровід 20 повертають до основного 15 повітропроводу 1 для повторного використання. По трубопроводу подачі води з мережі постачання 18 вода надходить до охолоджувача води 16, а звідки - до РВ 15. З РВ 15 через водяний фільтр 14 і водяний насос 13 по трубопроводу подачі води 23 охолоджену воду подають до форсунки 8. Попереднє охолодження повітря і води здійснюють за допомогоюхолодильної машини 17, сполученої з повітроохолоджувачем 5 і охолоджувачем води 16.

Рис 3 Ежектор-теплообмінник

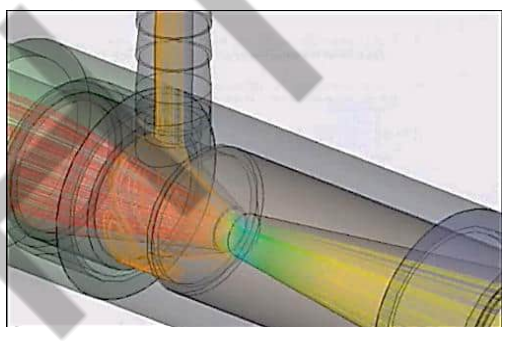


Рис 4 Розподіл теплового потока в ежекторі

Заявлений винахід забезпечує зниження тривалості процесу кристалоутворення та утворення однорідної шуги, зменшення енергетичних і економічних витрат за рахунок зменшення об'ємної витрати охолоджуваної рідини (води) та об'ємної витрати повітря при використані системи рециркуляції та зменшення тривалості охолодження.

Література

1. Zhykharieva. N., Khmelniuk M. Thermo-economic approach to optimizeair conditioning systems. Refrigeration Science and Technology,53(4). 258-264 (2017).
2. Dohov M. P., Uspehi sovremennogo estestvoznaniya fiziko-matematicheskih nauk Kabardino-Balkarskoy gosudarstvennoy selskohozyaystvennoy akademii 10, 65–66 (2006).
3. Butovskyi I., Kogut V., Zhikhareva N., Khmelniuk M. Anticipated economic return from application of the ejector heat exchanger for light fraction hydrocarbon condensation on the petroleum storage depot [Article] \/ Refrigeration engineering and technology — Odessa, 2016 Vol. 52, Issue 3 — O., 2016

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 697. 94.

УДОСКОНАЛЕННЯ ПОВІТРОРОЗПОДІЛЕННЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Фурсенко О.В., , аспірант ОНТУ., Жихарєва Н.В., доц., к.т.н ОНТУ
Беркань Ір.В., викладач ОФТК при ОНТУ

На сьогоднішній день можна виділити три самостійних класу кліматичних систем з місцевими кондиціонерами: спліт-системи; VRF системи; системи «чиллер - фанкойли». Кожна з цих систем використовує аналогічні типи і конструкції внутрішніх блоків. Вся номенклатура внутрішніх блоків різноманітна, але в більшості обслуговуваних приміщень встановлюються наступні типи місцевих кондиціонерів: настінні, касетні, напольно-стельові, канальні. Причому для споживача в першу чергу важливий тип внутрішнього блоку і його характеристики, оскільки саме внутрішній блок взаємодіє з повітрям приміщення і виробляє явні результати роботи всієї системи кондиціонування. Крім того, внутрішній блок - «обличчя» кондиціонера, він розташовується в приміщенні, що обслуговується, тому найважливішим його характеристикою є дизайн корпусу. У більшості випадків вибір типу внутрішніх блоків ґрунтується на двох критеріях - розрахункової холодопродуктивності і дизайні корпусу. Тим часом, існує великий клас критеріїв для вибору типу внутрішнього блоку, заснованих на забезпеченні необхідного повітряного режиму приміщення. Нехтування ними призводить до установки внутрішнього блоку, який відмінно поєднується із загальним дизайном приміщення, володіє необхідною потужністю по охолодженню і нагріванню, але при його роботі параметри повітря в приміщенні не відповідають санітарним нормам і гігієнічним стандартам. Найчастіше, вимкнувши кондиціонер, споживачі знаходяться в кращих мікрокліматичних умовах, ніж при його функціонуванні.

Для підвищення економічні ефективності небхідно отримати економічно-дцільнц швидкість руху Нами розглянута .методика визначення економічно доцільної швидкості руху повітря розроблена витрата повітря, м^3 / ч, в ділянці; Sв- прямі витрати на прокладку повітропроводів, грн / м^2, з урахуванням витрат на теплоізоляційні матеріали і роботи. якщо для прокладки повітроводів потрібні збільшення висоти приміщення, пристрій технічного поверху або стелі підшивання, слід враховувати додатково витрати на будівельні роботи, наведені К1 ,м2 повітроводу; Sел - річна плата за електроенергію, грн. / (кВт · год), що визначається відповідно до Прейскуранту і залежить від тривалості роботи вентиляційної установки, годин, і енергопостачальної організації; ρ- щільність повітря, кг / м3; Kz - коефіцієнт, що виражає відношення втрат тиску в місцевих опорах до втрат тиску на тертя; K- коефіцієнт, що враховує в відносних одиницях накладні витрати в розмірі 13,3%, планові накопичення в розмірі 8%, а також добавки до норм витрат праці і заробітної плати при прокладці повітропроводів на висоті ; K = 1,213 ÷ 1,277; Ен- нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень; Ен = 0,12; Ке- коефіцієнт, що враховує в відносних одиницях амортизаційні відрахування на повне відновлення і капітальний ремонт. [1,2]

(1)

$$Vek = 26{,}4 \cdot L^{0.,04}\left(\frac{S_в}{S_{ел}}\right)^{0{,}32}\left(\frac{1}{p}\right)^{0{,}32}\left(\frac{1}{1+K_z}\right)^{0,.32}\left[K_1\left(E_н + K_э\right)\right]^{0{,}32}\left(\frac{1}{n}\right)^{0.06}$$

При визначенні швидкості руху повітря на ділянках конкретної вентиляційної мережі змінними величинами є L, I, d, ζ, Kz, n, Sв що дозволяє визначити рівномірність повітря.

Завдяки підходу до ровномірного розподілу повітря в і ми досягаємо вимог європейських стандартів і норм чітко упорядковують підхід до оцінки параметрів, визначаючи найбільш важливі їх характеристики Для удосконалення застосовуємо іоннц фільтрацію Іонний вітер - це явище, коли наявність заряджених часток (іонів) у повітрі викликає рух повітря. Іони взаємодіють з молекулами повітря, передаючи їм свій заряд, тим самим змінюючи заряд поверхні, на яку вони падають. Цей процес створює рух повітря, який може бути використаний для кондиціювання повітря, очищення від пилу та інших частинок, а також для регулювання вологості

Основні характеристики підпорядковуються наступним ознакам: механічній міцності (mechanical strength); герметичності корпусу (air leakage); перетіканням повітря (байпасування) в обхід фільтру усередині корпусу (filter bypass leakage); коефіцієнту теплопередачі стінок корпусу(thermal transmittance); чиннику впливу "теплових містків"(thermal bridging); міри звукоізоляції(acoustic insulation).

Використовуючи дані дослідження можливе обґрунтування та забезпечення рівномірного повітророзподілення в бомбосховищі.

Інформаційні джерела:

1. Zhykharieva. N., Khmelniuk M. Thermo-economic approach to optimizeair conditioning systems. // (2017) Refrigeration Science and Technology, 2017-September, pp. 258-264. ISSN: 01511637,ISBN: 9782362150241.
2. Kogut V. Bushmanov V., Zhikhareva N. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter // AIP Conference Proceedings 2285, 030087 (2020); https://doi.org/10.1063/5.0026819 pp 0030081-030087
3. Жихарєва, Н. В Інноваційні технології кондиціювання повітря в нестаціонарних умовах [Електронний ресурс] : монографія / Н. В. Жихарєва ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціювання повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с.

УДК 536.24:544.015.4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО - РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ ХОЛОДАГЕНТА R1233zd(E) У ПАРОГЕНЕРАТОРІ

Борисов В.О., асистент, Івченко Д.О., доцент, Халак В.Ф., викладач,
Желєзний В.П., професор, ОНТУ, м. Одеса, zheleznyv@gmail.com

Енергозберігаючі технології та високотемпературні теплові насоси (ВТН) відіграють ключову роль у рекуперації низькопотенційного тепла та скороченні використання органічного палива. ВТН, здатні нагрівати теплоносій вище 100 °C, застосовуються в харчовій, текстильній, паперовій і хімічній промисловості, а також у процесах сушіння та дистиляції. Ефективність ВТН і екологічний вплив залежать від використовуваного холодоагенту. Традиційні робочі середовища, такі як R245fa, в даний час замінюються екологічно безпечними холодоагентами з низьким потенціалом глобального потепління (GWP) — вуглеводнями, HFO, HCFO. R1233zd(E) завдяки високій критичній температурі

НТБОНТУ

(166,5 °C) і низькому тиску (36,2 бар) розглядається найбільш перспективною альтернативою для застосування в ВТН і обладнанні, що реалізує органічний цикл Ренкіна (ОЦР).

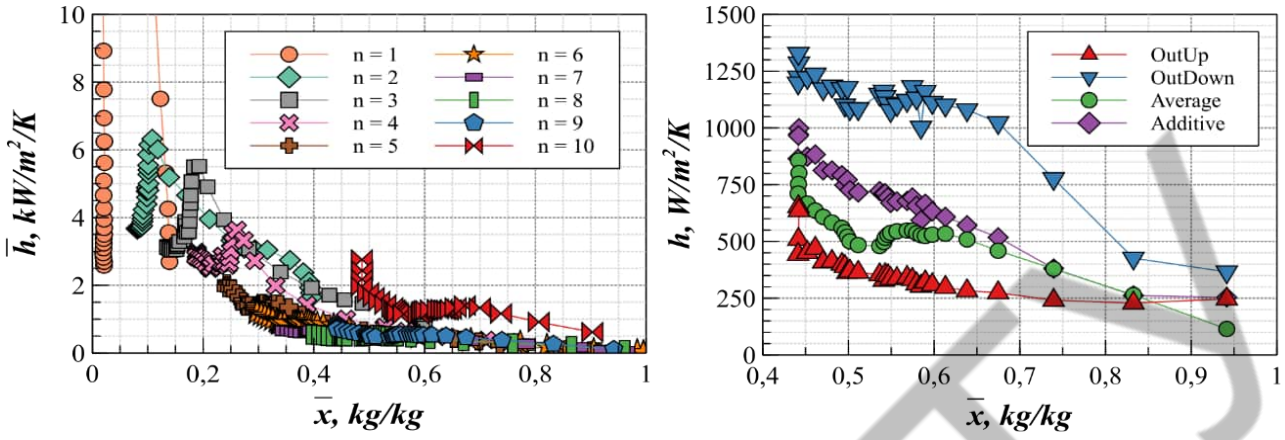
Проведені експериментальні дослідження [1] показали, що ВТН з R1233zd(E) забезпечує стабільний нагрів об'єктів в діапазоні 110–145 °C при температурі випаровування 40–65 °C. ОЦР перетворює теплові відходи, сонячну, геотермальну та біомасову енергію в електричну та механічну, що робить його перспективною технологією для утилізації тепла. Застосування ОЦР підвищує ефективність використання енергетичних ресурсів, знижує експлуатаційні витрати та вплив на навколишнє середовище. Згідно з інформацією, наведеною в огляді [2], технологія ОЦР успішно використовується в промисловості та сільському господарстві, в тому числі для автономного виробництва електроенергії. Когенерація на основі ОЦР розглядається як один з найбільш ефективних напрямків підвищення використання первинних енергоресурсів і сталого розвитку.

Проведений аналіз публікацій останніх років показує, що холодоагенти HFO і HCFO мають значний потенціал використання в когенераційних сонячних установках, в яких застосовується органічний циклічний процес перетворення енергії. Серед HFO і HCFO-речовин особливу увагу для застосування в ОЦР привертає холодоагент R1233zd(E), що обумовлено його термодинамічними властивостями, високою стабільністю, низьким потенціалом глобального потепління і підвищеною безпекою використання в енергетичних установках [3]. Аналіз опублікованих даних дозволяє зробити висновок, що питання, пов'язані з теплообміном під час фазових трансформацій R1233zd(E) в генераторі пари (нагрівання рідкої фази, кипіння в різних режимах і перегрів утвореної пари) залишаються недостатньо дослідженими. Саме тому представлена доповідь спрямована на детальне вивчення процесів теплообміну в модельному генераторі пари з використанням R1233zd(E) для низькотемпературних і середньотемпературних когенераційних сонячних установок невеликої потужності. Основною метою проведених досліджень було вивчення впливу масової витрати холодоагенту і теплового навантаження на інтенсивність теплообміну під час нестаціонарного процесу фазових трансформацій робочого тіла (R1233zd(E)), а також перевірка придатності наявних моделей для апроксимації отриманих експериментальних даних.

Детальний опис експериментальної установки та методики проведення експерименту наведено в [4]. Розроблена схема вимірювань дозволяла в реальному часі контролювати всі параметри по секціях робочої ділянки протягом експерименту. Установка відрізняється від відомих аналогів високою універсальністю та можливістю комплексного дослідження режимів кипіння робочого тіла. Вона забезпечує вимірювання локальних коефіцієнтів тепловіддачі для рідкої та парової фаз, а також визначення їх середніх значень на секціях в модельному генераторі пари. У початкових секціях робочої ділянки холодоагент нагрівався до температури кипіння. При зниженні масової витрати в цих зонах з'являлися перші ознаки бульбашкового кипіння. У наступних секціях кипіння R1233zd(E) починалося раніше, а в міру його руху спостерігалося невелике перегрівання і зростання температури кипіння. У заключних секціях модельного генератора пари процес кипіння холодоагенту завершувався, і насичена пара переходила в перегрітий стан, що супроводжувалося різким підвищенням температури. Таким чином, отримана динаміка фазових перетворень R1233zd(E) достовірно моделює процеси теплообміну в генераторі пари установок, що реалізують органічний цикл Ренкіна. У доповіді проаналізовано результати дослідження коефіцієнта тепловіддачі коефіцієнта тепловіддачі під час фазових трансформацій холодоагенту R1233zd(E). Залежність значень коефіцієнта тепловіддачі від ступеня сухості холодоагенту R1233zd(E) наведена на рисунку 1.

З наведеної на рисунку 1 інформації випливає, що при збільшенні ступеня сухості спостерігається істотне монотонне зменшення середніх по секціях робочої ділянки значень коефіцієнтів тепловіддачі. Найбільший методичний інтерес представляє інформація про залежність середнього на певній секції робочої ділянки коефіцієнта тепловіддачі від значень локальних коефіцієнтів тепловіддачі в рідкій і паровій фазах в цій же секції. Отримані експериментальні дані

про зазначені коефіцієнти тепловіддачі були узгоджені з результатами візуальних досліджень режимів кипіння робочого тіла.



а) **б)**

Рисунок 1 - (а) - Залежності середніх значень коефіцієнтів тепловіддачі на секціях робочої ділянки від ступеня сухості робочого тіла за заданої густини теплового потоку q = 3255 Вт/м²; б) – Залежність локальних (для рідини і пари), середнього та знайдених за адитивністю коефіцієнтів тепловіддачі від ступеня сухості пари в секції 9 робочої ділянки за питомого теплового потоку q = 3223Вт/м² і змінної витрати R1233zd **(E) .**

З урахуванням зазначених зауважень розглянемо процеси теплообміну в секції 9 робочої ділянки (перед ділянкою візуалізації). У цій секції диференціальними термопарами вимірювалися різниці температур між паровою і рідкою фазами R1233zd(E) і стінкою робочої ділянки, а на виході з цієї секції (на ділянці візуалізації) фіксується режим кипіння робочого тіла. Маючи експериментальну інформацію про величину різниці температур між стінкою трубки секції робочої ділянки і робочим тілом R1233zd(E), були розраховані локальні коефіцієнти тепловіддачі для рідини і пари. Динаміку їх зміни від ступеня сухості робочого тіла демонструє рисунок 1 б.

Отримані експериментальні дані були оброблені за допомогою моделі Dittus and Boelter, яка пов'язує число Нуссельта (Nu) з числами Рейнольдса (Re) і Прандтля (Pr). Запропонована кореляція має вигляд

$$h_{tp} = \psi \cdot h_{sp}, \tag{1}$$

де ψ — коефіцієнт посилення, який враховує інтенсивність теплопередачі за рахунок кипіння,

hsp - однофазний (sp) коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній конвекції.

$$h_{sp,k} = 0,023\,\mathrm{Re}_k^{0,8}\,\mathrm{Pr}_k^{0,4}\,\frac{\lambda_k}{d}, \tag{2}$$

де λ - теплопровідність; d – діаметр робочої ділянки.

$$\mathrm{Re}_l = (1-x)\frac{\dot{m}\cdot d}{\eta_l}, \tag{3}$$

де η_l – динамічна в'язкість рідини; $\dot{m}$ - масовий потік

$$\mathrm{Pr}_k = \frac{C_{pk}\eta_k}{\lambda_k}\cdot \tag{4}$$

У доповіді наведено результати комплексного експериментального дослідження процесів теплообміну в експериментальній установці, що реалізує нестаціонарний режим теплообміну, під час фазових трансформацій екологічно безпечного холодоагенту R1233zd(E) в нержавіючій трубці діаметром 5 мм модельного генератора пари. Процеси теплообміну досліджені при розшарованому режимі кипіння робочого тіла. Наведено результати детального дослідження зміни параметрів дослідження в часі. Отримано нову інформацію про середні по перетинах генератора пари і локальні для рідини і пари коефіцієнти тепловіддачі при кипінні R1233zd(E) при теплових потоках від 1000 до 4500 Вт/м^2. Запропоновано метод визначення середніх коефіцієнтів тепловіддачі на певній секції робочої ділянки для розшарованого режиму кипіння R1233zd(E). Вивчено вплив ступеня сухості пари на локальні та середні коефіцієнти тепловіддачі при кипінні робочого тіла в трубі.

Література

1. Wu, D., Wei, J., & Hu, B. (2025). Theoretical analysis, experimental research and industrial verification of high temperature heat pump based on R1233zd (E). Energy, 319, 135175.
2. Maurya, S., Shukla, S. K., & Pathak, S. (2025). A review on waste heat and its utilization through Organic Rankine Cycle systems. Sādhanā, 50(3), 195.
3. Zhao, W. Z., Yang, Z., Zhang, Z. P., Zhai, R., Ge, Y. Y., & Chen, S. Y. (2021). Experimental investigation for solubility of weak flammable trans-1,3,3,3-Tetrafluoropropene (R1234ze(E)) in PVE and POE lubricants. Journal of Chemical Engineering Data, 66, 621–627. DOI: https://doi.org/10.1021/acs.jced.0c01057.
4. Желєзний, В., Желіба, Ю., Івченко, Д., Борисов, В., Шумський, О., & Кантор, С. (2024). Експериментальне дослідження локальних коефіцієнтів тепловіддачі при генерації пари R245fa у модельному генераторі пари. Refrigeration Engineering and Technology, 60(1), 70-82.

НТБОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 531.756.4:531.787.913

ВПЛИВ ДОМІШОК КОМПРЕСОРНОГО МАСТИЛА PLANETELF ACD 100FY У ХОЛОДОАГЕНТІ R1233zd(E) НА КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОВІДДАЧІ У ВИПАРНИКУ

Борисов В.О., асистент, Івченко Д.О., доцент, Халак В.Ф., викладач, Желєзний В.П., професор, ОНТУ, м. Одеса, **zheleznyv@gmail.com**

Реальним робочим тілом (РРТ) в парокомпресійних холодильних установках є розчин, що складається з холодоагенту і мастила. Холодоагент, циркулюючи по контуру, здійснює термодинамічний цикл, в ході якого енергія або відводиться від об'єкта (в холодильних машинах), або підводиться до нього (в теплових насосах). Теплофізичні властивості холодоагенту визначають конструкцію і розміри вузлів установки, і рівень енергоспоживання. Тому при виборі холодоагенту необхідно враховувати його фізико-хімічні, токсикологічні та екологічні характеристики.

Мастило застосовується для змащення сполучених деталей компресора, зменшення тертя, зносу і герметизації зазорів, а також для відведення теплоти тертя і видалення продуктів зносу з компресорної системи. Однак винос мастила з компресора істотно впливає на ефективність холодильного циклу і довговічність роботи установки. Результати проведених досліджень [1, 2] показали, що енергетичні показники холодильної машини залежать від концентрації і властивостей мастила, що циркулює разом з холодоагентом. Надмірний вміст мастила в робочому тілі викликає зниження холодопродуктивності, зростання енерговитрат, зменшення холодильного коефіцієнта і погіршення теплообміну в випарнику.

Особливо гостро ці проблеми проявляються при використанні нових екологічно безпечних холодоагентів нового покоління, інформація про хімічну сумісність яких з мастилами в літературі практично відсутня. Тому інформація про циркуляцію, відділення і повернення мастила в компресор має вирішальне значення для підвищення енергоефективності та надійності холодильних систем [3]. Сучасні технології фільтрації та сепарації робочих тіл частково вирішують ці завдання, проте пошук оптимальних рішень зменшення впливу домішок мастила на ефективність компресорної системи та негативного впливу на теплообмін у випарнику залишаються актуальним напрямком досліджень.

Концентрація домішок мастила в холодоагенті на вході в випарник залежить від типу використовуваного компресора і може варіюватися від декількох десятих відсотка для поршневих компресорів до декількох відсотків для гвинтових і спіральних машин. У процесі роботи установки частина мастила неминуче виноситься з компресора разом з паром холодоагенту і повертається в систему у складі розчину холодоагент/мастило. Під час кипіння в випарнику, під впливом теплового потоку, холодоагент поступово випаровується з розчину, в той час як концентрація мастила збільшується і наближається до її вмісту в картері компресора. Цей процес супроводжується складними фазовими і тепломасообмінними процесами, які істотно відрізняються від кипіння чистого холодоагенту. Мастило, присутнє в РХМ, змінює поверхневий натяг, в'язкість і теплопровідність суміші, що, в свою чергу, впливає на структуру пароріднинного потоку, інтенсивність тепловіддачі і характер бульбашкоутворення.

Дослідження домішок мастила на інтенсивність процесів теплообміну при кипінні робочого тіла R1233zd(E)/ Planetelf ACD 100FY (концентрація домішок мастила перед дросельним пристроєм 1%) було проведено на установці, докладний опис якої наведено в [5]. Отримані експериментальні дані наведені на рисунку 1.

НТБОНТУ

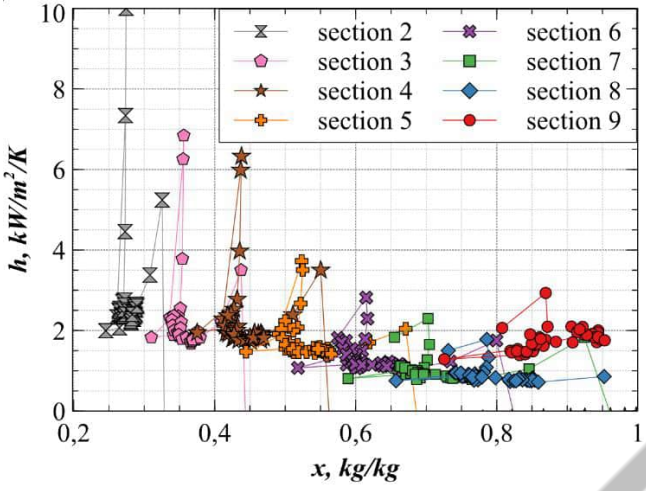
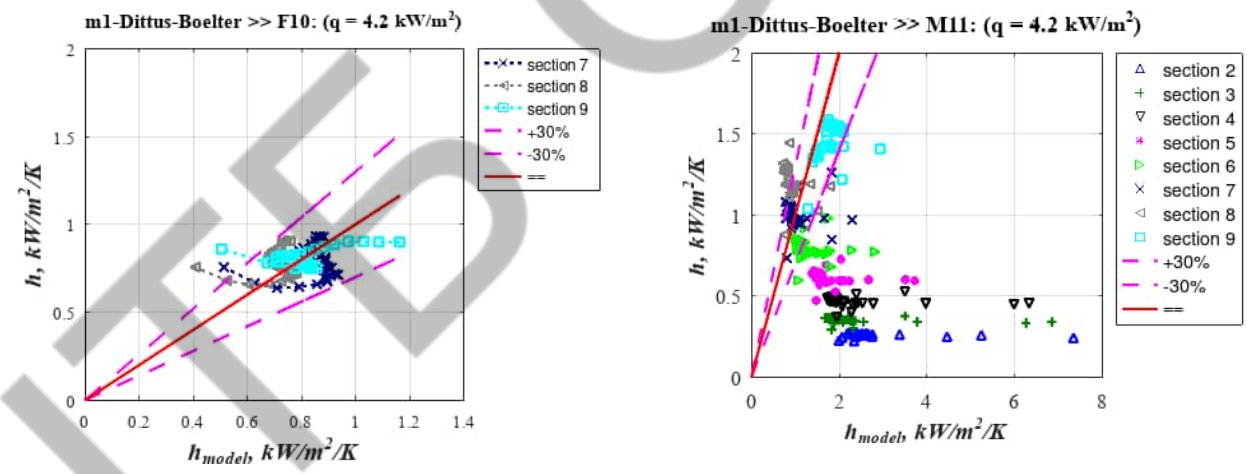


Рисунок 1 - Залежності середніх значень коефіцієнтів тепловіддачі на секціях робочої ділянки від ступеня сухості розчинів R1233zd(E)/ Planetelf ACD 100FY за заданої густини теплового потоку q = 2952 Вт/м^2

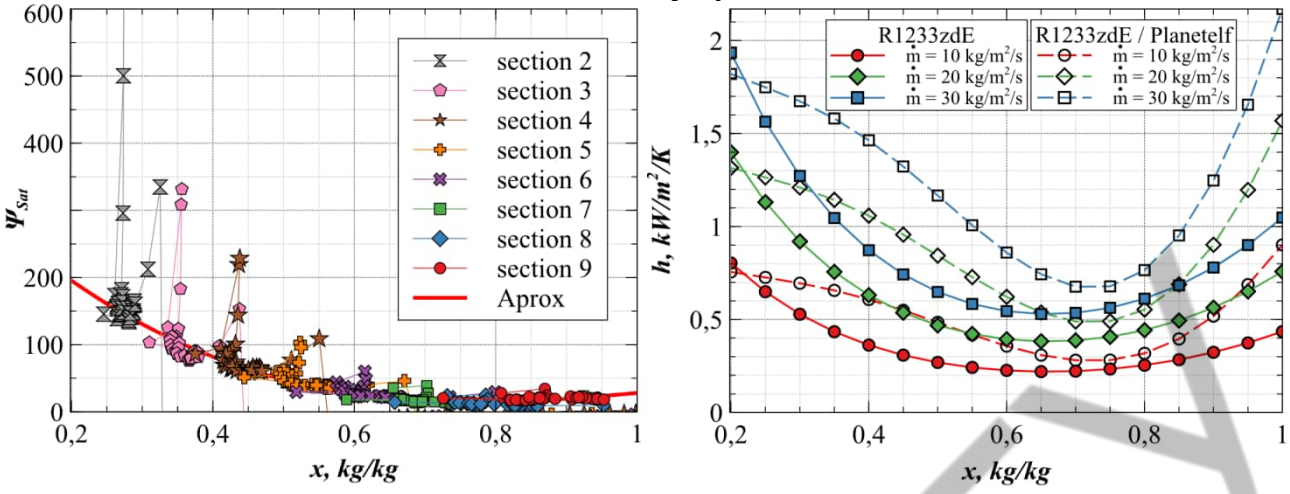
Особливий інтерес представляє моделювання кипіння розчинів холодоагент/мастило, оскільки традиційні кореляції для чистих холодоагентів не враховують вплив мастила на властивості суміші та структуру потоку. Дослідження їх застосовності до фазових перетворень РХМ важливе для уточнення розрахункових моделей, підвищення точності прогнозів та оптимізації роботи систем. Аналіз показав, що модель Dittus and Boelter задовільно описує тепловіддачу при кипінні R1233zd(E) у хвильовому і розшарованому режимах (секції 7–9), але не підходить для секцій 2–5 з низьким ступенем сухості, де реалізується пульсуючий режим, що переходить у хвильовий і розшарований.



а) б)

Рисунок 2 - Порівняння експериментальних даних і розрахованих за моделлю Dittus and Boelter локальних по секціях 7-9 парогенератора значень коефіцієнта тепловіддачі під час фазових трансформацій: а) холодоагенту R1233zd(E); б) розчинів холодоагенту R1233zd(E)/ Planetelf ACD 100 FY

Отже, коефіцієнти тепловіддачі при снарядному режимі не можуть бути коректно описані моделлю Dittus and Boelter з постійним фактором посилення Ψ. Аналіз залежності коефіцієнта Ψ, виконаний в роботі, підтверджує дану гіпотезу (див. рисунок 3(а)).



а) б)

Рисунок 3 – а) Залежність фактора Ψ посилення тепловіддачі; б)Залежність коефіцієнта тепловіддачі під час кипіння холодоагенту R1233zd(E) і РХМ R1233zd(E)/Planetelf ACD 100FY 1% у трубі від ступеня сухості пари при постійних масових витратах, тепловому навантаженні q_r=4259 Вт/м^2 $q_{РХМ}$=4190 Вт/м^2, та постійної температури 25°С, розрахованих за моделлю Dittus and Boelter.

Універсальний характер зміни фактора Ψ у моделі Dittus and Boelter від ступеня сухості пари для чистого холодоагенту R1233zd(E) і РХМ на його основі дає змогу проаналізувати вплив домішок компресорного мастила на значення локальних для кожної секції випарника коефіцієнтів тепловіддачі за різних значень масового потоку (див. рисунок 3 (а)). З наведеної на рисунку 3 (б)інформації випливає, що домішки компресорного мастила Planetelf ACD 100FY 1% у холодоагенті R1233zd(E) сприяють збільшенню локальних для різних секцій випарника коефіцієнтів тепловіддачі за різних ступенів сухості робочого тіла. Збільшення масового потоку РХМ веде до зростання локального для секцій випарника коефіцієнтів тепловіддачі за різних ступенів сухості робочого тіла, що пов'язано зі збільшенням конвективної складової процесу кипіння. Наявність точок екстремуму (мінімуму) на залежностях локальних для секцій випарника коефіцієнтів тепловіддачі продиктована протилежним впливом бульбашкової складової процесу кипіння, що зменшується зі збільшенням ступеню сухості, та його конвективної складової. Яка збільшується зі збільшенням ступеня сухості.

Література

1. Теплофізичні властивості розчинів холодоагентів у компресорних мастилах/В.П. Желєзний, Ю.В. Семенюк. – Одеса : Фенікс, 2013. – 418 с
2. Spauschus, H. (1963). Thermodynamic properties of refrigerant-oil solutions. ASHRAE Jour., 47-52.
3. Chen, G. M., Zhelezny, V. P., Melnyk, A. V., & Shestopalov, K. O. (2015). An experimental investigation and modelling of flow boiling heat transfer of isobutane-compressor oil solution in a hori-zontal smooth tube. International Journal of Refrigeration, 58, 137–145.
4. Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. International Chemical Engineering, 16*(2), 359–368.
5. Желєзний, В., Желіба, Ю., Івченко, Д., Борисов, В., Шумський, О., & Кантор, С. (2024). Експериментальне дослідження локальних коефіцієнтів тепловіддачі при генерації пари R245fa у модельному генераторі пари. Refrigeration Engineering and Technology, 60(1), 70-82.

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 536.2.08:536.65

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ НАНОГІБРИДНИХ ТЕПЛОАКУМУЛЮВАЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ (ПАРАФІН / ТЕРМОРОЗШИРЕНИЙ ГРАФІТ / НАНОЧАСТИНКИ CuO)

Івченко Д.О., доцент, Квасницький Б.А., аспірант, ОНТУ, Глек Я.О., доцент, ОДАБА, Желєзний В.П., професор, ОНТУ, м. Одеса, zheleznyv@gmail.com

Основним недоліком органічних теплоакумулювальних матеріалів (ТАМ) є низькі значення теплопровідності (λ), що призводить до зниження швидкості зарядки і розрядки теплоакумулятора. З метою усунення цього недоліку проводяться дослідження, які орієнтовані на підвищення теплопровідності ТАМ з використанням домішок різних наноструктур. При цьому методи дослідження теплопровідності та температуропровідності нанокомпозиційних теплоакумулювальних матеріалів (НКТАМ) в інтервалі параметрів розмитих фазових переходів залишаються не розробленими. Тому основним джерелом інформації про теплопровідність і температуропровідність НКТАМ залишається експеримент.

У доповіді автори пропонують використовувати для отримання інформації про теплопровідність в інтервалі параметрів фазового переходу (плавлення) НКТАМ метод монотонного нагрівання, який реалізується в адіабатному калориметрі змінної температури. В якості об'єктів дослідження були розглянуті зразки НКТАМ, до складу яких входять наступні компоненти: технічний парафін (PW) з температурою плавлення 52 °С, терморозширений графіт (EG) і наночастинки CuO.

Створені на основі зазначених компонентів наногібридні теплоакумулювальні матеріали мають високе значення ентальпії фазового переходу при незначних змінюваних температурах плавлення і кристалізації [1, 2]. Однак основним недоліком технічних парафінів з температурою фазового переходу в діапазоні 50-80 °С є їх низька теплопровідність (0,1-1,0 Вт/м·К). Для усунення цього недоліку розроблено багато технологічних рішень, у тому числі використання вуглецевої матриці з терморозширеного графіту [1, 2].

Графіт має високу теплопровідність. Крім того, терморозширений графіт і наночастинки оксидів металів мають велику пористість і питому поверхню пор, що сприяє сорбції молекул компонентів парафіну на поверхні нанокомпонентів. Цей ефект, як показано в роботах [1, 2], сприяє не тільки збільшенню теплопровідності, але й теплоакумулювальній здатності НКТАМ. Підвищення теплопровідності композиційних ТАМ парафін/ТРГ зазвичай пояснюють високою теплопровідністю графіту і ієрархічною структурою графітової матриці. Однак вплив нанокомпонентів на зміну калоричних властивостей і коефіцієнтів перенесення в інтервалі температур фазового переходу НКТАМ залишається недостатньо вивченим явищем.

Експериментальне дослідження теплопровідності зразків, склад яких наведено в таблиці 1, виконано на експериментальній установці для вивчення калоричних властивостей НКТАМ [1, 2]. Установка реалізує метод монотонного нагрівання в адіабатному калориметрі змінної температури. Конструкція запропонованого калориметра дозволяє забезпечувати постійний тепловий потік на зовнішній поверхні калориметра. Тому запропонована конструкція калориметра дозволяє реалізувати методи комплексного визначення теплофізичних властивостей в режимі безперервної монотонної зміни температури зразків КТАНМ, включаючи: вимірювання теплоємності, теплопровідності та температуропровідності. Склад наведених зразків наведено в таблиці 1.

НТУ ОНТУ

Таблиця 1. Склад досліджуваних зразків теплоакумулювальних матеріалів

Номер зразка	Склад зразка	Масова концентрація компонентів зразків, мас. %		
		Парафін -(PW)	Терморозширений графіт - (EG)	Наночастинки
1	PW	100	0	0
2	PW/EG	95.9302	4.0697	0
3	PW/EG/CuO	94.8995	4.4085	0.6920
4	PW/EG/CuO	91.9962	3.0032	5.0004
5	PW/EG/CuO	91.2257	2.7736	6.0005
6	PW/EG/CuO	90.1421	3.1161	6.7416
7	PW/EG/CuO	93.2501	3.7502	3.0001

Результати проведених досліджень наведені на рисунках 1-3.

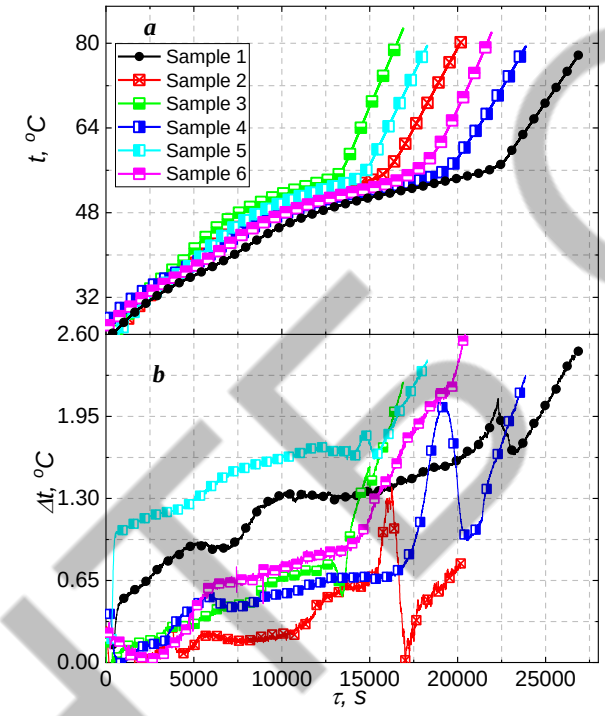


Рисунок 2 Зміна температури зразків НГТАМ у процесі дослідження калоричних властивостей від часу нагрівання: a – термограми для зразків НГТАМ різного складу; b – різниця температур по радіусу зразків у калориметричній посудині

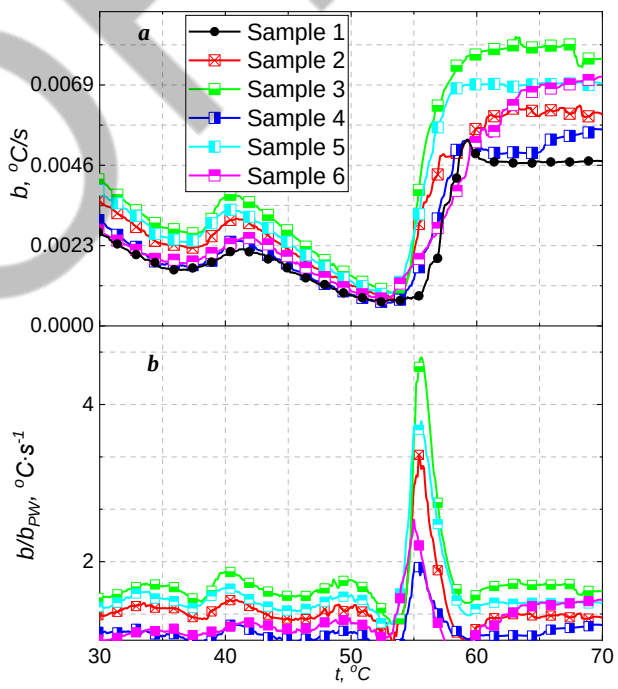


Рисунок 3 – Швидкості зміни температури зразків НГТАМ у процесі калориметричного дослідження: a – залежності абсолютної швидкості зміни температури в центрі зразків; b – залежності нормалізованої швидкості зміни температури в центрі зразків

З наведеної на графіках інформації випливає, що час фазового переходу зразків НГТАМ залежить від складу зразків, теплового навантаження і маси. Слід звернути увагу, що в залежності $\Delta t = f(\tau)$ можуть

спостерігатися порушення монотонності зміни градієнта температур. Ці градієнти обумовлені руйнуванням метастабільних структур в рідкій і твердій фазах або реалізацією ротаційних фазових переходів.

Результати дослідження теплопровідності зразків НКТАМ методом монотонного нагрівання наведені на рисунку 3. У проведених дослідженнях концентрації компонентів НГТАМ у різних зразках відрізняються. На жаль, це ускладнює аналіз роздільного впливу компонентів на теплоємність і теплоту фазового переходу досліджуваних зразків. Водночас аналіз отриманих даних вказує на синергетичний ефект впливу ТРГ і наночастинок CuO на калоричні та транспортні властивості парафіну. Це пов'язано з впливом питомої поверхні наноструктур на масу адсорбованих на поверхні ТРГ і молекул наночастинок компонентів технічного парафіну. Слід підкреслити, що при приготуванні зразків використовувалися різні методи підготовки зразків. Проведені дослідження показують, що технологія вакуумного насичення ТРГ нанофлюїдами парафін/наночастинки CuO забезпечує найбільше збільшення теплопровідності зразків 3-5 (див. рисунок 3).

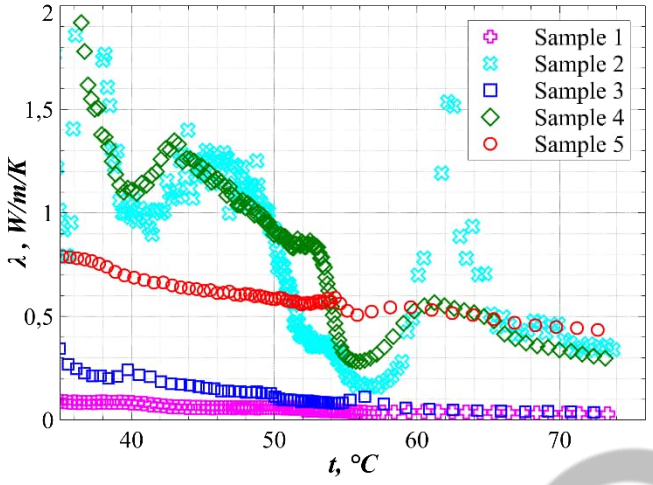


Рисунок 4 Температурні залежності теплопровідності зразків НКТАМ при фазовому переході

У доповіді автори пропонують для вимірювання теплопровідності використовувати комплексні методи одночасного вимірювання теплоємності, теплопровідності. Показано, що поблизу фазового переходу тверде тіло/рідина для всіх зразків НКТАМ спостерігається значне зменшення значень ефективної теплопровідності в порівнянні з теплопровідністю зразків у твердій фазі. Цей ефект викликаний зменшенням теплового потоку, спрямованого на зміну температури зразка.

Значна частина енергії, що підводиться до зразків, витрачається на процес руйнування твердої фази досліджених зразків КТАНМ. У доповіді розглянуто вплив концентрації нанодомішок на значення ефективної теплопровідності КТАНМ.

Запропонований метод визначення теплопровідності складних композиційних теплоакумулювальних матеріалів в області фазового переходу дозволить якісно поліпшити визначення теплових ефектів при використанні систем акумулювання теплової енергії. Врахування температурної залежності теплопровідності і температуропровідності НКТАМ сприятиме підвищенню ефективності використання нетрадиційних джерел енергії в когенераційних енергетичних установках.

Література

1. V. Zhelezny, Y. Grosu, Y. Hlek, B. Kvasnytskyi, V. Khalak and D. Ivchenko, "Sedimentation Stability and Caloric Properties of Nanohybrid Composite Thermo-Accumulating Material Paraffin/Thermally Expanded Graphite/Copper Oxide Nanoparticles," 2024 IEEE 14th International Conference Nanomaterials: Applications & Properties (NAP), Riga, Latvia, 2024, pp. 1-4, doi: 10.1109/NAP62956.2024.10739701.

НТБОНТУ

2. V. Zhelezny, Ya. Hlek, B. Kvasnytskyi, D. Ivchenko, V. Khalak. (2025) Method for studying the thermal conductivity of nanocomposite heat-accumulating materials in the range of phase transition parameters" 2025 IEEE 15th International Conference Nanomaterials: Applications & Properties (NAP), Bratislava, Slovakia, 2025

УДК 536.65

КАЛОРИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ЕРИТРИТУ У ТВЕРДІЙ ТА РІДКІЙ ФАЗАХ

Івченко Д.О., доцент, Халак В.Ф., викладач, Квасницький Б.А., аспірант,
Желєзний В.П., професор, ОНТУ, м. Одеса, zheleznyv@gmail.com

Застосування матеріалів із фазовим переходом є найбільш перспективним методом для акумулювання та збереження теплової енергії. Ці матеріали здатні накопичувати та вивільняти значну кількість теплоти у процесах плавлення та кристалізації при різних температурах фазових переходів. Технічні характеристики та властивості органічних матеріалів із фазовим переходом активно досліджують для різних застосувань, оскільки ці матеріали відрізняються унікальними характеристиками: високою теплоємністю та теплоакумулювальною здатністю, густиною, надійністю, термічною стабільністю, корозійною стійкістю, низькою токсичністю.

Матеріали з фазовим переходом поділяються на три основні групи: органічні, неорганічні та евтектичні. Завдяки своїм технологічним та теплофізичним властивостям органічні матеріали із фазовим переходом знайшли найбільш широке застосування у сонячній енергетиці.

Перспективи використання еритриту як теплоакумулювального матеріалу дуже цікаві, особливо в контексті стійкої енергетики та систем зберігання теплоти. Фізико-хімічні властивості еритриту дозволяють його розглядати як найбільш перспективний кандидат для застосування в системах акумулювання теплоти.

Еритрит ($C_4H_{10}O_4$) являє собою багатоатомний спирт, що містить чотири атоми вуглецю. За нормальних умов він являє собою білі кристали без запаху, які добре розчиняються у воді та спирті, проте не розчиняються в органічних розчинниках і жирах. Температура плавлення еритриту становить 121.5 °C. Завдяки таким характеристикам плавлення, в останні роки еритрит розглядається як перспективний теплоакумулювальний матеріал з теплотою фазового переходу понад 300 Дж/г. Як свідчать численні літературні джерела, його природне походження, низький екологічний вплив, нетоксичність і доступність роблять еритрит конкурентоспроможним і безпечним матеріалом. Ця речовина може існувати у двох кристалічних формах [1]: стабільній — з температурою плавлення близько 117 °C, та метастабільній — з температурою плавлення близько 104 °C.

Основними чинниками, що ускладнюють використання еритриту як матеріалу з фазовим переходом, є його схильність до переохолодження, низька теплопровідність і обмежена термостабільність [2]. Водночас еритрит може розглядатися як перспективний матеріал для середньотемпературних накопичувачів теплової енергії з прихованою теплотою фазового переходу, за умови належного врахування його недоліків — низької теплопровідності та значного переохолодження.

Низька теплопровідність еритриту - 0.733 Вт/м/К у твердому стані та 0.326 Вт/м/К у рідкому - істотно впливає на тривалість процесів заряджання та розряджання при його застосуванні в середньотемпературних теплових акумуляторах з прихованою теплотою фазового переходу. Для покращення теплопровідності еритриту можуть бути використані різні підходи, зокрема створення композиційних матеріалів, що містять пористі структури або наноматеріали з високими теплопровідними властивостями.

Проведений термографічний аналіз показав, що еритрит характеризується високим ступенем переохолодження. Незважаючи на те, що це явище ще недостатньо досліджене, можна стверджувати,

НТБ ОНТУ

що на нього впливають численні чинники: об’єм зразка, наявність домішок, властивості контейнера та умови охолодження [2]. У всіх випадках розробка композиційних теплоакумулювальних матеріалів спрямована на збільшення кількості центрів кристалізації еритриту.

У процесі вивчення калоричних характеристик еритриту слід додатково враховувати його термічну стійкість. Результати проведеного термогравітометричного аналізу за температур 100 ℃, 110 ℃, 130 ℃ і тиску 20 кПа.

Як видно з рисунку 1, у діапазоні температур 100-110 ℃ у перші три дні досліджень спостерігалися максимальні зміни маси зразка, що, ймовірно, пов'язане з десорбцією вологи. У наступні дні кількість домішок абсорбованої води поступово зменшується.

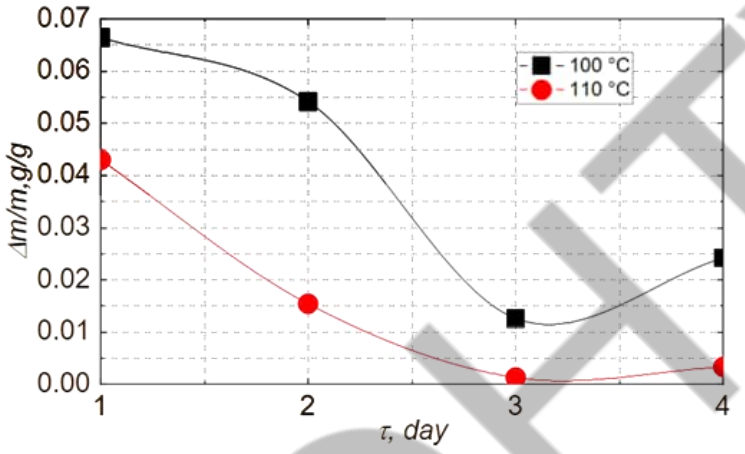


Рисунок 1 - Термогравітометричний аналіз еритриту за різних температур при тиску 20 кПа

Теплоємність еритриту досліджували методом монотонного нагрівання в калориметрі зі змінною температурою на спеціальній установці, детальний опис якої наведено в джерелі [3].

Результати дослідження (термограма та температурна залежність ефективної теплоємності еритриту) представлені на рисунках 2 - 4.

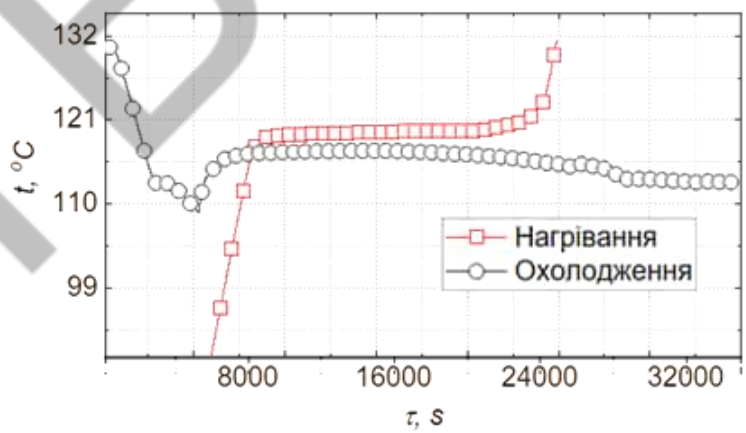


Рисунок 2 - Термограми процесу плавлення і кристалізації еритриту

НТБОНТУ

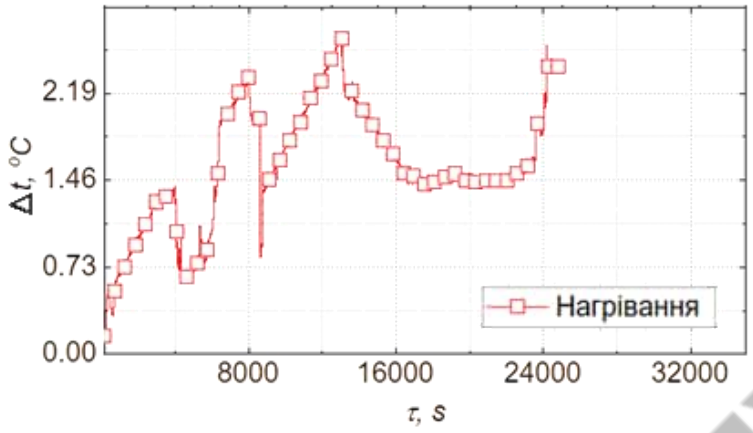


Рисунок 3 - Радіальна різниця температур у зразку

Нагрівання здійснювалося калориметричним нагрівачем потужністю 3 Вт. Адіабатні умови забезпечувалися двома оболонками з міді, покритими фольгою. Нагрівачі були закріплені на поверхні екранів за допомогою термостійкого клею. Під час нагрівання температурний градієнт не перевищував 3 °C (див. рисунок 3).

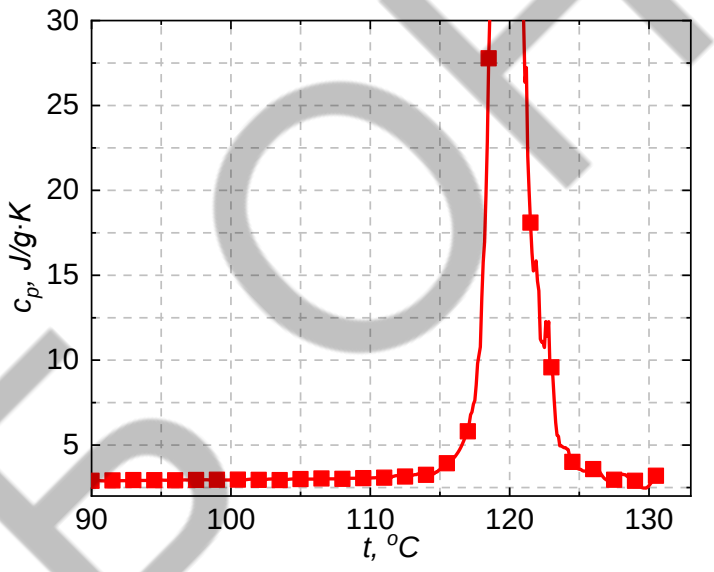


Рисунок 4 - Температурні залежності ефективної теплоємності еритриту в околиці фазового переходу

Аналіз отриманих даних засвідчує, що теплота плавлення еритриту дорівнює 303 Дж/г, що дозволяє рекомендувати його як основний компонент для створення нанокомпозиційних теплоакумулювальних матеріалів з метою усунення переохолодження та підвищення теплопровідності.

Література

1. A.L. Jesus, S.C. Nunes, M.R. Silva, A.M. Beja, J. Redinha, Erythritol: crystal growth from the melt, Int. J. Pharm. 388 (2010) 129-135.

2. Sebastiano Tomassetti, Alessia Aquilanti, Pio Francesco Muciaccia, Gianluca Coccia, Christoph Mankel, Eduardus A.B. Koenders, Giovanni Di Nicola, A review on thermophysical properties and thermal stability of sugar alcohols as phase change materials, Journal of Energy Storage, Volume 55, Part B, 2022, 105456, ISSN 2352-152X, https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105456.

НТБОНТУ

3. V. Zhelezny, Y. Hlek, Y. Grosu, B. Kvasnytskyi, и D. Ivchenko, «Effect of Fullerene Additives on the Optical and Thermodynamic Properties of Eicosane», в 2024 IEEE 14th International Conference Nanomaterials: Applications & Properties (NAP), сен. 2024, сс. 1–4. https://doi.org/10.1109/NAP62956.2024.10739675.

УДК 620.3

ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ПРИГОТУВАННЯ НАНОГІБРИДНІХ ТЕПЛОАКУМУЛЮВАЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

Глек Я.О., доцент, ОДАБА, Квасницький Б.А., аспірант, Халак В. Ф., викладач, ОНТУ, м. Одеса, yanaglek90@gmail.com

Вирішенню еколого-енергетичних проблем, пов'язаних з емісією парникових газів при виробництві енергії, може сприяти використання теплоакумулювальних матеріалів з фазовим переходом (МФП). Такі теплоакумулювальні матеріали відрізняються високою щільністю накопичення теплової енергії. На жаль, застосування теплоакумулювальних матеріалів (ТАМ) з фазовим переходом для накопичення теплової енергії обмежене через наявні недоліки теплоакумулювальних матеріалів, а також відсутністю розроблених технологій приготування наногібридних теплоакумулювальних матеріалів (НГТАМ). До основних недоліків органічних ТАМ відносяться: низька теплопровідність, можливий перегрів ТАМ (при зарядці теплоакумулятора) і переохолодження (при його розрядці), можливий витік ТАМ з теплоакумулятора, недостатня теплоакумулювальна здатність [1, 2].

На сьогодні найбільш перспективними теплоакумулювальними матеріалами для низькотемпературних сонячних енергетичних установок залишаються технічні парафіни [3]. Для підвищення їх темплопровідності доцільна розробка НГТАМ з використанням вуглецевих наноструктур. Проведені авторами дослідження показують, що терморозширений графіт (ТРГ) має пористу структуру, яка призводить до збільшення площі контакту з теплоакумулюючим матеріалом (парафіном) і сприяє підвищенню теплопровідності композиційних теплоакумулюючих матеріалів. Використання ТРГ як компонент НГТАМ має ряд переваг перед іншими вуглецевими наноструктурними матеріалами. По-перше, ТРГ має високу теплопровідність. По-друге, було доведено, що композиційні ТАМ, що містять ТРГ, можуть зберігати форму, навіть коли температура ТАМ перевищувала температуру плавлення парафіну. У доповіді пропонуються нові технології створення НГТАМ до складу яких входять технічний парафін з температурою плавлення 51°С, ТРГ та наночастки CuO. Домішки наноструктур (ТРГ і наночастки CuO) мають велику питому поверхню площі контакту з парафіном. Однак багато аспектів технологій створення нових композиційних теплоакумулювальних матеріалів залишаються недостатньо вивченими. Для збільшення швидкості вирівнювання температури речовини в нерівноважних теплових процесах зарядки та розрядки теплоакумуляторів та збільшення ентальпії фазових переходів необхідний етап ретельної підготовки компонентів композиційних теплоакумулювальних матеріалів. Зокрема, рекомендується видалення сорбованих на поверхні наночасток або пористих структур (наприклад ТРГ) адсорбційного шару компонентів вологого повітря. Цей шар формується на поверхні пористих структур (ТРГ) та наночасток при контакті з навколишнім середовищем у процесі технології створення НГТАМ. Виконані дослідження показують, що при температурі 22°С вологості повітря 65% кількість сорбованої води в ТРГ становить 8.07% від маси зразка. На поверхні наночасток CuO кількість сорбованої води становила 2.95%. Велика кількість адсорбованої води пояснюється високою

адсорбційною здатністю ТРГ та наночасток CuO, а також їх високою питомою поверхнею. Ще одним негативним ефектом при створенні НГТАМ є наявність розчиненого повітря в теплоакумулювальному матеріалі. Проведені експериментальні дослідження показують, що в парафіні за атмосферних умов (температура 22°С, вологість 65%) може розчинятися до 0,16 г/кг(повітря). Наявність домішок повітря розчиненого парафіні та адсорбційного шару води на поверхні наночасток та ТРГ перешкоджає адгезії між компонентами КТАНМ. Як вказують раніше проведені дослідження, процес адсорбції молекул парафіну на поверхні наночасток і ТРГ позитивно впливають на збільшення теплоакумулювальної здатності за рахунок формування більш упорядкованих структур твердої фази в порівнянні з полікристалічною структурою технічного парафіну. Крім того, домішки повітря та води в компонентах НГТАМ сприяють зменшенню ступеня заповнення пір ТРГ та збільшенню термічного опору НГТАМ.

Для виключення впливу сторонніх домішок у НГТАМ (вода, розчинене повітря) у роботі були використані кілька технологій створення композиційних матеріалів.

Технологія 1 отримання НГТАМ: зразок 3 (PW-94.995%/ТРГ-4.4085%/CuO-0.6920%) складалася з виконання декількох етапів: 1) отримання ТРГ шляхом нагрівання інтеркалірованного графіту протягом близько 1 хв за нормальної температури 900°С тиску 5кПа; 2) деаерація парафіну при багаторазовій процедурі кристалізація - плавлення, а також вакуумування розплавленого парафіну при температурі 60°С тиску 5 кПа.; 3) виробництво нанофлюїду ізопропанол/CuO (не обов'язково довготривало стабільного (достатньо кількох годин)). Цей нанофлюїд призначений для перенесення наночасток CuO у пори ТРГ при його вакуумному просоченні. 4) вакуумне просочення ТРГ нанофлюїдом ізопропанол/CuO при температурі 60 ^{0}С і тиску 5 кПа.; 5) видалення ізопропанолу з пір ТРГ: нагрівання в сушильній шафі до 60ºС, з подальшим вакуумуванням до тиску 5 кПа; 6) вакуумування нанопідсиленого матеріалу ТРГ/CuO при температурі 60ºС і тиску 5кПа з метою видалення компонентів повітря, сорбованих на поверхні пор ТРГ і на поверхні наночастинок CuO; 7) вакуумне просочення ТРГ/CuO деаерованим парафіном (процедура виконувалася при обробці ультразвуком з використанням ультразвукового генератора УЗГ 13-0,1/22 (частота 22 кГц, потужність 0,1 кВт) при температурі 60°С та тиску 5 кПа.

Використання запропонованої технології отримання НГТАМ сприяє підвищенню якості парафіну з вуглецевими домішками за рахунок практично повного видалення компонентів повітря з теплоакумулювального матеріалу та запобігання їх адсорбції на поверхні ТРГ та наночастинок CuO.

Масу компонентів гібридних НГТАМ вимірювали за допомогою електронної ваги моделі GR 300 з невизначеністю вимірювання маси $3\cdot10^{-4}$г. Вибране значення концентрації ТРГ у парафіні забезпечувало можливість отримання стабільного та однорідного НГТАМ. Використання більш високої концентрації ТРГ сприятиме погіршенню калоричних властивостей НГТАМ за рахунок зменшення маси парафіну в ньому.

Для збільшення теплопровідності зразків композиційних матеріалів парафін/ТРГ/CuO, а отже збільшення швидкості зарядки теплоакумулятора, необхідно використовувати великі концентрації наночасток в НГТАМ. Для підготовки зразків НГТАМ з великою концентрацією наночастинок CuO протестоване технологію 2, етапи якої наведені нижче:

1) отримання ТРГ шляхом нагрівання інтеркалірованого графіту протягом близько 1 хв. при температурі 900 °С при тиску 5 кПа; 2) деаерація ТРГ протягом 30 хв при 60°С тиском 5кПа; 3) деаерація парафіну при багаторазовій процедурі кристалізація та плавлення (кількість циклів 10), при температурі 60 °С та тиску 5 кПа; 4) видалення сорбованих на поверхні наночасток CuO компонентів вологого повітря за рахунок сушіння в сушильній шафі при температурі t =150°С та одночасному вакуумуванні до тиску Р = 5кПа; 5) отримання тимчасово стабільного розчину PW/CuO (процедура виконувалася при обробці зразків ультразвуком з використанням ультразвукового генератора УЗГ 13-0,1/22 (частота 22 кГц, потужність 0,1 кВт) при температурі 60 °С та тиску 5 кПа протягом 60 хвилин; 6) вакуумне просочення ТРГ розчином PW/CuO (процедура виконувалася при обробці ультразвуком з використанням ультразвукового генератора УЗГ 13-0,1/22 (частота 22 кГц, потужність 0,1 кВт) при

температурі 60 °С та тиску 5 кПа

Розроблювані НГТАМ повинні мати хороші технологічні властивості, такі як: ступінь заповнення пір ТРГ парафіном, незначна маса витоку парафіну та зміна складу гібридного НГТАМ за обсягом зразка при циклічному тепловому навантаженні. Для визначення маси витоку парафіну з одержаних композиційних матеріалів їх зразки встановлювали у чашках Петрі на фільтрувальному папері.

Потім зразки піддавали багаторазовій процедурі циклічного теплового навантаження (10 циклів) в інтервалі температур від 20 ºС до 60 ºС. За зміною маси фільтрувального паперу, визначали частку витоку парафіну з композиційних матеріалів.

Важливою характеристикою НГТАМ є стабільність складу зразків НГТАМ парафін/ТРГ/CuO при циклічних теплових навантаженнях. З метою вивчення стабільності зразки парафін /ТРГ/CuO заправлялися в пробірку невеликого діаметру (15 мм) і піддавалися циклічному термічному навантаженню в інтервалі температур від 20 до 60 °С. Час термостатування за цих температур становив близько 15 хвилин. Цього часу було достатньо реалізації фазових трансформацій у зразку. Кількість фазових трансформацій (плавлення/кристалізація) у зразках парафін /ТРГ/CuO становила 100 циклів протягом 7 днів. Після теплового навантаження зразок парафін /ТРГ/CuO був розділений на чотири частини. Концентрація ТРГ та CuO у різних частинах досліджуваного зразка визначалася ваговим методом. З цією метою здійснювалося промивання зразків НГТАМ органічним розчинником (бензином) з метою видалення парафіну із зразків. Отриманий сухий залишок компонентів ТРГ/CuO промивався розчином сірчаної кислоти при температурі 70 °С метою розчинення наночасток CuO. Постійна концентрація ТРГ і наночасток CuO за висотою в пробірці вказувала на незмінність складу НГТАМ (див. рисунок 1) при циклічному термічному навантаженні.

З наведеної на рисунках 1-3 інформації випливає, що концентрація компонентів зразків 2-4 після багаторазових циклів плавлення-кристалізація залишається практично незмінною за висотою пробірки.

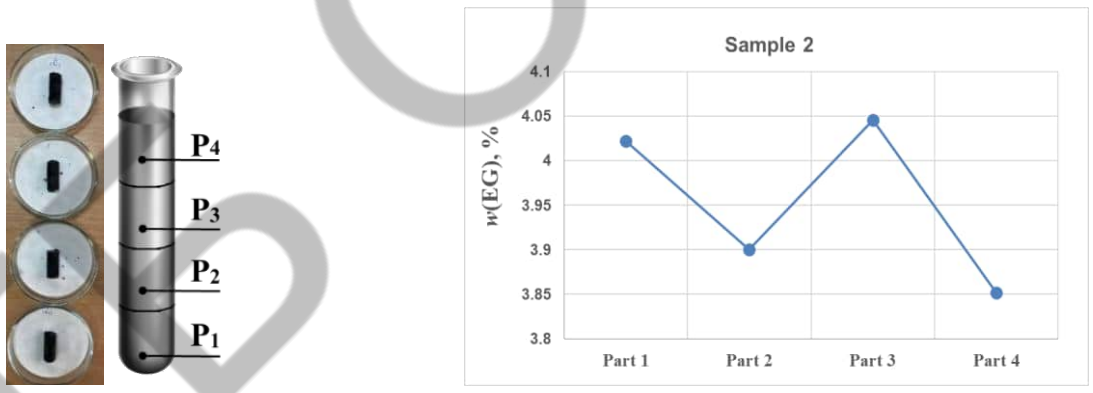


Рисунок 1- Залежність концентрації ТРГ у різних частинах досліджуваного зразка 2

НТБОНТУ

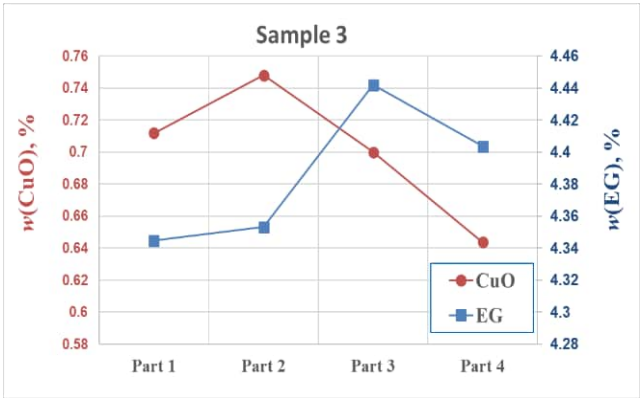


Рисунок 2 - Залежність концентрації ТРГ та наночасток CuO у різних частинах

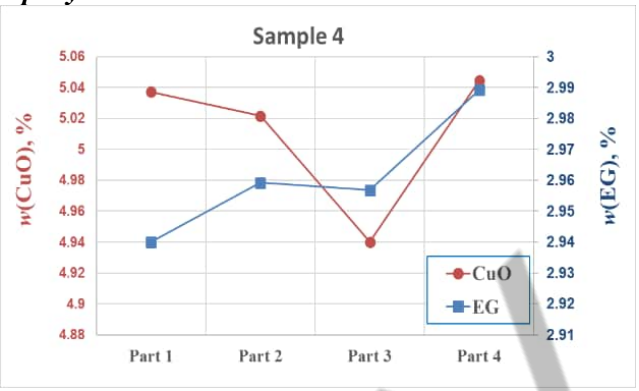


Рисунок 3- Залежність концентрації ТРГ та наночасток CuO у різних частинах зразка 4

Література

1. R. Reji Kumar, M. Samykano, A.K. Pandey, K. Kadirgama, V.V. Tyagi, Phase change materials and nano-enhanced phase change materials for thermal energy storage in photovoltaic thermal systems: a futuristic approach and its technical challenges, Renew. Sustain. Energy Rev. 133 (2020), https://doi.org/10.1016/j. rser.2020.110341.

2. K.Y. Leong, M.R. Abdul Rahman, B.A. Gurunathan, Nano-enhanced phase change materials: a review of thermo-physical properties, applications and challenges, J. Energy Stor. 21 (2019) 18–31, https://doi.org/10.1016/j.est.2018.11.008.

3. G. Fang, M. Yu, K. Meng, F. Shang, X. Tan, High-performance phase-change materials based on paraffin and expanded graphite for solar thermal energy storage, Energy Fuel 34 (8) (2020) 10109–10119, https://doi.org/10.1021/acs. energyfuels.0c00955.

НТБ ОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 536.252

ДО ПИТАННЯ ПРО КОРЕКТНІСТЬ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО ПОТОКУ ПІД ЧАС ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ ВИМУШЕНІЙ КОНВЕКЦІЇ ТЕПЛОНОСІЯ В ТРУБІ

Івченко Д.О. доцент, Шумський О.А. аспірант, Халак В.Ф. викладач,
Желєзний В.П. професор, ОНТУ, м. Одеса, zheleznyv@gmail.com

Одним із найбільш перспективних напрямів підвищення ефективності сонячних енергетичних систем є впровадження нанофлюїдів як заміна традиційних теплоносіїв. Використання нанотехнологій дозволяє цілеспрямовано змінювати теплофізичні властивості високотемпературних теплоносіїв і регулювати поглинання сонячного випромінювання за рахунок застосування гібридних нанофлюїдів. Крім того, присутність наночастинок у теплоносії сприяє збільшенню інтенсивності тепловіддачі в теплообмінних пристроях, зниженню їх масогабаритних характеристик, а також зменшенню енерговитрат на прокачування теплоносія. У зв'язку з цим дослідження впливу матеріалу, розмірів та концентрації наночастинок на теплофізичні властивості, енергоспоживання системи циркуляції та коефіцієнт тепловіддачі є актуальним завданням.

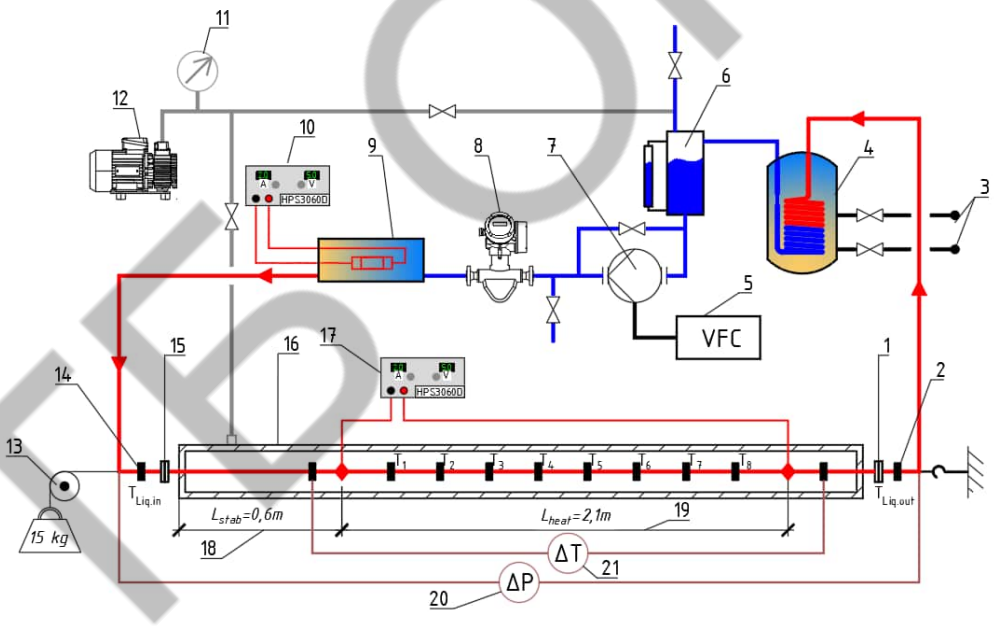


Рисунок 1 – Схема експериментальної установки: 1,15 – ізолятор, 2,14 – термометричні кишені, 3 – підключення системи охолодження, 4 – бак охолодження, 5 – частотно-регулюючий контролер BLDH 350 , 6 – бак приймач, 7 – циркуляційний насос WBX -12 , 8 – коріолісовий витратомір Proline Promass 83 F , 9 – попередній нагрівач, 10,17 – стабілізоване джерело живлення Masteram HPS 3060 D , 11 – вакуумметр WIKA , 12 – вакуумний насос Value VE 225 N , 13 – розтягуючий пристрій, 16 - вакуумна камера, 18 - ділянка стабілізації, 19 - робоча ділянка вимірювань, 20 - датчик тиску WIKA 0-25 bar , 21 – диференційна мідь-константанова термопара.

НТБОНТУ

Для експериментального дослідження коефіцієнту тепловіддачі при ламінарному та турбулентному режимах було створено експериментальній стенд. Схема експериментальної установки показана на рисунку 1. Робоча ділянка (18, 19) являє собою трубку з нержавіючої сталі зовнішнім діаметром 4 мм, товщиною стінки 0.25 мм і загальною довжиною 3.1 м. Початкова ділянка труби (18) довжиною 0.6 м (до клеми стабілізованого джерела живлення (17)) є ділянкою стабілізації потоку, решта труби є робочою ділянкою установки (19). Для контролю температури теплоносія перед входом у робочу ділянку та на виході з неї передбачені термометричні кишені, в яких встановлені мідь-константанові термопари (2, 14). Ці термопари дозволяють контролювати сталість температури на вході в робочу ділянку установки, а також її зміну на виході. Контур охолодження (3,4) використовується для зменшення температури теплоносія перед циркуляційним насосом (7) і витратоміром (8).

По довжині робочої ділянки вимірювань встановлено 8 спаїв мідь-константанових термопар (T_1-T_8) для вимірювання локальної температури. Перепад температур на робочій ділянці, контролюється за допомогою диференційної мідь-константанової термопари (21). Всі термопари ізольовані від поверхні сталевої трубки тефлоновою стрічкою товщиною 0.05 мм. Для усунення теплових втрат у навколишнє середовище робоча ділянка поміщена у вакуумну камеру (16), де підтримується динамічний вакуум (менше 100 Па).

Розтягуючий пристрій (13) служить для компенсації термічної деформації робочої ділянки установки та забезпечує його горизонтальне положення за допомогою підвішених вантажів масою 15 кг. Теплоносій перекачується циркуляційним насосом (7) через замкнутий контур установки. Масова витрата теплоносія може регулюватися зміною частоти обертів двигуна насоса за допомогою частотно-регулюючого контролера (5). Масова витрата теплоносія вимірюється за допомогою коріолісового витратоміра (8), що працює в діапазоні витрати рідини від 0 до 2000 кг/год з невизначеністю 0,10 %. Крім того, застосування цього типу масового витратоміра забезпечує можливість отримання даних про густину теплоносіїв з невизначеністю ± 5 кг/м^3.

Подача теплового навантаження на робочу ділянку здійснюється від стабілізованого джерела живлення (HPS3060D) (17). Ізолятори (1) та (15) використовуються для усунення можливого електричного контакту робочої ділянки від інших частин експериментальної установки. Для автоматизації збору експериментальних даних та первинної обробки отриманої інформації використовується модуль Arduino UNO, мультиметр PICOTEST 3510A та комп'ютер. Заповнення експериментальної установки тестовим зразком нанотеплоносія відбувається через бак приймач (1), при цьому весь контур попередньо вакуумується вакуумним насосом (12).

Для коректного визначення локальних коефіцієнтів тепловіддачі необхідно мати точну інформацію про кількість підведеної енергії до робочої речовини кожної з секцій робочої ділянки. На жаль, при підведенні енергії до робочої ділянки завжди присутні теплові втрати і тертя, величина яких залежить як від локальної температури на різних секціях робочої ділянки, так і ефективності теплової ізоляції, що застосовується, а також величини статичного тиску у вакуумній камері 16. Вищезазначені фактори визначають необхідність отримання достовірної інформації про теплову ефективність робочої ділянки.

З цією метою на робочій ділянці експериментальної установки прокачувався теплоносій (тетралін), нагрітий до необхідної температури у попередньому нагрівачі (9). Експеримент був проведений в діапазоні температур від 45 до 90 °C при різних витратах (число Рейнольдса від Re = 1000 до Re = 5000). У процесі проведення експерименту диференційною мідь-константановою термопарою (21) вимірювалося значення різниці температури теплоносія на вході та виході з робочої ділянки – ΔT, а також локальні температури по довжині всієї ділянки T_{local}.

Теплові ефекти на робочій ділянці – Q та на окремих секціях робочої ділянки – Q_{local} при заданих температурах на вході до робочої ділянки:

$$Q = m_{tetralin} \cdot Cp_{tetralin} \cdot \Delta T \; ; (1)$$

$$Q_{local} = m_{tetralin} \cdot Cp_{tetralin} \cdot \Delta T_{local} \; , \qquad (2)$$

де $m_{tetralin}$- масова витрата тетраліну; $Cp_{tetralin}$ - теплоємність тетраліну; ΔT - різниця температур тетраліну на вході та виході з робочої ділянки; ΔT_{local} - різниця температур тетраліну на вході та виході з певної секції робочої ділянки.

Теплові ефекти, розраховані за формулою (1) для всієї робочої ділянки залежно від температури теплоносія при різних значеннях Re представлені на рис. 2. Як випливає з наведеної на малюнку інформації теплові ефекти зростають зі збільшенням температури залежно від числа Рейнольдса.

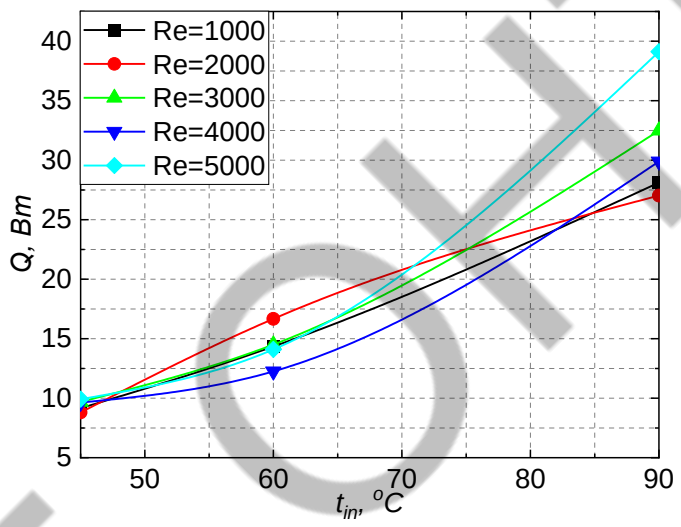
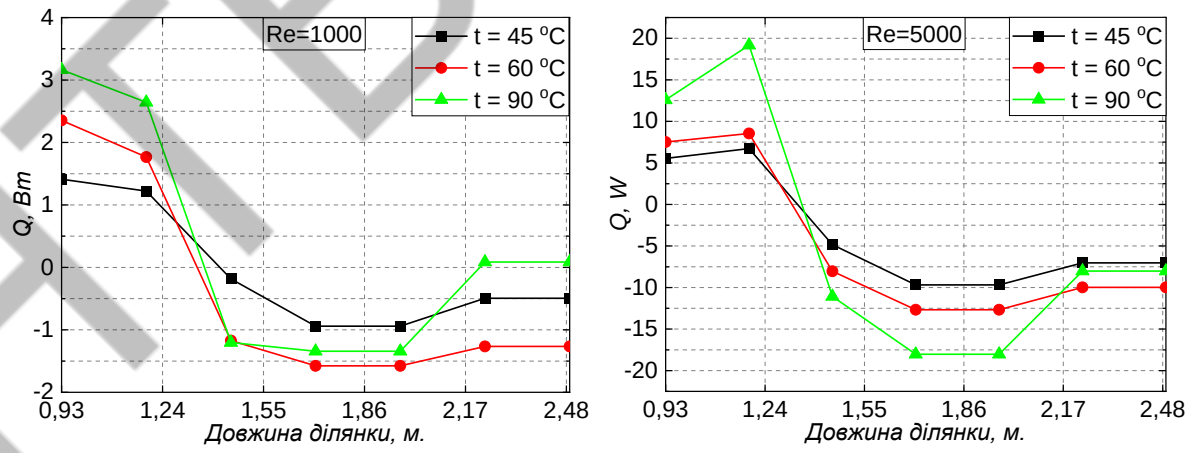


Рисунок 2. Теплові ефекти на робочій ділянці експериментальної установки в залежності від температури при різних Re.



а) б)

Рисунок 3. Локальні теплові ефекти по довжині робочої ділянки при ламінарному режимі (а) та турбулентному режимі (б)

При визначенні локальних теплових ефектів було виявлено два протилежні ефекти. З рисунка 3 випливає, що тепловий ефект, розрахований за рівнянням (1) на перших двох ділянках (довжина ділянки 0,93 і 1,2 метра), мають позитивну величину. На всіх наступних ділянках, починаючи з третьої (довжина ділянки 1,45 метра), величина має негативне значення. З цього можна зробити висновок, що розрахована величина є результатом взаємодії протилежних за характером впливу величин. Перша – це прямі теплові втрати з поверхні труби, які спрямовані на зменшення температури по довжині трубопроводу. Друга представлена силою тертя, результатом якої є нагрівання рідини під час проходження робочої ділянки. Також видно, що на деякій відстані від початку робочої ділянки (довжина ділянки 1,45 метра), спостерігається точка мінімуму теплових втрат, яка відповідає стану, при якому прямі теплові втрати рівні за своєю дією силі тертя об стінку труби.

Отримані результати дослідження необхідно враховувати для коректного визначення значень локальних коефіцієнтів тепловіддачі при вимушеній конвекції.

Література

1) Rita Adrião Lamosa, Igor Motovoy, Nikita Khliiev, Artem Nikulin, Olga Khliyeva, Ana S. Moita, Janusz Krupanek, Yaroslav Grosu, Vitaly Zhelezny, Antonio Luis Moreira, Palomo del Barrio Elena, Tetralin + fullerene C60 solutions for thermal management of flat-plate photovoltaic/thermal collector, Energy Conversion and Management, Volume 248 (2021)

УДК 697.91.94.97

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ МОЛОКОЗАВОДУ

Яремчук О. О. магістр ОНТУ , Одеса, Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. ОНТУ

Процес виробництва молока та кисломолочних продуктів складається з декількох дуже важливих етапів, і їх неякісне виконання може призвести до неналежної якості всієї продукції. Молоко – дуже примхлива сировина для виробництва, оскільки, після його отримання, необхідно якнайшвидше охолодити сировину до температури 4°С, в інакшому випадку, за 2-3 години воно втратить свої корисні властивості, при проникненні шкідливої мікрофлори.

Одним з технологічних процесів є виробництво пастеризованого молока дотримуючись таких технологічних операцій:

- очищення молока на фільтрах, центрифугах, і сепараторах-молокоочисниках;
- нормалізація молока в сепараторах
- нормалізаторах;
- гомогенізація;
- пастеризація при температурі 76∓2 °С, з витримкою 15-20с;
- охолодження в пластинчастих установках;
- розлив у відповідну тару.

Головним джерелом холоду є компресорна, яка живить завод холодом на всі технологічні процеси охолодження молочної продукції.

В теперішній час найбільш розповсюдженим холодоносієм для отримання температур 0° С є водний розчин хлористого кальція. Росоли викликають посилену корозію, що приводить до необхідності частої заміни труб. З метою збільшення терміну служби охолоджуючих приладів

НТБ ОНТУ

рекомендується застосовувати менш корозійно-активні речовини, наприклад, водяний розчин етиленгліколя. Крім сильної корозії, яка характерна для расольних схем, у них є ще один великий недолік, пов'язаний з необхідністю працювати при низьких температурах кипіння, а відповідно, з більшою витратою енергії.

Для забезпечення холодом технологічного процесу переробки молока, виробництва та збереження готової продукції на підприємстві з початку його роботи використовувалася централізована аміачна система холодопостачання з проміжними теплоносіями (розсолом та крижаною водою) для охолодження в технологічних процесах.

"Крижана вода" готується у пластинчатих теплообмінниках, охолоджуючись аміаком, який надходить від 2 комплексних холодильних машин з температурою -10…-12°С. Температура "крижаної води" на виробництво становить +1...+2,5С. Підвищення температури у споживачів становить від +4 до +6С. Отеплена вода повертається у бак, з якого відцентровими насосами подається у пластинчаті теплообмінники і далі на виробництво. Бак розділений на теплий та холодний відсіки.

Література

1. Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Ольшевська О.В. Доцільна економічна товщина сучасних ізоляційних матеріалів плодоовочесховищ СКВ [Текст] / Н.В.Жихарєва, М.Г.Хмельнюк., О.В.Ольшевська // Холодильна техніка і технологія. – 2015. – № 3 С. 22 – 25.

2. Жихарєва Н.В.Математичне моделювання нестаціонарного теплообміну приміщень [Текст] / Н.В.Жихарєва. М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка та технологія. – 2017.- том 52, вип.6. – С. 75-78

УДК 697.91.94.97

ОТРИМАННЯ ЛЬОДУ ЛЬОДОГЕНЕРАТОРОМ ПОГРУЖНОГО ТИПУ В НАУКОВІЙ ЛАБОРАТОРІІ КОМФОРТНОГО ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГ КОНДИЦІЮВАННЯ ОНТУ

Жихарєва Н.В. доцент ОНТУ , Когут В.О. доцент ОНТУ , Меріков М.М, бакалавр ОНТУ

Льодогенератор – вид професійного технологічного обладнання, призначений для автоматичного виготовлення харчового льоду. Штучний лід повсюдно використовується для виготовлення коктейлів та для охолодження продуктів харчування.

Для зберігання готового харчового льоду використовують спеціальні бункери, які можуть бути вбудовані в даний холодильний агрегат або бути автономними. Вбудовані бункери, як правило, використовуються в льодогенераторах з невисокою продуктивністю (до 100 кг на добу)..

Безперечно, кожен заклад, в якому є бар не може обійтися, без льоду і звичайно льодогенератора! Але в літні місяці, коли температура повітря підвищується вище 30*С, попит на лід зростає і льодогенератор вже не здатний виробити достатню кількість льоду. У таких випадках, у пікове споживання льоду, заклади практикують замовлення «привізного льоду». Крім того, конструкція та програми автоматичного керування процесом льодоутворення дозволяє покращити енергоефективність льодогенератора погружного типу.

За розробленим випускником магістрантом Післегіним А (керівник доц. Жихарєва Н.В.) стенду льдогенератора погружного типу, управління процесом льодоутворення розробка науково обґрунтованих технологічних досліджень виконуються такі задачі

– проаналізувати усі види льдогенераторів

НТБ ОНТУ

– вивчити вимоги до льдогенератора погружного типу;

– розробити та виготовити стенд для виробництва харчового льоду:

– провести експериментальні дослідження льодоутворення :

Розроблений та виготовлений стенд призначений для наглядного спостереження виробництва льоду працює в лабораторіі 016 ОНТУ

Крижинки циліндричної форми (пальчикові) є довгастими шматочками з порожниною всередині, що забезпечує максимальну площу віддачі холоду. Для отримання такого виду льоду потрібний льодогенератор пальчикового льоду.

Унікальна особливість довше зберігати прохолоду рідкого середовища, в яке його поміщають, зробила цей вид льоду популярним у ресторанному бізнесі. Його успішно використовують для приготування освіжаючих напоїв, а завдяки крихкості маленьких крижаних циліндрів, їх дроблять та створюють ефектні та смачні коктейлі.

Складові частини стенду: компресор, повітряний конденсатор з примусовим відбором тепла за допомогою вентилятора, випарник (теплообмінний апарат у вигляді “пальчиків”), робочий резервуар для води, мезанізм створення віл (хвилювання води в робочому резервуарі), стенд з термометрами та вимикачем резервуар для води та льоду, електронна плата керування на базі мікросхем, соленоїдний вентиль подачі гарячого холодильного агента, фреонопроводу.

Складові холодильної машини: компресор, повітряний конденсатор, фільтр, терморегулюючий вентиль, випарник, регенеративний теплообмінник, докипач, манометри високого та низького тисків, штуцерів.

Принцип роботи льодогенератора:

З нижнього контейнера з водою подається вода в основний робочий резервуар, включається компресор і спеціальний мотор, який створює хвилі у воді, він є датчиком наросту льоду. Завдяки тому, що вода постійно рухається, дрібні частинки осідають униз.

Усередині робочого резервуара, де «хвилюється» вода, є трубки, в яких протікає холодильний агент, і вони охолоджуються. Саме на них, через перші 20 хвилин і наморожуються шматочки льоду. Після цього основний резервуар нахиляється і вода зливається. Під час зливу води на випарник подається гаряча пара за допомогою соленоїдного вентиля, крига відвалюється вниз, у контейнер На стенді встановлені п'ять електронних термометрів із термопарами для в підб ору даних на холодильній машині; два манометри високого та низького тиску для наглядного огляду тисків у фреоновій системі холодильної машини.

Вмикання вентилятора конденсатора здійснюється за допомогою датчика із плати управління.

НТБОНТУ

Рис1. Установка льдогенератора

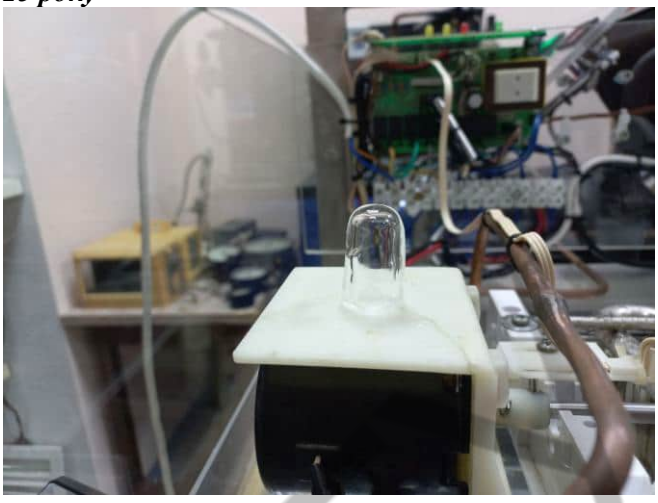


Рис. 2.Льод пальчикового типу.

Кількість “льоду, що наріс”, на випарнику контролюється механізмом створення хвиль. На лівому краю встановлений магнітний датчик, при його зупинці вмикається соленоїдний вентиль і гарячий газ подається у випарник для відтавання льоду.

Регенеративний теплообмінник: капілярна трубка припаяна до фреонопроводу після випарника, чим реалізує охолодження рідкого холодильного агента та перегріву холодильного агента на ділянці від випарника до компресора.

На виготовленому стенді проведяться наукові дослідження за розробленою моделлю.

Література

1. Моделювання інноваційних технологій в енергетиці**:** навчальний посібник / Жихарєва Н.В., Когут В.О. – Одеса: Бондаренко М.О., 2025. – 198 с.

2 Зімін О.В. Математическая модель процессов льдообразования в шнековом генераторе бинарного льда// Холодильна техніка і технологія, 2011, №2(124), с. 32-34

НТБ ОНТ

УДК 697.91.94.97

ПЕРЕВАГИ СУЧАСНИХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Крушельницький Д.О. аспірант ОНТУ, Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. ОНТУ м. Одеса

Сучасні, елегантні системи кондиціонування привертають до себе багато уваги, і для цього є багато причин. Однією з головних причин є підвищення енергоефективності. Ці нові системи використовують менше енергії для охолодження вашого будинку, що дозволяє заощадити гроші на рахунках за електроенергію. Нижче енергоспоживання також корисно для навколишнього середовища.

Багато сучасних систем кондиціонування оснащені інтегрованою інтелектуальною технологією. Це дозволяє вам керувати системою кондиціонування зі свого смартфона, забезпечуючи зручність і комфорт на відстані витягнутої руки.

Енергоефективні системи кондиціонування — це не просто тенденція, а вдосконалення, яке приносить користь як вашому гаманцю, так і навколишньому середовищу.

Наукові основи підвищення енергоефективності

Енергоефективні системи кондиціонування — це не просто тенденція, а вдосконалення, яке приносить користь як вашому гаманцю, так і навколишньому середовищу.

Сучасні системи кондиціонування, розроблені з використанням передових технологій, забезпечують максимальну ефективність охолодження без зайвих витрат енергії. Вони використовують двигуни з регульованою швидкістю, які адаптуються до ваших конкретних потреб в охолодженні. На відміну від старих пристроїв, які постійно працюють на повній потужності, ці двигуни змінюють свою швидкість залежно від температури у вашому домі. Така адаптація значно зменшує споживання енергії без шкоди для комфорту. Зменште свої рахунки за енергію за допомогою ефективних систем кондиціонування повітря

Коли ваша система кондиціонування споживає менше енергії, ви помітите значне зменшення рахунків за енергію. Згодом ці заощадження можуть накопичуватися, що робить вашу інвестицію в покращену систему кондиціонування повітря розумним фінансовим кроком. Деякі з наших клієнтів у Heath's Air навіть повідомили про заощадження до 30% на рахунках за енергію, що є дійсно захоплюючою перспективою!

Підтримка більш екологічного середовища

Ефективні системи кондиціонування не тільки економлять ваші гроші, але й допомагають захистити нашу планету. Використовуючи менше енергії, ці системи зменшують вуглецевий слід вашого будинку, сприяючи створенню більш чистого та екологічного середовища. Це вибір, який відчувається так само освіжаюче, як прохолодне повітря з вашої нової системи.

Енергоефективність — це не просто модне слово, це важливий фактор при виборі правильної системи кондиціонування для вашого будинку. Якщо ви хочете оцінити ефективність вашої існуючої системи, ось посібник, який допоможе вам це зробити. У Heath's Air ми допомагаємо вам зрозуміти та скористатися цими важливими досягненнями. Завдяки нашим експертним порадам та широкому асортименту ефективних систем кондиціонування ви можете насолоджуватися прохолодою у вашому домі, заощаджуючи гроші та роблячи позитивний вплив на навколишнє середовище.

Максимальна продуктивність і комфорт

При виборі системи кондиціонування повітря двома основними факторами є продуктивність і комфорт. Сучасні кондиціонери, доступні в Heath's Air, виходять за межі естетики, забезпечуючи високу продуктивність і підвищений комфорт у вашому домі.

Сучасні системи кондиціонування: ефективність та продуктивність

Сучасні системи кондиціонування значно ефективніші за свої попередниці. Вони забезпечують чудове охолодження, покращують якість повітря та краще контролюють вологість. Ці системи адаптуються до коливань температури у вашому домі, забезпечуючи стабільне охолодження протягом дня. Це усуває проблему нерівномірного охолодження, коли в деяких кімнатах холодніше, ніж в інших.

Ці системи також ефективно контролюють вологість, що особливо корисно в районах з високою вологістю. Це забезпечує прохолодне і свіже середовище у вашому домі навіть у найвологіші дні. Поєднання сучасних компресорів, ефективних двигунів і інтелектуальних термостатів сприяє цій чудовій продуктивності. Вони працюють разом, щоб забезпечити оптимальну роботу системи кондиціонування повітря і надати вам необхідний комфорт.

Розумна технологія та сучасні системи кондиціонування

Розумна технологія змінює спосіб використання систем кондиціонування, забезпечуючи комфорт і зручність. За допомогою цієї технології ви можете керувати системою кондиціонування з будь-якого місця, регулюючи її роботу зі свого смартфона, планшета або комп'ютера. У Heath's Air ми готові допомогти вам ефективно використовувати цю технологію. У цьому розділі ми пояснимо, як розумна технологія забезпечує власникам дистанційне керування, можливість відстежувати використання та комфорт.

Дистанційний моніторинг та управління кондиціонером

Розумна технологія в системах кондиціонування пропонує захоплюючу функцію дистанційного керування та моніторингу. Сумісний додаток для смартфона дозволяє регулювати температуру у вашому домі з будь-якого місця, забезпечуючи комфорт у вашому домі з моменту, як ви входите до нього. Моніторинг у реальному часі також дозволяє стежити за системою кондиціонування, допомагаючи виявити потенційні проблеми, перш ніж вони перетворяться на дорогі ремонти. Це в кінцевому підсумку покращує довговічність і зменшує необхідність частого обслуговування кондиціонера. Пам'ятайте, що регулярне обслуговування кондиціонера важливе для забезпечення його оптимальної роботи.

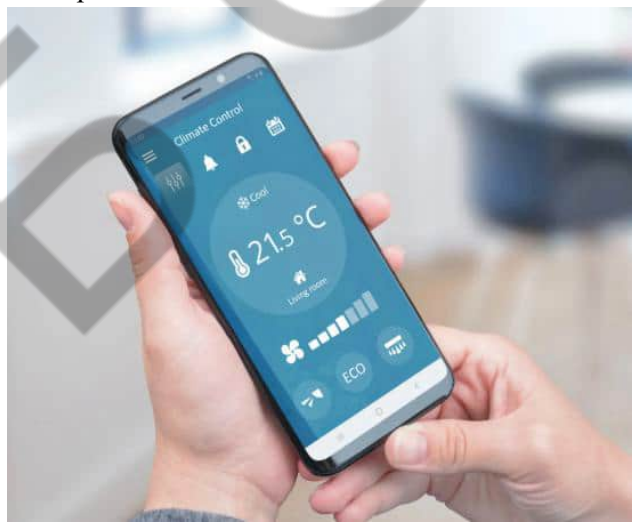


Рис. 1 Мобільний додадок

Відстежуйте споживання енергії

Інтелектуальні технології дозволяють власникам контролювати споживання енергії їхніми системами кондиціонування повітря. Ці дані допомагають зрозуміти енергоефективність вашої системи, що дозволяє змінити звички використання для потенційної економії на рахунках за енергію. Ви також можете виявити та усунути марнотратне використання енергії, щоб зменшити вплив на навколишнє середовище.

Відчуйте індивідуальний комфорт завдяки інтелектуальним термостатам

Інтелектуальні термостати, ще одна функція інтелектуальної технології в системах кондиціонування повітря, вивчають ваші щоденні звички та регулюють температуру для забезпечення комфорту та енергоефективності. Незалежно від того, чи ви віддаєте перевагу прохолодним ночам чи теплим дням, інтелектуальний термостат запам'ятає це і відповідно регулюватиме температуру. Це як мати особистого помічника для забезпечення комфорту у вашому домі. У цій публікації в блозі розглядаються чотири інші способи дати вашому кондиціонеру перепочинок.

Розумна технологія спрощує обслуговування кондиціонерів, надсилаючи повідомлення та нагадування про планове обслуговування або заміну фільтрів. Це дозволяє вашій системі кондиціонування працювати ефективно довше. Деякі розумні системи діагностують проблеми, допомагаючи нашим технічним спеціалістам у Heath's Air швидко вирішувати будь-які питання, заощаджуючи ваш час і нерви.

По суті, розумні технології в системах кондиціонування забезпечують комфорт і зручність. Якщо ви хочете заощадити на рахунках за енергію, підтримувати комфорт у вашому домі або насолоджуватися зручністю управління кондиціонером з будь-якого місця, розумні системи кондиціонування можуть забезпечити все це.

Використана література:

1. https://play.google.com/store/apps/details?id=eu.airpatrol.android
2. https://www.advantageheating.net/the-benefits-of-upgrading-your-air-conditioning-system

УДК 697.91.94.97

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МУЛЬТИСИСТЕМА І VRF СИСТЕМИ В СПОРТИВНОМУ КОМПЛЕКСІ З ПІДВИЩЕНОЮ ВОЛОГІСТЮ

Геніх К.В., магістрант; ОНТУ м. Одеса

Підвищена вологість повітря в будівлях спортивного та рекреаційного призначення створює складні умови для роботи систем кондиціонування. Високий рівень тепловиділень, значні коливання вологості та нерівномірність навантажень зумовлюють потребу у виборі системи, здатної забезпечити точне підтримання параметрів мікроклімату при мінімальних енергетичних витратах.

Мультисистеми представляють собою варіант традиційної спліт-системи з одним зовнішнім блоком, який обслуговує кілька внутрішніх. Розподіл холодоагенту відбувається фіксовано, без урахування індивідуальних навантажень кожного приміщення. Це спрощує монтаж та знижує вартість, однак обмежує довжину фреонопроводів (до 50 м), кількість внутрішніх блоків (до 8) і можливості точного регулювання температури. У приміщеннях з підвищеною вологістю така система не забезпечує достатню стабільність мікроклімату: утворення конденсату на елементах, перегрів або переохолодження окремих зон погіршують її ефективність.

Системи типу VRF (Variable Refrigerant Flow) використовують інверторне керування компресором і електронні розширювальні вентилі, що забезпечує змінну витрату холодоагенту відповідно до теплового навантаження кожної зони. Це дозволяє утримувати температуру й відносну вологість у вузьких межах при мінімальних коливаннях параметрів. Конструктивно VRF передбачає збільшену довжину траси (до 150 м) і перепад висот до 90 м, що дозволяє розташовувати зовнішні модулі поза зонами з агресивним середовищем. Енергоефективність таких систем характеризується високими показниками: коефіцієнт енергетичної ефективності (COP) становить 4,0–5,0, тоді як у мультисистем – 3,0–3,5.

НТБ ОНТУ

З технічної точки зору, VRF-системи краще пристосовані до роботи у вологих середовищах завдяки застосуванню вологостійких матеріалів ізоляції, антикорозійних покриттів, дренажних систем і можливості інтеграції з припливно-витяжними установками, оснащеними рекуператорами тепла. Це дає змогу зменшити енергоспоживання у холодний період року на 15–20% і стабілізувати роботу теплообмінників.

Крім того, VRF-системи оснащуються автоматизованими засобами контролю — BMS і web-моніторингом — які дають змогу в реальному часі регулювати режими, відстежувати параметри та своєчасно виявляти відхилення у роботі обладнання. Каскадне підключення зовнішніх блоків забезпечує резервування компресорів і підвищує надійність при тривалій експлуатації.

Таким чином, результати аналізу свідчать, що VRF-системи мають вищу енергетичну ефективність, розширені можливості регулювання параметрів повітря, підвищену надійність і довший експлуатаційний ресурс (до 20 років). Мультисистеми можуть застосовуватися лише у малих об’єктах з невеликою кількістю зон і стабільними навантаженнями, де не висуваються жорсткі вимоги до контролю вологості.

З технічно-наукової точки зору VRF-системи є оптимальним рішенням для будівель із підвищеною вологістю. Вони забезпечують енергозбереження, стабільність мікроклімату, точне регулювання температури та вологості й мають кращі експлуатаційні показники порівняно з мультисистемами.

Література

1. Моделювання інноваційних технологій в енергетиці: навчальний посібник / Жихарєва Н.В., Когут В.О. – Одеса: Бондаренко М.О., 2025. – 198 с.
2. Інноваційні технології кондиціювання повітря в нестаціонарних умовах: монографія / Н. Жихарєва; Одеський національний технологічний університет, кафедра холодильної та кондиціонерної техніки. – Одеса: ТЕС, 2022. – 264 с.: іл.
3. Жихарєва Н., Хмельнюк М. Термоекономічна модель систем кондиціювання повітря. *Energy and Control Systems*, 2019, т. 5, № 2, с. 66–74. https://doi.org/10.23939/jeecs2019.02.066
4. Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г. (2016) Математичне моделювання нестаціонарного теплообміну в будівлях. *Холодильна техніка і технологія*, 52 (6), с. 75–79. DOI: http://dx.doi.org/10.15673/ret.v52i6.479
5. Жихарєва Н., Хмельнюк М. **(2017)** Оптимізація витрат на теплозахист будівель і систем кондиціювання в цілому. *Холодильна техніка і технологія*, 53 (4), с. 17–20. DOI: http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i4.706

УДК 697.91

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ МОЛОКОЗАВОДУ ТА ЇЇ МОДЕРНІЗАЦІЯ, ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ НОВІТНІХ ЕКОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ

Брюшков К.Ю.. магістр НТmaIM , Жихарєва Н.В. ОНТУ Одеса

Модернізація та підвищення енергоефективності системи охолодження молокозаводу: Екологічні рішення

Система охолодження є критично важливим елементом у технологічному процесі виробництва молока та кисломолочних продуктів. Молоко є чутливою сировиною, і його необхідно якнайшвидше охолодити після отримання, щоб запобігти втраті корисних властивостей через

НТБОНТУ

проникнення мікрофлори протягом 2-3 годин. Холод також необхідний після пастеризації та пряження, де охолодження відбувається у пластинчастих установках.

Головним джерелом холоду є компресорна , яка історично використовувала централізовану аміачну систему з проміжними теплоносіями, такими як розсіл та крижана вода.

I. Проблеми застарілих систем та необхідність модернізації

Традиційна аміачна система з розсолами стикається з двома основними недоліками, що впливають на екологічність та енергоефективність:

Проблеми з холодоносіями: Найбільш поширений для 0^0C водний розчин хлористого кальцію (розсіл) викликає посилену корозію , що призводить до необхідності частої заміни труб та, як наслідок, до збільшення експлуатаційних витрат. З метою збільшення терміну служби обладнання рекомендовано застосовувати менш корозійно-активні речовини, наприклад, водяний розчин етиленгліколю.

Низька енергоефективність: Розсольні схеми вимагають роботи при низьких температурах кипіння, що спричиняє більшу витрату енергії.

II. Сучасні енергоефективні та екологічні рішення

Модернізація повинна бути спрямована на інтеграцію високоефективного обладнання та екологічно безпечних схем:

1. Удосконалення системи "Крижана вода"

Система "крижаної води" є ключовою, оскільки вона забезпечує охолодження у пластинчатих теплообмінниках. Модернізація включає:

Високоефективні пластинчасті теплообмінники: Заміна старих теплообмінників на сучасні моделі з більшою площею теплообміну дозволяє мінімізувати температурний напір і зменшити енерговитрати холодильних машин.

Системи акумуляції холоду: Встановлення великих баків-акумуляторів холоду дозволяє виробляти холод вночі, коли тарифи на електроенергію нижчі, що значно знижує експлуатаційні витрати (економічний та енергоефективний аспект).

Оптимізація циркуляції: Застосування насосів зі змінною частотою обертання (VFD) для подачі отепленої води з баку дозволяє точно регулювати витрату холодоносія відповідно до поточного технологічного навантаження, заощаджуючи електроенергію.

2. Впровадження систем рекуперації тепла та холоду

Для підвищення енергоефективності критично важливим є використання рекуперації:

Рекуперація тепла від компресорів: Тепло, яке виділяється аміачними компресорами, може бути використане для попереднього підігріву молока перед пастеризацією або для нагріву технічної води, що призводить до суттєвої економії теплової енергії (рекуперація тепла).

Рекуперація холоду в технологічних процесах: Встановлення теплообмінників для охолодження технологічних стоків (наприклад, сироватки) перед їх скиданням. На молокозаводі економія при охолодженні 100 т сироватки може становити близько 1100 МВт холоду на рік. Аналогічно, використання холоду від вхідного молока може забезпечити економію близько 910 МВт тепла на рік при його підігріві (рекуперація холоду та тепла).

3. Екологічна заміна холодоагентів

Хоча аміак є ефективним холодоагентом, його токсичність вимагає високих стандартів безпеки. Екологічна модернізація включає розгляд:

Природні холодоагенти: Використання CO_2 (R-744) в каскадних системах або оновлення аміачних систем для максимального зниження обсягу заправки холодоагенту.

Градирні для вторинного охолодження: Застосування високоефективних градирень (наприклад, градирня CTP MFRP-4) з високоякісними нержавіючими трубопроводами для забезпечення оборотного водопостачання та охолодження технологічної води, що знижує навантаження на основну холодильну установку та оптимізує витрати води (екологічний аспект).

Комплексна модернізація, що включає перехід на менш корозійно-активні холодоносії, впровадження

VFD-насосів, систем акумуляції холоду та рекуперації тепла/холоду, дозволить досягти високої точності охолодження значно знизити енерговитрати та підвищити якість продукції.

Літератур

1. Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Ольшевська О.В. Доцільна економічна товщина сучасних ізоляційних матеріалів плодоовочесховищ СКВ [Текст] / Н.В.Жихарєва, М.Г.Хмельнюк., О.В.Ольшевська // Холодильна техніка і технологія. – 2015. – № 3 С. 22 – 25.
2. Жихарєва Н.В.Математичне моделювання нестаціонарного теплообміну приміщень [Текст] / Н.В.Жихарєва. М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка та технологія. – 2017.- том 52, вип.6. – С. 75-78

УДК 697.91

ІННОВАЦІЇ У ТЕПЛООБМІННИКАХ ТА КОМПРЕСОРНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ СПЛІТ-СИСТЕМИ

Воробйов М.С. магістр ОНТУ , Одеса, Жихарєва Н.В., к.т.н., доц. ОНТУ

Вступ1: Кліматичні зміни та зростання попиту на енергоефективність стимулюють революційні зміни в технологіях кондиціонування повітря.

2: Майбутнє спліт-систем визначатиметься інноваціями, що зосереджені на трьох ключових аспектах: енергоефективність, екологічність та інтелектуальність.

Частина І. Нове покоління теплообмінників

1.1. Мініатюризація та адитивне виробництво (3D-друк) відкривають нові можливості для створення компактних і високоефективних теплообмінників. Це дозволяє розробляти складні геометрії, що підвищують ефективність теплопередачі, одночасно зменшуючи розмір і вагу пристроїв.

1.2. Наноматеріали та спеціальні покриття: застосування наноструктурованих матеріалів та покриттів дозволяє досягти надзвичайно високої теплопровідності та стійкості до корозії. Це підвищує продуктивність теплообмінників і знижує потребу в технічному обслуговуванні.

1.3. Системи рекуперації тепла: вдосконалені теплообмінники в системах рекуперації тепла будуть використовувати відпрацьоване тепло, що значно скорочує енергоспоживання і підвищує загальну ефективність системи.

1.4. Рідинні осушувачі повітря: гібридні системи, що поєднують компресійне охолодження з осушенням повітря за допомогою рідких десикантів, стають перспективним напрямком. Це особливо актуально для регіонів із високою вологістю.

Частина ІІ. Інновації у компресорах: серце спліт-системи

2.1. Розширення використання інверторної технології: інверторні компресори зі змінною швидкістю обертання стануть стандартом. Вони забезпечують значне зниження енергоспоживання (до 30%) і точніший контроль температури, ніж традиційні.

2.2. Екологічні холодоагенти: перехід на холодоагенти з низьким потенціалом глобального потепління (GWP) — ключовий пріоритет. Наприклад, R-32 вже замінює R-410A, а в майбутньому можливе ширше використання природних холодоагентів (наприклад, пропан R290), які потребують вдосконалення конструкції компресорів для безпечного використання.

2.3. Магнітокалоричні та барокалоричні технології: хоча ці технології все ще перебувають на ранній стадії розробки, вони є багатообіцяючою альтернативою традиційним компресорам. Вони працюють

НТБ ОНТУ

без холодоагентів і використовують ефекти, пов'язані з магнітними полями або тиском, що робить їх екологічнішими.

Частина III. Інтеграція та розумні функції

3.1. Розумні системи та IoT: більшість нових спліт-систем матимуть інтегровані модулі Wi-Fi. Це дасть змогу дистанційно керувати пристроєм, програмувати його роботу та отримувати діагностичні дані через мобільні додатки.

3.2. Прогностична діагностика та обслуговування: завдяки вбудованим датчикам та алгоритмам самодіагностики, спліт-системи майбутнього зможуть передбачати можливі несправності та автоматично надсилати дані до сервісної служби, що дозволить запобігати поломкам.

3.3. Управління на основі штучного інтелекту: алгоритми ШІ будуть оптимізувати роботу системи, враховуючи не лише температурні параметри, а й дані про якість повітря, рівень вологості, а також індивідуальні переваги користувачів, адаптуючись до їхніх звичок.

Частина IV. Екологічні холодоагенти

Крім використання R-32 замість R-410A, на горизонті з'являються більш екологічні варіанти.

4.1. Природний холодоагент CO2 (R-744): незважаючи на високий робочий тиск, діоксид вуглецю має нульовий потенціал руйнування озонового шару та низький потенціал глобального потепління. Використання CO2 дозволяє підвищити енергоефективність і знизити витрати, особливо в системах з утилізацією тепла. Ця технологія вже активно використовується в промислових системах і поступово проникатиме в побутові спліт-системи, вимагаючи вдосконалення компресорів для роботи в транскритичному циклі.

4.2. Гідрофторолефіни (HFO): це холодоагенти з надзвичайно низьким потенціалом глобального потепління, які розглядаються як довгострокова заміна HFC. Вони є більш безпечними для навколишнього середовища і можуть використовуватися як у чистій формі, так і в сумішах.

4.3. Пошук нових, високоефективних сумішей: розробка інноваційних сумішей холодоагентів, що поєднують у собі низький GWP, високу енергоефективність та оптимальні термодинамічні характеристики.

Висновок

Завтрашні спліт-системи будуть не просто пристроями для охолодження, а повноцінними елементами "розумного" будинку, що забезпечують енергоефективність, екологічність та високий рівень комфорту для користувача.

Майбутнє належить гібридним та екологічно безпечним системам, які змінять не лише спосіб охолодження приміщень, а й наш підхід до споживання енергії.

Література

1. Інноваційні технології кондиціювання повітря в нестаціонарних умовах: монографія / Н. Жихарєва; Одеський національний технологічний університет, кафедра холодильної та кондиціонерної техніки. – Одеса: ТЕС, 2022. – 264 с.: іл.
2. Жихарєва Н., Хмельнюк М. Термоекономічна модель систем кондиціювання повітря. *Energy and Control Systems*, 2019, т. 5, № 2, с. 66–74. https://doi.org/10.23939/jeecs2019.02.066

UDC 697.91.94.97

НТБОНТУ

IMPROVING THE ENERGY EFFICIENCY OF THE AIR CONDITIONING AND FILTRATION SYSTEM THROUGH EXERGY ANALYSIS IN THE REHABILITATION CENTER OF ODESA

Hitruk M ,Master's degree candidate,.. Zhykharieva N. assoc.prof. . Kogut V., assoc.prof. ONUT Odesa

Relevance of the Problem. In the context of the energy crisis, rising energy costs, and increasing requirements for indoor climate quality in public buildings, improving the energy efficiency of air conditioning and air purification systems is of particular importance.

For rehabilitation centers, where the stability of temperature and humidity parameters directly affects patient comfort and recovery, these issues are especially critical.

Exergy analysis, unlike traditional energy approaches, allows for evaluating not only the quantity but also the quality of energy, identifying real losses and ways to minimize them. This method is particularly effective when modernizing air conditioning systems in Odesa, where significant seasonal temperature and humidity fluctuations are observed.

Purpose and Objectives of the Study. To improve the energy efficiency of the air conditioning and air filtration system of the rehabilitation center in Odesa through exergy analysis and the development of optimization recommendations.

Main objectives of the study:

1. Conduct an exergy analysis of the existing air conditioning system and identify the sections with the highest exergy losses.
2. Evaluate the impact of the efficiency of heat exchangers, filtration elements, and fans on the overall exergy efficiency of the system.
3. Propose structural and operational measures to reduce energy losses.
4. Perform a comparative energy and economic assessment before and after implementing the proposed measures.

Materials and Methods. The study was conducted at a rehabilitation center in Odesa. The object of research is an air conditioning system with mechanical ventilation, two-stage air filtration (G4 + F7), and a freon-based cooling unit.

The exergy analysis was based on the first and second laws of thermodynamics. Digital sensors were used to measure air parameters: temperature, humidity, and flow velocity (SHT31, testo 405i). Calculations were performed using the EES (Engineering Equation Solver) software environment.

Research parameters:

- Outdoor air temperature: –5°C to +30°C
- Indoor air temperature: +23 ± 2°C
- Airflow rate: 1500–3500 m³/h
- Filtration class: G4–F9

НТБОХТУ

Results and Discussion. The exergy analysis showed that the main losses in energy quality occur in the cooling section (up to 40%) and in the filtration elements (up to 25%) due to increased aerodynamic resistance.

It was found that the use of a plate cross-flow heat exchanger reduces exergy losses by 30–35%, while replacing G4 filters with low-resistance F7 filters provides an additional 10–12% reduction.

As a result, the overall exergy efficiency coefficient of the system increased from 0.42 to 0.63, corresponding to a 28–32% reduction in electricity consumption.

Energy and Economic Efficiency. Under the climatic conditions of Odesa, with a heating season of about 170 days, the annual energy savings amount to 4800–5200 kWh, which corresponds to a reduction in CO_2 emissions by 1.8–2.0 tons per year.

The estimated cost of modernization (heat recovery unit, filter replacement, and air balancing) is 45,000–50,000 UAH. Considering the average electricity cost of 4.5 UAH/kWh, the payback period is 2.1–2.5 years.

Conclusions:

Exergy analysis is an effective tool for a comprehensive assessment of the energy performance of air conditioning systems.

1. The main exergy losses occur in the cooling and filtration sections; optimizing them yields the greatest improvement.

2. Implementing a heat recovery module and using low-resistance filters increases the system's energy efficiency by up to 30%.

3. The economic feasibility of modernization is confirmed by a short payback period (up to 3 years).

Prospects for Further Research. Future work will focus on the development of an intelligent air conditioning control system that accounts for real-time exergy losses and predicts optimal operating modes based on weather conditions and room occupancy.

List of references:

1. Modeling of innovative technologies in power engineering. Textbook. / Zhikhareva N.V., Kogut V.O.; - Odessa: Bondarenko M.O., 2025. – 198 p.

2. Innovative air conditioning technologies in non-stationary conditions: monograph / N. Zhikhareva; Odessa National Technological University, Department of Refrigeration and Air Conditioning - Odessa: TES, 2022. – 264 p.: ill.

3. N. Zhikhareva, M. Khmelnyuk. Thermoeconomic model of air conditioning systems. Energy and Control Systems, 2019, vol. 5, No. 2, pp. 66–74. https://doi.org/10.23939/jeecs2019.02.066

4. Zhikhareva N.V., Khmelnyuk M.G. (2016) Mathematical modeling of non-stationary heat exchange in buildings. Refrigeration Technology and Technology, 52 (6), pp. 75–79. DOI: http://dx.doi.org/10.15673/ret.v52i6.479

5. Zhikhareva N., Khmelnyuk M. (2017) Optimization of costs for thermal protection of buildings and air conditioning in general. Refrigeration Engineering and Technology, 53(4), pp. 17-20 DOI: http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i4.706

НТФОХТУ

УДК 697.91

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ БАГАТОЗОНАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В ПРИМІЩЕННІ БОМБОСХОВИЩА

Федосєєнко О.О., Відокремлений структурний підрозділ «Технологічний фаховий коледж Державного університету економіки і тенхнологій» Жихарєва Н.В. доцент Одеського національного технологічного університету

У зв'язку з актуалізацією питань цивільного захисту населення в умовах воєнного стану, особливого значення набуває створення ефективних інженерних систем життєзабезпечення в захисних спорудах. Однією з ключових систем є багатозональна система кондиціонування повітря, яка забезпечує підтримання оптимального мікроклімату в різних функціональних зонах бомбосховища. Її ефективність прямо впливає на комфорт, здоров'я та працездатність людей, що перебувають в укритті.

Метою даної роботи є розробка технічних рішень, спрямованих на підвищення енергоефективності, надійності та адаптивності багатозональної системи кондиціонування повітря з урахуванням специфіки приміщень бомбосховищ.

Особливості мікроклімату в захисних спорудах

Бомбосховища, як правило, розташовані в підвальних або заглиблених приміщеннях з обмеженим доступом до зовнішнього повітря. Висока щільність перебування людей, відсутність природної вентиляції, наявність технічного обладнання та необхідність тривалого перебування створюють складні умови для підтримання комфортного мікроклімату.

Основні параметри, які необхідно контролювати:

- Температура повітря (18–24 °C);
- Відносна вологість (40–60 %);
- Концентрація CO_2 (не більше 1000 ppm);
- Рівень шуму та руху повітря;
- Вміст пилу, бактерій та летких органічних сполук.

У звичайних системах кондиціонування регулювання здійснюється централізовано, що не дозволяє враховувати локальні особливості кожної зони. Багатозональні системи, навпаки, забезпечують індивідуальне керування параметрами повітря в кожному приміщенні, що особливо важливо для зон з різним функціональним навантаженням (медичний блок, кімнати відпочинку, технічні приміщення, навчальні кімнати).

Технічні рішення для підвищення ефективності

Для реалізації ефективної багатозональної системи кондиціонування запропоновано такі інженерні рішення:

- Інтелектуальне керування на базі мікроконтролера Modicon M221, які отримують дані з сенсорів температури, вологості, CO_2, присутності людей та якості повітря. Алгоритми керування реалізуються з використанням нечіткої логіки або машинного навчання.
- Зональні клапани з електроприводом, які дозволяють регулювати подачу охолодженого повітря в кожну зону залежно від потреби. Це зменшує втрати енергії та забезпечує точне керування.
- Рекуперація тепла за допомогою пластинчастих або роторних теплообмінників, що дозволяє зменшити витрати на підігрів або охолодження припливного повітря.
- Інверторні компресори з плавним регулюванням потужності, які адаптуються до змінних навантажень і забезпечують високу енергоефективність.

- Системи резервного живлення на основі літій-іонних акумуляторів або дизель-генераторів, що гарантують безперебійну роботу системи в умовах аварійного відключення електроенергії.
- Модульна архітектура системи, яка дозволяє швидко масштабувати або адаптувати систему під конкретне приміщення без повної реконструкції.

Математичне моделювання та аналіз

Для оцінки ефективності запропонованої системи було побудовано математичну модель, яка включає:

- Рівняння теплового балансу для кожної зони;
- Модель масообміну з урахуванням вентиляції та фільтрації;
- Енергетичну модель компресора, вентилятора та рекуператора;
- Алгоритм адаптивного керування на основі нечітких множин.

Моделювання проводилося для трьох сценаріїв:

- Централізоване керування без зонування;
- Багатозональна система з ручним регулюванням;
- Багатозональна система з інтелектуальним керуванням.

Результати показали, що третій варіант дозволяє - знизити енергоспоживання на 28–35 %; підвищити точність підтримання параметрів мікроклімату; зменшити кількість скарг на дискомфорт; підвищити надійність системи в умовах змінного навантаження.

Екологічні та соціальні аспекти

Енергоефективні системи кондиціонування в бомбосховищах мають значний екологічний ефект. Зменшення споживання електроенергії сприяє зниженню навантаження на енергосистему, особливо в пікові години, та зменшенню викидів CO_2.

Соціальний ефект полягає в покращенні умов перебування людей в укриттях, зниженні рівня стресу, підтримці психофізіологічного стану, особливо для дітей, літніх людей та осіб з хронічними захворюваннями.

Перспективи впровадження

Запропонована система може бути реалізована як у нових захисних спорудах, так і при модернізації існуючих. Її архітектура передбачає високу гнучкість, адаптивність та масштабованість, що дозволяє адаптувати рішення до різних типів приміщень, кількості зон та рівня технічного оснащення. Система може працювати як автономно, так і в складі інтегрованої платформи цивільного захисту.

Особливу увагу приділено вибору апаратної бази. Програмований логічний контролер Modicon M241 виробництва Schneider Electric забезпечує стабільну роботу системи навіть в умовах нестабільного енергопостачання, високої вологості та обмеженого простору. Його промислова надійність, підтримка протоколів Modbus RTU/TCP, Ethernet/IP, а також можливість розширення за рахунок модулів вводу/виводу роблять його оптимальним рішенням для критичних об’єктів.

У майбутньому планується реалізація таких етапів:

Розробка прототипу системи на базі Modicon M241 з підключенням сенсорів температури, вологості, CO_2, присутності людей, а також виконавчих механізмів — заслінок, вентиляторів, компресорів. Програмування здійснюється в середовищі EcoStruxure Machine Expert з використанням стандартів IEC 61131-3 (LD, ST, FBD), що забезпечує гнучкість і надійність.

Проведення експериментальних досліджень у навчальному бомбосховищі, де буде змодельовано різні сценарії навантаження, температурні режими, кількість присутніх осіб та аварійні ситуації. Контролер M241 дозволяє реалізувати адаптивне керування в реальному часі, збирати статистику та реагувати на зміну умов.

Створення цифрового двійника системи з використанням платформ типу MATLAB/Simulink або TwinCAT, що дозволить здійснювати віртуальне тестування, моделювання аварійних режимів, прогнозування енергоспоживання та оцінку ефективності керування без фізичного втручання.

НТБОНТУ

Інтеграція з системами моніторингу стану повітря та оповіщення, з можливістю передачі даних до диспетчерських пунктів, мобільних додатків або систем централізованого управління. Передбачено використання протоколів MQTT, Modbus TCP/IP, OPC UA для забезпечення сумісності з існуючими платформами.

Розширення функціоналу системи за рахунок додавання модулів фільтрації повітря, контролю рівня шуму, автоматичного регулювання освітлення та адаптації до потреб осіб з обмеженими можливостями.

Крім технічних переваг, система має важливе соціальне значення. Вона сприяє створенню безпечного середовища для тривалого перебування людей, знижує рівень стресу, покращує умови для дітей, літніх осіб та осіб з хронічними захворюваннями. Енергоефективність системи дозволяє зменшити навантаження на електромережу, що особливо важливо в умовах обмеженого ресурсу.

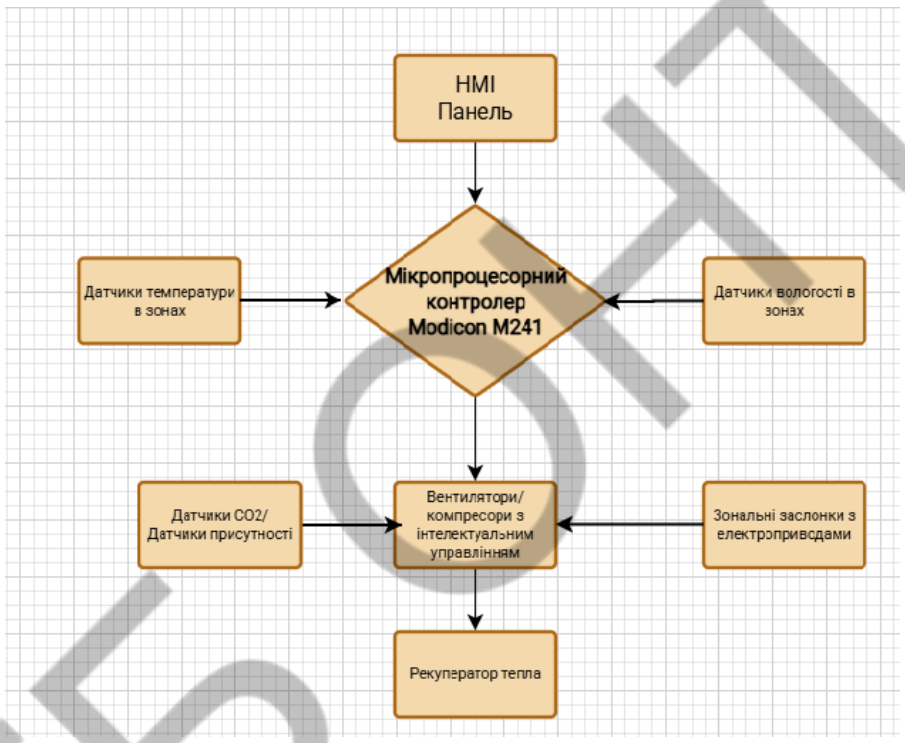


Рис. 1. Структурна схема багатозональної системи кондиціонування повітря з керуванням на базі контролера Modicon M241

Отже, запропонована система є не лише технічним рішенням, а й платформою для подальших досліджень, інновацій та впровадження в критично важливу інфраструктуру. Її реалізація сприятиме підвищенню рівня безпеки, комфорту та енергоефективності в умовах надзвичайних ситуацій.

Список інформаційних джерел:

1. Семенюк Ю.В. Екоенергетика та кондиціювання повітря. – Одеса: ОНТУ, 2022.
2. ISO 7730:2005. Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort.
3. Моделювання інноваційних технологій в енергетиці**:** навчальний посібник / Жихарєва Н.В., Когут В.О. – Одеса: Бондаренко М.О., 2025. – 198 с

.

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК.621.482

СИСТЕМА ХОЛОДОТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Погожий Л.А., студент
Лужанська Г.В., доц., к.т.н.
Національний університет «Одеська політехніка»

Одне з інноваційних напрямів у сфері енергозбереження системхолодотеплопостачання є технологія технологія генерування сонячної енергії влітку - в штучний холод і теплоту, і взимку - теплоту.

При цьому використовуються:

- влітку — різниці температур (потенціалів) між двома штучно створеними акумуляторами теплоти і холоду, які можна представити у вигляді сонячного соляного ставка, розташованого з південної сторони будівлі, що окремо стоїть, і звичайного теплоізольованого котловану з льодом, розташованого з північного боку тієї ж будівлі (рис 1);
- взимку - теплова енергія остигаючого сонячного соляного ставка і талої води котловану (рис 2).

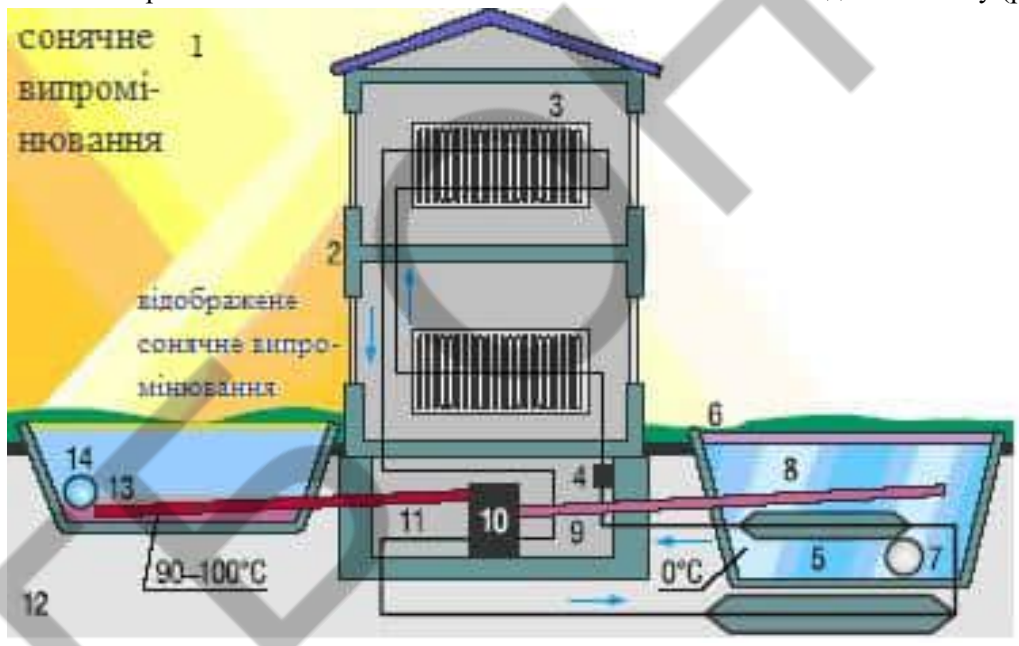


Рис. 1 – Схема сонячного холодотеплопостачання (літній режим)
1 – сонячне випромінювання; 2 - поверхня, що відображає; 3 – випарник; 4-вентиль; 5 – конденсатор; 6 – теплоізоляційне покриття; 7 – повітропровід; 8 - котлован з льодом; 9, 11 - гравітаційні теплові труби; 10 - хладомет; 12 – грунт; 13 – сонячний соляний ставок; 14 – водопровід

НТУ ОНТУ

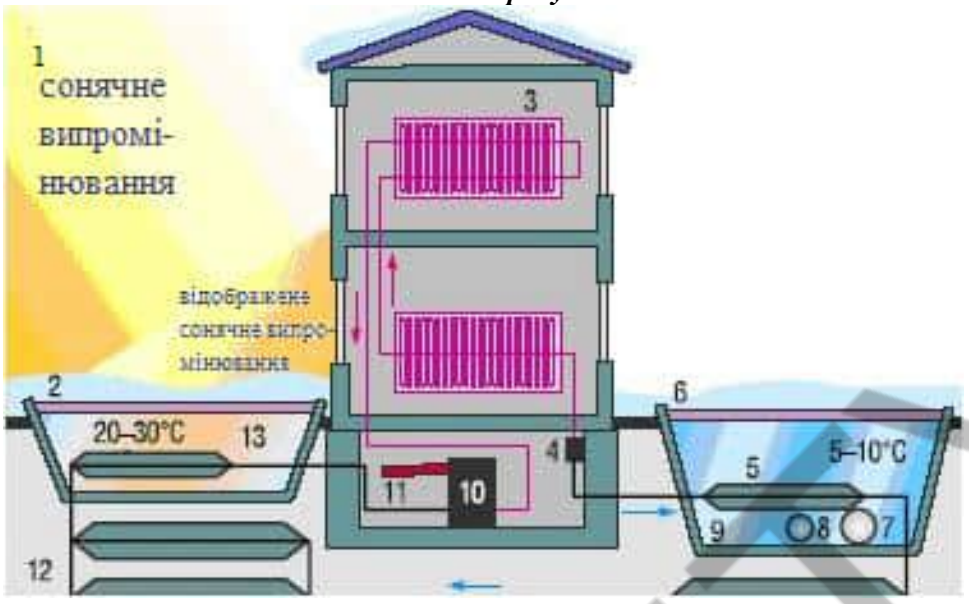


Рис. 2–Схема сонячного холодотеплопостачання (зимовий режим)
1- сонячне випромінювання; 2,6 – теплоізоляційне покриття; 3 – конденсатор; 4 – вентиль;
5 – випарник; 7,8 - димарі; 9 - котлован з талою водою; 10 - хладомет; 12 – ґрунт;
13 – сонячний соляний ставок

Принцип роботи системи сонячного холодотеплопостачання полягає в наступному [1, 2]. У випарнику за рахунок талої води 9 відбувається пароутворення холодоагенту, пар далі підігрівається від теплоти ґрунту 12 і розсолу ставка 13. Утворюється пара, стискається в хладометі з підвищенням температури, потім гаряча пара надходить в конденсатор, в якому віддає теплоту фазового переходу на обігрів по обігріву. Конденсат холодоагенту надходить у вентиль, де його тиск знижується, а потім у випарник .

Цикл повторюється. У процесі роботи насоса температура води в котловані знижується, утворюється лід (котлован «готується» до прийому теплоти влітку), а також знижується температура ґрунту 12 і розсолу ставка 13, забезпечуючи обігрів приміщень акумульованою сонячною енергією та скидним теплом геліохолодильника.

Для уповільнення охолодження взимку котловану та ставка вони ізольовані покриттями (6 та 2). В умовах тривалих зим і для об'єктів з малим об'ємом котловану поповнювати його теплотою можна за рахунок відведення «відпрацьованого» повітря з будівлі по повітропроводу 8. «Підігрівати» свіже повітря, що надходить у приміщення, можна в повітропроводі 7, з'єднаному з системо Кондиціювання приміщень можна здійснювати охолодженим до 5-8 ° С повітрям, що надходить з повітроводу, розташованого в льоду котловану.

Організація провітрювання при своєчасному видаленні конденсату з повітроводу 8 значно зменшує як капітальні витрати на спорудження котловану, так і витрата палива, необхідна для приведення в роботу хладомета.

Обігрів приміщень взимку здійснюється тепловим насосом, а також за рахунок прямого сонячного випромінювання, що надходить через вікна, та за рахунок відбитого покриттям 2 сонячного випромінювання.ю вентиляції.

НТБОНТУ

Інформаційні джерела

1. Prommajak T., Phonruksa J., Pramuang S. Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei, Thailand / T. Prommajak, //Int. J. Re-new. Energy. 2008. V. 3. № 1. P. 33–40.

2. Тітлов О.С., Фелонюк С.А. Розробка і обґрунтування конструктивних рішень систем життєзабезпечення з комбінованим використанням традиційних та відновлювальних джерел енергії . Збірник наукових праць за матеріалами Всеукраїнської науковотехнічної онлайн-конференції молодих учених та студентів «Сучасні проблеми холодильної техні ки і технології» 27-28 литопада 2020 року. – Одеса. 118-121 с

УДК.621.482

МОРСЬКА ГЕОТЕРМАЛЬНА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ТЕПЛА І ХОЛОДУ

Волков Д.О., студент
Лужанська Г.В., доц., к.т.н.
Національний університет «Одеська політехніка»

В усьому світі постійно вдосконалюються енергозберігаючі технології. Відбувається пошук нових шляхів та можливих рішень щодо економії паливно-енергетичних ресурсів.

Розробка нових, інноваційних, екологічно прийнятних технологій для опалення та охолодження житлових та комерційних будівель є одним із ключових завдань для багатьох енергетичних компаній у всьому світі. Використання енергії сонця, морських припливів і течій, вітру і тепла, одержуваної з надр землі, довело в тій чи іншій мірі свою практичну користь, ефективність і рентабельність.

Згідно з дослідженнями, 40% населення світу проживає менш ніж за 100 кілометрів від узбережжя, що робить очевидним величезний потенціал моря як джерела енергії. Морські простори планети мають величезний енергетичний потенціал, акумулюючи у своїх глибинах теплову енергію Сонця.

Французька енергетична компанія Engie розробила та впровадила новітню інноваційну розробку – морську геотермальну електростанцію Thassalia [1]. Це перший проєкт у Європі, де передбачається використання солоної морської води для виробництва холоду та теплової енергії.

В основі установки лежить використання використовує температурний контраст між теплою поверхнею моря і холодними глибокими водами для вироблення енергії.

Геотермальна станція Thassalia перекачує морську воду з порту Марселя до чилерів для охолодження та теплових насосів для опалення інтегрованої мережі будівель ділового центру міста. Постачання гарячої та холодної води здійснюються на території 480 га з площею забудови 500 000 м² [2, 3].

Морська вода з глибини сім метрів подається до системи. Температура води коливається від 14 °C взимку до 22 °C влітку, надходить у теплообмінники, що підключені до термохолодильних насосів. Вона забезпечує опалення при низькій температурі та охолодження за високої температури. Потім тепло або холод розподіляються по будинках через мережу гарячого водопостачання з температурою 60 °C та окрему мережу холодного водопостачання з температурою 5 °C [4, 5].

Ця установка скорочує викиди парникових газів на 70%, споживання електроенергії на 40% та споживання води на 65%.

Це інноваційний проєкт, оскільки станція, по-перше, забезпечує будівлі теплом і холодом, тоді як у Франції ці дві системи розділені; по-друге, використовується теплова енергія моря і, нарешті, це перший європейський проект інженерного забезпечення еко-міста такого масштабу. (рис 1).

Рис. 1 - Морська геотермальна електростанція Thassalia

На відміну від інших відновлюваних джерел енергії, геотермальна морська енергія не залежить від атмосферних умов і може генерувати енергію постійно, без перебоїв.

Завдяки дослідженням та інноваційним проєктам теплова енергія морів може стати фундаментальною основою для виробництва стійкої енергії, допомагаючи стримувати зміну клімату, а також забезпечувати системи тепло- та холодопостачання альтернативним джерелом енергії.

Інформаційні джерела

1. https://www.powerworldanalysis.com/engie-inaugurates-frances-first-marine-geothermal-power-station/
2. https://www.engie.com/en/journalistes/communiques-de-presse/thassalia
https://www.connaissancedesenergies.org/thassalia-la-geothermie-marine-exploitee-marseille-241104
3. https://www.plateformesolutionsclimat.org/solution/geothermie-marine-thassalia/
4. https://www.geothermies.fr/outils/operations/thassalia-le-reseau-de-chaleur-et-de-froid-sur-eau-de-mer-de-marseille-bouches-du

НТБОНТУ

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК.621.644

ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ НАФТОПРОВОДІВ

Білик А.А., студент
Губар Л.Б., ст. викладач
Національний університет «Одеська політехніка»

Магістральним нафтопроводом називається складна споруда для транспортування нафти, яка проходить сотні кілометрів, щоб потрапити до споживача. Будь-які ділянки нафтопроводів (як наземні, і підземні) необхідно захищати від негативного впливу.

Не можна недооцінювати можливість перегрівання або переохолодження труб - вони не менш небезпечні, ніж механічні пошкодження, викликані зносом або корозією [1, 2]. Крім того, такі фактори здатні вплинути на швидкість руху нафти. Щоб нафтопровід міг повноцінно функціонувати, потрібна якісна ізоляція.

Головне завдання ізоляції – це забезпечення двостороннього захисту. По-перше, треба зберегти якість нафти, що транспортується, по-друге - забезпечити безпеку навколишнього середовища. Правильно виконана ізоляція гарантує відсутність пожеж та самозаймання.

Вся складна система, яку є нафтопровід, постійно піддається перепадам тиску і температур, утворенню іржі та конденсату [3]. Теплоізоляція дозволяє зберегти цілісність труб, водночас захищаючи здоров'я людей та навколишнє середовище. Крім того існує низка вимог щодо безпеки. Вибір матеріалу для ізоляції має бути зумовлений відповідністю до всіх нормативів. Основні теплоізоляційні матеріали нафтопроводів представлені у таблиці 1.

Таблиця 1 - Властивості теплоізоляційних матеріалів для нафтопроводів

Матеріал, виріб	Теплопровідність теплоізоляційного матеріалу, Вт/(м×˚С)	Температура застосувань	Група горючості
Мати мінераловатні прошивні	0,041-0,032	Від -180 до +450	НГ
Пінополістирол	0,032	Від -180 до +70	Г3-Г4
Пінополімермінерал	0,044	Від -180 до +150	Г2
Пінополіуретан	0,029-0,024	Від -180 до +130	Г2-Г4
Пінополіетилен	0,033	Від -70 до +80	Г3-Г4

Таким чином, теплова ізоляція труб нафтопроводів допомагає виконати кілька завдань:
1. запобігання появі конденсату на поверхні;
2. зниження теплових втрат;
3. зниження можливого виникнення корозії, цим підвищуючи зносостійкість нафтопроводу;
4. захист поверхні нафтопроводу від високих температур;
5. запобігання застиганню нафти у разі аварійної зупинки трубопроводу;
6. придушення шумів, що виникають через перепади внутрішньотрубного тиску.

Теплова ізоляція може застосовуватися у вигляді циліндрів, матів, рідких складів або стрічок, захищаючи нафтопроводи від агресивних середовищ, температурних стрибків, вологи та забезпечуючи енергоефективність, безпеку персоналу та збільшення терміну служби обладнання.

НТБОНТУ

Інформаційні джерела

1. Транспортування нафти, нафтопродуктів і газу: навч. посіб. / Л.Н.Ширін, О.В. Денищенко, С.Є. Барташевський, Є.А. Коровяка, В.О. Расцвєтаєв ; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка». – Дніпро: НТУ «ДП», 2019. – 203 с.

2. Возняк, М. П.Проектування і експлуатація газонафтопроводів : підручник / М. П. Возняк, Г. М. Кривенко. - Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2013. - 664 с.

3. Грудз, Я. В.Енергоефективність газотранспортних систем : монографія / Я. В. Грудз. - Івано-Франківськ : Лілея-НВ, 2012. - 208 с.

УДК 621.1/.8

ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОТРИМАННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ В НАФТОНАСИЧЕНОМУ ПОРИСТОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Дорошенко В.В., аспірант, Тітлов О.С. д.т.н., професор, ОНТУ, м. Одеса

Отримання теплової енергії є головним завданням теплоенергетики, як галузі, яка об'єднує енергетичні ресурси та енергоносії, виробництво, перетворення, передачу і використання різних форм енергії. Понад 85% теплової енергії виробляється з нафти, газу, вугілля та урану, причому нафта залишається найпоширенішим джерелом, складаючи близько третини світового енергопостачання [1, 2, 3]. Однак більшість нафтових родовищ Європи і України, в тому числі, перебувають в пізній стадії розробки, що супроводжується зниженням видобутку вуглеводнів [4, 5].
Досліджено один з напрямків розвитку хімічної теплоенергетики щодо забезпечення галузі енергоносіями в частині ефективного вилучення залишкових запасів нафти.
Реалізація цього напрямку в нафтовидобутку передбачає використання теплогенеруючих технологій шляхом проведення внутрішньопластової термохімічної обробки, яка поєднує в одному технологічному прийомі механічну, хімічну і теплову дію на привибійну зону пласта].
Механічна дія реалізується шляхом реалізації гідравлічного розриву і заповненні утворених в пласті тріщин сумішшю гранульованого магнію з пропантом [4]. Не перериваючи процесу, в тріщину нагнітається солянокислотний розчин для екзотермічногшо розчинпення магнію і отримання теплової енергії в нафтонасиченому пласті. Внаслідок такої комплексної дії досягається прогрів і розплавлення тяжких фракцій вуглеводнів, активізація дії нагрітого кислотного розчину на структуру порового простору і засмічуючі його речовини та, в кінцевому результаті, збільшення продуктивності свердловин по нафті.

В роботі акцентовано увагу на термохімічній складовій процесу, зокрема екзотермічній реакції магнію з солянокислотним розчином для отримання достатньої кількості теплової енергії і підвищення, тим самим, повноти вилучення залишкових важковидобувних запасів нафти [5].
У нормальних умовах реакція магнію з соляною кислотою відбувається інтенсивно з виділенням водню, що сприяє перемішуванню та прискоренню реакції. Однак, при високому тиску, водень розчиняється, його об’єм зменшується, що ускладнює відведення продуктів реакції від пояерхні гранул. Через це реакція переходить з кінетичної в дифузійну фазу.

На рис.1 представлено результати експериментальних досліджень у вигляді кривих залежності кількості розчиненого магнію (G_1,$\cdot 10^{-3}$ кг) у 15% соляно-кислотному розчині при тисках у зоні реакції (Р, МПа), близьких до реальних).

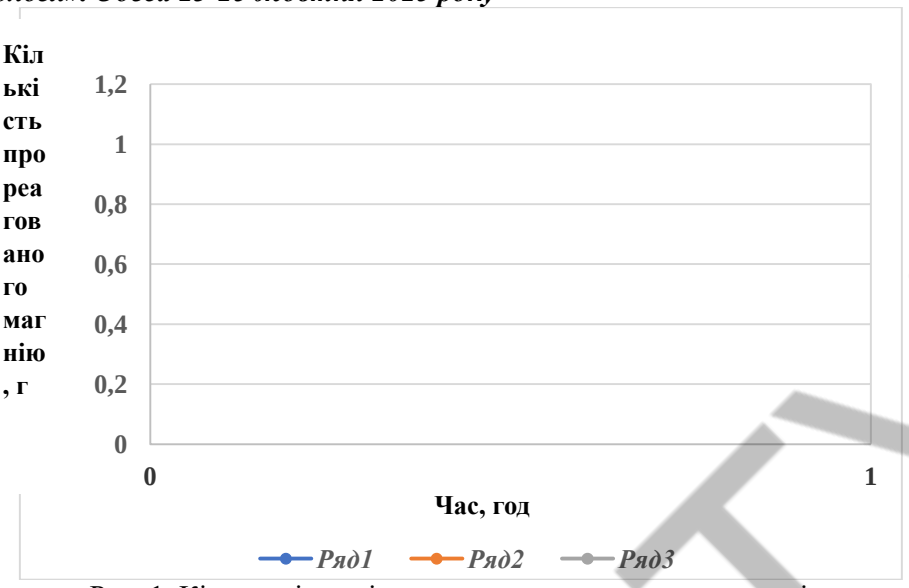


Рис. 1. Кінетичні криві розчинення гранульованого магнію у 15% солянокислотному розчині при тисках 10, 20 і 30 МПа

Експериментально доведено, що швидкість реакції суттєво зменшується зі збільшенням тиску. Так при тиску 10 МПА за 0,5 години швидкість реакції складає біля $18 \cdot 10^{-4}$ г/с, 20 МПа - $6{,}25 \cdot 10^{-4}$ г/с, 30 МПа - $2{,}22 \cdot 10^{-4}$ г/с.

Дослідженнями також встановлено характер зміни температури в зоні реакції при тиску 10 МПа, характерного для більшості нафтових родовищ України на пізньому етапі їх розробки (рис. 2).

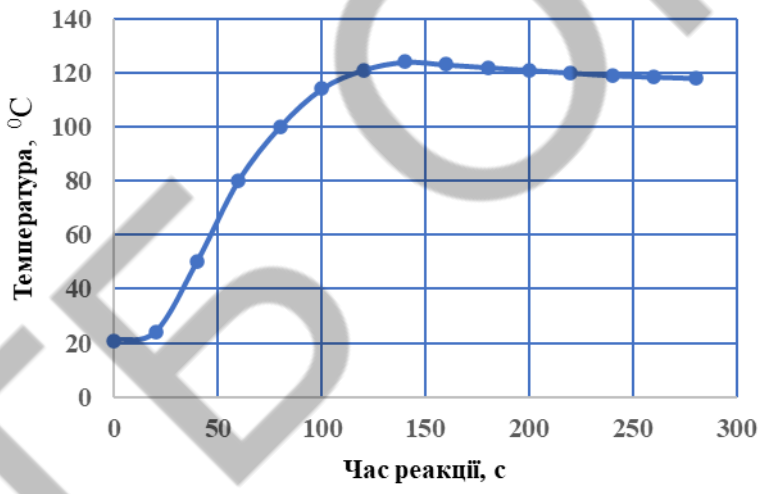


Рис. 2. Динаміка зміни температури в зоні реакції при тиску 10 МПа

За результатами досліджень отримано емпіричні залежності для визначення кількості прореаеованого магнію та часу йфого розчинення соляною кислотою:

$$G_1 = G_2\left[1 - exp\left(0.41e^{-0.693P^{0,531}}\tau^{0,39-0,002P}\right)\right]$$

$$\tau = \left[\frac{ln\left(1-\frac{G1}{G2}\right)}{-0{,}41exp(-0{,}63P^{0,531})}\right]^{1/0,39-0,002P}$$

де $G_{1,}$ G_2- прореагована та початкова кількість магнію, г; Р – тиск в зоні реакції, МПа; τ- час з початку реакції, год.

Отже, в роботі досліджено особливості отримання теплової енергії в нафтонасиченому пористому середовищі при проведенні внутрішньопластової термохімічної обробки, що розкриває

механізм екзотермічної реакції в пластових умовах та створює підгрунтя для подальшого удосконалення процесу. термодинаміки.

Висновки

1**.** Температура в зоні реакції при тисках, близьких до пластових, монотонно зростає протягом перших 130 с, після чого поступово знижується,

2. Доведено можливість та ефективність ініціювання теплової енергії в пористому середовищі за рахунок екзотермічної реакції магнія з солянокислотним розчином.

3. Експериментально підтверджено вплив тиску на швидкість екзотермічної реакції та на динаміку зміни температури.

4. Досліджено один з напрямків отримання теплової енергії в пласті на принципах хімічної теплоенергетики.

Література

1. Кириленко О. В. та ін. Енергетика України: ймовірні сценарії відновлення та розвитку (2022). – Вісник НАН України, № 9.

2. Басок Б. І., Базієв Ю. Т. Енергетика, наука і інженерія сьогодення: стан та виклики розвитку (2023). – Теплофізика та Теплоенергетика, № 45(1).

3. Циммерман Й. Без викопних енергоносіїв не обійтися (2009). – Brennstoffspiegel und Mineralölrundschau, № 10.

4. Тітлов О. С., Дорошенко В. В. Парадигма пізньої стадії розробки нафтових родовищ (2024). – Збірник праць XXIII Всеукраїнської науково-технічної конференції "Актуальні проблеми енергетики та екології", Одеса.

5. Дорошенко В. В., Тітлов О. С. Розгляд принципів стабілізації та підвищення нафтовидобутку на пізній стадії розробки на прикладі родовищ України (2021). – Technology Audit and Production Reserves, № 2/1(58).

НТБ ОНТУ

СЕКЦІЯ №2 –НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ХОЛОДИЛЬНІ І КРІОГЕННІ МАШИНИ

УДК 621.56:66.045.1:62-9

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ І ДІАГНОСТИКИ РОБОЧИХ СУМІШЕЙ У СИСТЕМАХ МАЛОГО КОМЕРЦІЙНОГО ХОЛОДУ

Мошкатюк А.В., ст. викладач, Морозюк Л.І., професор, Соколовська-Єфименко В.В., доцент кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса

Сучасні тенденції в холодильній техніці пов’язані з поступовою відмовою від фторвмісних холодоагентів із високим потенціалом глобального потепління. У побутових холодильниках і морозильниках практично повсюдно застосовується ізобутан (R600a), а в ряді установок малого комерційного холоду — вітринах, торговельних шафах і диспенсерах — активно використовується пропан (R290). Обидва ці вуглеводні характеризуються нульовим озоноруйнівним потенціалом (ODP = 0) та низьким значенням GWP, що робить їх пріоритетними кандидатами для заміни традиційних робочих речовин. Разом із тим у пивних охолоджувачах та аналогічних установках малого комерційного холоду до теперішнього часу використовується холодоагент R134a (GWP = 1430). Його застосування в новому обладнанні цього класу буде заборонено з 2025 року, а подальше скорочення обсягів виробництва та постачання робить перехід на альтернативи неминучим [1]. Водночас масове виведення з експлуатації наявних установок або їх глибока модернізація є небажаними з практичної точки зору, оскільки йдеться про широко розповсюджене обладнання, яке має значний залишковий ресурс. У зв’язку з цим особливий інтерес становить пошук таких рішень, що дозволяють зберегти стандартні вузли та застосовуване мастило, забезпечивши при цьому відповідність екологічним вимогам.

Охолоджувачі пива працюють у режимі температур: кипіння −10…−15°C, конденсації 40…50°C та підтримання температури холодоносія (води) в інтервалі 1…+5°C. Важливою особливістю є здатність установки витримувати пікові теплові навантаження, що виникають під час подачі напою з високими температурами. Ці умови формують особливі вимоги до вибору холодоагенту: стабільний тиск на всмоктуванні, достатня масова витрата, допустимі температури нагнітання при збереженні ресурсу компресора. Відповідно до перелічених вимог використання чистого R600a виявляється неефективним, оскільки за заданої температури кипіння тиск насичення є близьким до атмосферного. Для компресора, розрахованого на роботу з R134a, це означає фактичний перехід у режим вакууму в випарнику, порушення повернення мастила та неможливість забезпечити задану холодопродуктивність. Застосування чистого R290 також є неприйнятним, оскільки за температур конденсації 45–50°C температура нагнітання компресора стає занадто високою, що призводить до перегріву компресора, прискореної деградації мастила та зниження ресурсу установки.

Застосування суміші R290/R600a є компромісним рішенням. Така суміш дозволяє компенсувати недоліки кожного з компонентів. Пропан забезпечує робочий тиск кипіння вище атмосферного та достатню масову витрату, тоді як бутан знижує температуру нагнітання і стабілізує тепловий режим. Додатковою перевагою є помірний температурний глайд суміші, що сприяє узгодженню теплових режимів у випарнику та конденсаторі, не порушуючи стійкість роботи капілярної трубки. Правильно підібране масове співвідношення компонентів (R290/R600a) дає змогу

відтворити характеристики роботи установки на R134a без заміни обладнання та мастила, зберігши експлуатаційну надійність і відповідність сучасним екологічним вимогам.

Метою даного дослідження є обґрунтування можливості застосування суміші R290/R600a в охолоджувачах пива як заміни R134a із збереженням параметрів робочого циклу та енергетичної ефективності. Для досягнення цієї мети виконується термодинамічний аналіз різних масових концентрацій R290/R600a з подальшою експериментальною перевіркою. Такий підхід дозволяє співставити розрахункові та реальні дані, підтвердити сумісність обраної суміші з наявним обладнанням і мастилом та забезпечити практичну можливість екологічно безпечного ретрофіту без модернізації основних вузлів.

У якості експериментального стенда обрано серійний охолоджувач пива з системою контрольно-вимірювальних приладів для реєстрації основних параметрів циклу (рис. 1). Такий комплекс дає змогу провести «обкатку» установки на базовому холодоагенті R134a та зафіксувати її еталонні режимні параметри.

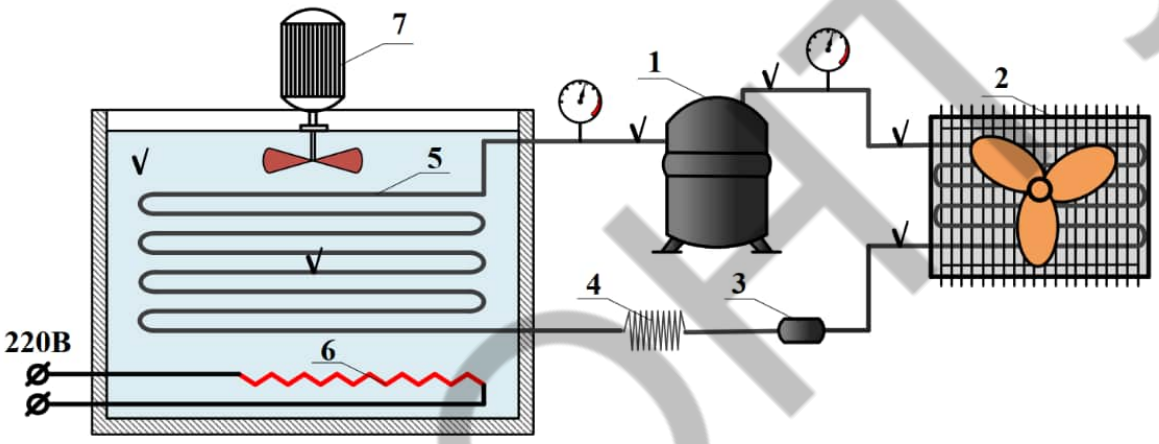


Рис. 1. Принципова схема експериментального комплексу

1 — компресор; 2 — повітряний конденсатор; 3 — фільтр-осушувач; 4 — капілярна трубка; 5 — випарник; 6 — електрокалориметр (ТЕН); 7 — мішалка.

На основі прямих вимірювань визначають: масову витрату холодоагенту Ма, холодопродуктивність Q_0, споживану електричну потужність компресора Nел та коефіцієнт енергетичної ефективності COP.

Для підбору складу суміші розробляється математична модель робочого циклу охолоджувача пива. На основі цієї моделі розв'язується задача оптимізації. Під час моделювання застосовується метод найменших квадратів, що дозволяє враховувати лише величину відхилень без урахування їхнього знаку та підсилювати внесок великих похибок у сумарну функцію.

Змінним параметром прийнято масову частку R290 m_{R290}, при цьому частка R660a визначається автоматично:

$$m_{R600a} = 1 - m_{R290} \tag{1}$$

Для кожного значення m_{R290} у заданому діапазоні визначаються параметри циклу охолоджувача пива за фіксованих граничних умов еталонного режиму на R134a: температура кипіння T_0, температура конденсації Тк, температура пари на всмоктуванні в компресор Твс.

У якості ключових показників обрано: масову витрату холодоагенту Ма, ступінь стиснення в компресорі $\frac{p_к}{p_0}$, температуру нагнітання T_2, густину перегрітого пару на всмоктуванні в компресор $\rho_{вс}$, коефіцієнт енергетичної ефективності COP.

Їх значення порівнюються з еталонними параметрами для R134a за допомогою цільової функції:

, (2)

$$F(m_{R290}) = \sum_k \alpha_k \cdot \left(\frac{X_k^{mix} - X_k^{R134}}{X_k^{R134}} \right)^2$$

де — ключові показники суміші;

$$X_k^{mix} \in \left(M_a, \frac{p_k}{p_0}, T_2, COP, \rho \right)$$

X_k^{R134} — еталонні значення, отримані на R134a;

α_k — вагові коефіцієнти.

Вагові коефіцієнти відображають відносну значущість кожного ключового показника. Їх призначення полягало в тому, щоб під час мінімізації сумарної похибки надавати більшу вагу тим параметрам, які є критичними для працездатності та безпеки компресора, і меншу вагу тим, для яких допускаються незначні відхилення без шкоди для установки. Використання вагових коефіцієнтів дозволяє гнучко керувати пріоритетами оптимізації та зосередити пошук оптимального складу суміші на збереженні найбільш важливих експлуатаційних характеристик.

При цьому задаються обмеження на допустимі відхилення ключових показників:

$$\left| M_a^{mix}(m_{R290}) - M_a^{R134a} \right| \le 0,05 \cdot M_a^{R134a}$$

$$\left| \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{mix} (m_{R290}) - \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{R134a} \right| \le 0,01 \cdot \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{R134a}$$

$$T_2 < 95^0 C$$

$$COP^{mix}(m_{R290}) \ge 0,95 \cdot COP^{R134a}$$

$$\left| \rho_{вс}^{mix} - \rho_{вс}^{R134a} \right| \le 0,01 \cdot \rho_{вс}^{R134a}$$

$$p_{вс}^{mix} > \rho_{атм}$$

Оптимізацію передбачається проводити у середовищі MATLAB з використанням бази термодинамічних властивостей REFPROP (NIST). Пошук мінімуму функції $F(m_{R290})$ здійснювався методом покрокового перебору з уточненням в околиці мінімального значення. У результаті встановлюється оптимальний склад суміші ($m^*_{R290} : m^*_{R600a}$), за якого параметри охолоджувача пива максимально близькі до еталонних.

Для верифікації запропонованого підходу підібрана суміш повинна бути заправлена в експериментальний стенд, після чого проведені випробування в реальних робочих режимах.

Література

Position Paper – Light Commercial Refrigeration – Europe [Електронний ресурс]. – Ембрако, травень 2025. – 8 с. – Режим доступу: https://www.embraco.com/wp-content/uploads/2025/06/position-paper-commercial-refrigeration-europe-2025.pdf

НТБОНТУ

UDC 621.56:629.5.03

METHODOLOGY FOR BRINGING THE THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A RELIQUEFACTION PLANT ONBOARD A GAS CARRIER INTO THE OPERATIONAL CARBON INTENSITY INDICATOR (CII) FRAMEWORK

Victoriia Sokolovska-Yefymenko, Oleksandr Yefymenko, ONUT, Odesa;
Tatiana Morosuk, Institute for Energy Engineering, Technische Universität Berlin, Berlin, Germany

The reduction of greenhouse gas (GHG) emissions and the mitigation of global climate change are among the top priorities of contemporary society. Maritime transport, which accounts for the majority of international trade, represents a significant source of carbon dioxide and other GHG emissions due to the high level of fuel consumption per unit of transport work. Therefore, enhancing the energy efficiency of ships has become the key strategy for minimizing their climate impact.

Within the framework of the decarbonization policy for shipping, the International Maritime Organization (IMO) has adopted regulatory instruments (MARPOL Annex VI and MEPC resolutions) that introduce two fundamental indicators: the Energy Efficiency Existing Ship Index (EEXI), which characterizes the design efficiency of existing ships, and the Carbon Intensity Indicator (CII), which quantifies the operational CO_2 emissions per unit of transport work. For each ship type, IMO has established reference lines and annually tightens the target values of these indices. Non-compliance with the prescribed standards excludes a vessel from international trade and leads to direct economic losses for the shipping company.

Among the most demanded ship types of the modern fleet are gas carriers, which transport various categories of liquefied gases (LNG, LPG, ethylene, liquid CO_2). These vessels play a crucial role in global energy logistics, characterized by complex system architectures and high energy consumption levels.

In the energy system of gas carriers, the reliquefaction plant plays a key role by returning the boil-off gas (BOG) to the liquid phase or directing it into the main engine fuel supply system. This plant is among the most energy-intensive units onboard, with its power demand comparable to that of major auxiliary machinery. Different types of gas carriers employ various configurations of reliquefaction systems, developed with consideration of both energy efficiency requirements and operational reliability.

In engineering practice, the performance of such plants is commonly evaluated using classical energy indicators such as power consumption, thermal loads, and specific energy demand for BOG processing. These indicators characterize the internal efficiency of the plant itself. But they do not directly quantify its contribution to the IMO regulatory metrics applied at the level of the whole ship (EEXI, CII). This gap motivates the development of a methodology that transforms the results of thermodynamic analysis into indicators that are directly comparable with the IMO regulatory framework.

The objective of this study is to develop a methodology that links the results of thermodynamic analysis of the reliquefaction plant with the regulatory carbon intensity index (CII) and formulates the optimization problem for its operating modes in accordance with IMO requirements.

As the case study, an LNG carrier equipped with an ecoSMRT reliquefaction system is considered. For this system, sea trials were carried out, during which the operating parameters were recorded. Based on these data, an entropy–statistical analysis was performed to determine the distribution of irreversibilities across the cycle components and to evaluate the specific energy consumption of the system [1].

The obtained results provide the baseline for developing a methodology that links the thermodynamic performance of the reliquefaction system with the regulatory carbon intensity index (CII) and for formulating the optimization problem of its operating modes in accordance with IMO targets.

The starting parameter is taken as the specific work consumed in the reliquefaction system [1], which reflects the actual energy demand of the process and is calculated as:

, (kJ·kgLNG^{-1}), (1)

$$w_{\sum act} = \frac{w_{\mathrm{BOG(comp),act}}}{x} + \frac{w_{\mathrm{MR(comp),act}} \cdot y}{x}$$

where $w_{\mathrm{BOG(comp),act}}$, $w_{\mathrm{MR(comp),act}}$ are the specific compression work in the MR and BOG/LNG circuits, respectively [kJ/kg]; $x \in [0,1]$ is the liquefaction ratio (the mass fraction of the BOG stream condensed to liquid LNG); y is the specific refrigerant MR mass flow rate for cooling 1 kg BOG.

Electric power consumed by the compressor drives (BOG and MR) is:

, (kW), (2)

$$\dot{W}_{el} = \frac{w_{\mathrm{BOG(comp),act}} \cdot \dot{m}_{BOG}}{\eta_{is,\mathrm{BOG}} \cdot \eta_{drive,\mathrm{BOG}}} + \frac{w_{\mathrm{MR(comp),act}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{MR}}}{\eta_{is,\mathrm{MR}} \cdot \eta_{drive,\mathrm{MR}}}$$

where $\dot{m}_{BOG}$, $\dot{m}_{\mathrm{MR}}$ are mass flow rates of the BOG and MR streams (kg·s^{-1}); $\eta_{is,\mathrm{BOG}}$, $\eta_{is,\mathrm{MR}}$ are isentropic efficiencies of the BOG and MR compressors; $\eta_{drive,\mathrm{BOG}}$, $\eta_{drive,\mathrm{MR}}$ are overall efficiencies of the BOG and MR compressor drives (based on the technical specifications of the electric motors and mechanical transmission components).

The power supply of the ecoSMRT system compressors is provided by the ship's electrical network, which is fed either through a shaft generator driven by the main dual-fuel engine Hyundai–WinGD 5X72DF (operating in gas mode on LNG), or by auxiliary dual-fuel generator sets. In both cases, the primary energy source is the LNG combusted in the ship's power plant. Thus, the electrical load of the ecoSMRT system is equivalent to the additional fuel consumption of the ship's energy system, which is determined as:

(kg·s^{-1}), (3)

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{W}_{el}}{\eta_{ing} \cdot LHV},$$

where $\eta_{ing} = 0.5$ is the effective efficiency of the engine driving the generator (shaft generator or DF-generator); $LHV = 50 \cdot 10^3$ kJ·kg^{-1} is the lower heating value of LNG.

CO_2 emissions are calculated in accordance with the standard IMO methodology [2] based on the tank-to-wake approach (only emissions from the combustion of fuel on board are considered, without accounting for upstream contributions or methane slip). In this study, emissions are not obtained by direct measurement, but through the conversion of the ecoSMRT system's energy consumption into an equivalent fuel consumption of the ship's energy system. This approach allows the energy demand of the reliquefaction plant to be expressed in a form consistent with the regulatory CO_2 emission indices.

The equivalent mass flow rate of CO_2 emissions is then determined as:

(kg·s^{-1}), (kg·s^{-1}), (4)

$$\dot{m}_{CO2} = \dot{m}_f \cdot CF_{LNG}$$

where CF_{LNG} is the IMO carbon conversion factor.

According to the IMO Guidelines on the operational carbon intensity rating of ships (CII Guidelines, MEPC.336(76)) [2], the value for LNG is defined as: $CF_{LNG} = 2.75$ (kg CO_2)·(kg fuel)$^{-1}$.

The total CO_2 emissions over the operating period of the system are obtained by integrating the instantaneous CO_2 mass flow rate:

НТБОНТУ

, (kg) (5)

$$\Delta M_{CO2} = \int_0^{\tau} \dot{m}_{CO2}(t)$$

where $\dot{m}_{CO2}(t)$ is the total CO_2 mass emitted during the interval τ ; t is the time variable, s; τ is the duration of the considered operating regime of the plant, s.

Under the conditions of the sea trials of the ecoSMRT system, the operating time was \tau = 24 h. Since the system operated in a steady-state mode, Eq. (5) can be reduced to the form:

$$\Delta M_{CO2} = \dot{m}_{CO2} \cdot \tau \text{.} \quad (6)$$

In order to express the energy consumption of the ecoSMRT system in the same units as the Carbon Intensity Indicator (CII), a normalized operational carbon intensity indicator CII^{reliq} of the reliquefaction plant is introduced. This indicator represents a normalized metric that enables a quantitative assessment of the contribution of the ecoSMRT system to the overall CII of the vessel and allows direct comparison with the IMO's regulatory target values:

, (g CO_2) (t nm)$^{-1}$ (7)

$$CII^{reliq} = \frac{\Delta M_{CO2}}{m_{LNG} \cdot L}$$

where m_{LNG} is the cargo mass (t); L is the actual voyage distance (nm).

Since the vessel under study underwent sea trials without a fixed voyage route, the actual distance L is not available. In accordance with the IMO methodology [2], the reference distance is applied:

$$L_{ref} = U_{ref} \cdot \tau \text{,} \quad (8)$$

where $U_{ref} = 19.5$ nm·h^{-1} is the reference speed of the vessel under study, defined at 70% of the Maximum Continuous Rating (MCR) during sea trials.

Thus, CII^{reliq} serves as an intermediate link between the results of thermodynamic analysis and the operational performance indicators established by international standards. Its application allows for relating the calculated energy consumption of the ecoSMRT system to the IMO regulatory scale. In cases where permissible values are exceeded, it helps to formulate the optimization problem for the system's operating parameters.

Optimization is carried out using a genetic algorithm, where the objective function is defined as:

$$F(X) = CII^{reliq}(X) \rightarrow min \quad (9)$$

where $X = \{p_i, T_i, N_k\}$ is the vector of controllable system parameters (pressures, temperatures, and compressor operating modes).

The iterative adjustment of these parameters allows for the reduction of the indicator CII^{reliq}. As a result, the algorithm yields not only the minimized value of the carbon intensity of the ecoSMRT system but also the optimal set of operating parameters. The obtained solution can be applied by operators and marine engineers as a practical recommendation to reduce the vessel's carbon footprint while maintaining technological reliability.

Using the example of an LNG/C vessel equipped with an ecoSMRT system, it is demonstrated that the proposed methodology enables the translation of thermodynamic analysis results into the regulatory CII framework. This enables ship operators and engineering staff to evaluate the system's contribution and make informed decisions about optimizing its operation.

References

1. Sokolovska-Yefymenko, V., Morosuk, L., Ierin, V., Yefymenko, O. Thermodynamic analysis of the onboard ecoSMRT reliquefaction plant on an LNG carrier. // Proceedings of the 11th Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning (ACRA 2024), April 21–24, 2024, Jeju, Republic of Korea. – P. 282–285.
2. International Maritime Organization. Resolution MEPC.336(76). 2021 Guidelines on the operational carbon intensity rating of ships (CII Guidelines, G1). – London: IMO, 2021. – 27 p.

НТБ ОНТУ

РОБОЧІ ТІЛА КРІОГЕННИХ ТЕРМОМЕХАНІЧНИХ ЦИКЛІВ

Симоненко Ю.М., завідувач кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса

До кріогенних систем відносять установки, які забезпечують досягнення температури нижче 120 К. Цей рівень прийнято 1971 року на 13-ому Міжнародному конгресі з холоду. За минулі десятиліття кріогенні технології набули широкого поширення в таких сферах як енергетика, транспорт, медицина, космонавтика, вакуумна техніка та інші. Найважливішим напрямом низькотемпературної техніки стало забезпечення холодом виробництва та зберігання технічних газів і низькокиплячих видів палива, зокрема водню та метану. Кріогенні температури не спостерігаються в навколишньому просторі. Поява пристроїв отримання наднизьких температур істотно розширили можливості прикладної науки. Було відкрито невідомі раніше явища надпровідності та надплинності, з'явилися нові надчутливі датчики для радіозв'язку та дослідження космосу. Надпровідні системи – невід'ємна частина сучасних прискорювачів заряджених частинок. Наприклад, у Large Hadron Collider (ЦЕРН, Європейська Рада ядерних досліджень) обмотки магнітів із низькотемпературного надпровідника ніобій-титан. Робоча температура на рівні < 2 К забезпечується за рахунок надплинного гелію.

У доповіді основна увага приділяється робочим речовинам, які знаходяться у термомеханічних циклах у газоподібному та рідкому вигляді (див. таблицю). При цьому у якості гелію мається на увазі його переважаючий ізотоп ^{4}He. Інші речовини розглядаються як суміші стабільних ізотопних компонентів із вмістом елементів у природному стані. Наприклад, неон – у вигляді суміші ^{20}Ne, ^{21}Ne і ^{22}Ne у співвідношенні 90,51% : 0,28% : 9,21%

***Таблиця** – Основні фізичні константи кріогенних робочих середовищ*

Речовина	Kr	CH_4	O_2	Ar	N_2	Ne	H_2	^{4}He
Атомна (молекулярна) маса, кг/кмоль	83,8	16,04	32,0	39,95	28,01	20,18	**2,016**	**4,00**
Густина газу при P_0 і T_0 = 293,15 К, кг/м^3	3,49	0,668	1,33	1,66	1,16	0,838	**0,0837**	**0,166**
Температура кипіння (P_0 = 1,013 бара), К	119,7	111,7	90,2	87,3	77,4	**27,1**	**20,37**	**4,23**
Теплота випаровування при P_0, кДж/кг	107,1	511	213,1	161,1	199,2	85,8	448,7	**20,75**
Густина рідини, кг/м^3	2417	422,4	1141	1395	806	1207	**70,85**	**124,7**
Об'єм газу при P_0 і T_0, отриманий при випаровуванні 1 м^3 рідини	693	632	858	840	695	1440	846	751
Температура замерзання, К	115,8	90,7	**54,4**	83,8	63,2	**24,6**	**13,96**	**2,18**
Теплопровідність, мВт/(м·К)	**9,22**	33,2	25,9	17,5	25,5	47,6	182,5	153,5
Теплоємність газу при T_0 і P_0, кДж/(кг·К)	**0,249**	2,22	0,919	0,522	1,04	1,03	14,3	5,19
Критична температура, К	209,5	190,6	154,6	150,4	126,2	**44,5**	**33,1**	**5,20**
Критичний тиск, бара	**55,3**	46,0	50,4	48,6	34,0	26,8	12,96	**2,27**

Умовно кріогенні робочі тіла можна поділити на кілька груп: 1 – переважаючі компоненти атмосферного повітря (N_2 та O_2); 2 – палива (CH_4 та H_2); 3 – інертні гази, що входять до VIII групи Періодичної таблиці Д.І. Менделєєва (Kr, Ar, Ne, He).

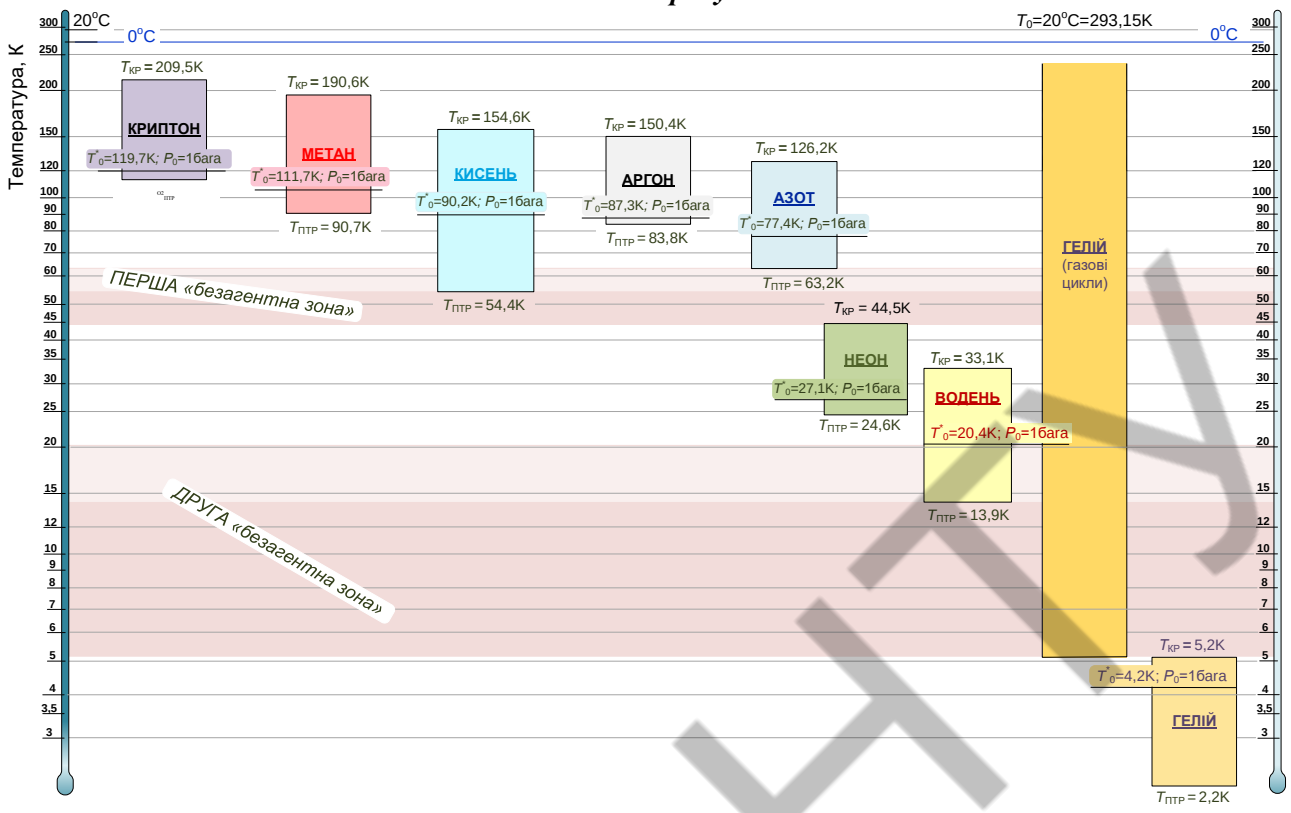


Рисунок *– Температури охолодження в рефрижераторних циклах при використанні наявних низькотемпературних робочих тіл.*

У колонках таблиці речовини розташовані відповідно до зменшення нормальних температур кипіння при P_0 = 1,013 бара. Цей показник зручний для попередньої класифікації робочих агентів. Області температур охолодження T_X, що забезпечуються в процесі кипіння конкретної речовини в термомеханічних циклах, обмежені температурами замерзання (потрійною точкою) та критичною температурою $T_{ПТР} < T_X < T_{КР}$. Інтервал застосування кріоагентів наочно представлені у вигляді діаграми на рисунку нижче.

Аналіз діаграми показує, що за допомогою кипіння у циклі робочих тіл криптон - метан - кисень «перекривається» інтервал температур $T^{O2}_{ПТР} < T_X < T^{Kr}_{КР}$, тобто 54,4 К < T_X < 209 К. При цьому в проміжку між точкою замерзання $T^{O2}_{ПТР}$ і критичною температурою неону $T^{Ne}_{КР}$ (44,5 < T_X < 54,4 К) доступних робочих тіл не існує. По суті, цю безагентну зону слід розширити до азотних температур (44,5 < T_X < 63,2 К), так як на практиці реалізувати кисневий цикл дуже проблематично через хімічну активність O_2 і низький тиск насиченої пари P_{O2} = 0,0015 ... 0,016 бар < 2.

Область, не охоплена киплячими холодоагентами, існує і за нижчих температур. Цей проміжок розташований між температурами рідкого гелію та неону (5,2 < T_X < 24,6 К). Водень тільки частково звужує названий інтервал до (5,2 < T_X < 13,9 К). Однак, як зазначено вище, H_2 є вибухонебезпечним агентом. Ця небезпека зростає в інтервалі температур T_X < 20 К, оскільки кипіння H_2 протікає в умовах вакууму і може супроводжуватися потраплянням в контур повітря (кисню).

Як випливає з аналізу немає синтетичних холодильних агентів, які придатні для кріогенних циклів. Найбільш низькокиплячий із фторвуглеводнів (фреон-14) на межі кріогенних температур (T_X = 120 К) кипить в умовах вакууму (P_X = 0,113 бара). У інтервалі температур, що розглядається, можуть використовуватися тільки природні речовини, представлені на рисунку вище.

UDC 621.56:532.529:536.7

НТБОНТУ

DEVELOPMENT AND JUSTIFICATION OF A MATHEMATICAL MODEL OF A TWO-PHASE EJECTOR IN CO_2 THERMODYNAMIC CYCLES

Volodymyr Ierin, Ningbo Tech University, China;
Larisa Morozyuk, Anatolii Basov, ONUT, Odesa

Carbon dioxide (CO_2) has been considered one of the most favorable natural working fluids in recent decades. Its attractiveness is determined by a unique combination of environmental safety (ODP = 0, GWP = 1), wide availability as a by-product of various technological processes, and acceptable thermophysical properties. Due to these advantages, CO_2 is utilized in different thermodynamic cycles, both direct and reverse. In the energy sector, CO_2 is employed in supercritical Brayton cycles, modified Rankine cycles, and in combined heat-and-power and trigeneration systems for the recovery of low- and medium-temperature heat. Such configurations exhibit high potential due to their compactness and efficiency. In low-temperature engineering, CO_2 is widely used in commercial refrigeration systems, heat pumps, large-scale industrial refrigeration complexes, and in marine container units for cargo transport. Moreover, CO_2 simultaneously serves as a product and as a refrigerant in plants for its liquefaction and dry-ice production.

In reverse thermodynamic cycles, the expansion of the working fluid is predominantly carried out by isenthalpic throttling, which, as shown in several experimental and numerical studies, is one of the main sources of irreversibility in CO_2 systems. The reason lies in the specifics of its equation of state, which provides a weak temperature response to a pressure drop. The Joule–Thomson coefficient is small and in certain regions changes its sign. As a result, isenthalpic expansion is accompanied by slight cooling and a noticeable increase in entropy. To achieve the required boiling temperature, it is necessary to create a larger pressure difference than in systems with traditional working fluids (ammonia, hydrocarbons), which intensifies the irreversibilities of the throttling process and reduces the energy efficiency of CO_2 cycles. This circumstance has stimulated active research into engineering solutions aimed at reducing irreversibilities in CO_2 cycles. Among the proposed solutions, intermediate subcooling, parallel compression, multistage schemes, and the use of alternative expansion devices have been considered. The most promising direction has been recognized as the application of two-phase ejectors. The ejector provides hydrodynamic recovery: part of the potential expansion energy of the primary jet after the nozzle is converted into an increase in the pressure of the mixed jet in the diffuser, which leads to an increase in suction pressure at the compressor, a reduction in the specific compression work, and a decrease in the level of irreversibility in the system.

НТБ ОНАХТ

Various mathematical models have been developed to describe the operation of ejectors. One-dimensional formulations, which assume constant-pressure mixing, allow for the calculation of the entrainment ratio and outlet parameters. They are simple, require a minimal set of input data, and are convenient for integration into the thermodynamic analysis of cycles; however, they are sensitive to the adopted assumptions and require experimental calibration. More complex methods utilize computational fluid dynamics (CFD), which allows for the consideration of velocity and pressure distributions, phase transitions, and local sources of irreversibility. CFD models offer high accuracy and enable the optimization of ejector geometry. However, they come with significant computational costs. Between them are hybrid methods, which combine physical simplifications with extended capabilities for accounting for flow features.

Thus, the existing approaches have both advantages and limitations, and a universal methodology has not yet been proposed.

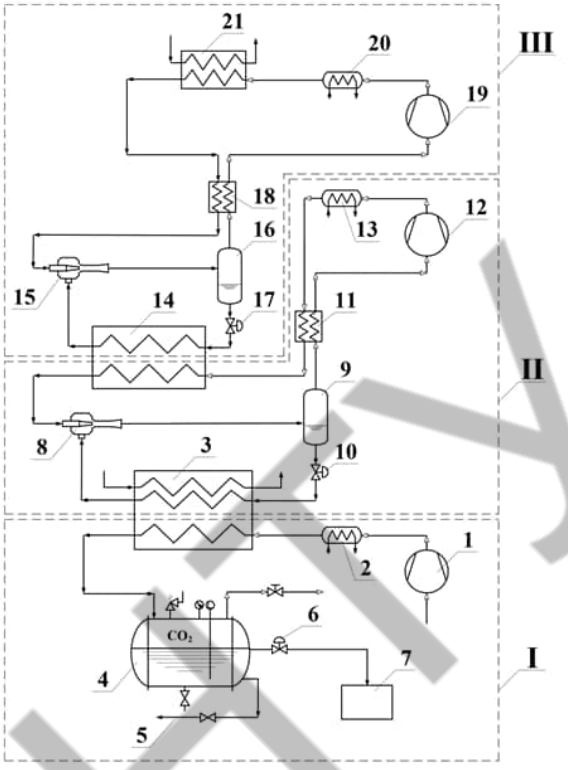


Fig. 1. Schematic diagram of the multifunctional CO_2 cascade system

The objective of the present study is the development and justification of a mathematical model of a two-phase ejector for CO_2, adapted to the tasks of system analysis of refrigeration cycles and suitable for subsequent integration into the calculation schemes of complex systems.

A one-dimensional mathematical model of a two-phase ejector for CO2 is presented. The following physically justified assumptions are adopted: the process is considered stationary; heat losses and hydraulic pressure losses in the flow passage of the ejector are neglected; mixing of the streams occurs at constant pressure; and the two-phase flow downstream of the mixing chamber is treated as homogeneous. Irreversibilities in the nozzle, mixing chamber, and diffuser are accounted for via the corresponding efficiency coefficients [1].

The calculation is performed iteratively with respect to the vapor quality at the diffuser outlet, at given parameters of the primary and secondary streams, as well as the outlet pressure. This model is founded on the conservation laws of mass, momentum, and energy, allowing us to relate the thermodynamic parameters at the inlet to the characteristics of the mixed stream. The key parameter determined by the calculation is the entrainment ratio:

(1)

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p},$$

where $\dot{m}_s$ and $\dot{m}_p$ are the mass flow rates of the secondary and primary flows, respectively.

The calculation algorithm is presented as a flowchart (Fig. 2), which implements the specification of boundary conditions, iterative adjustment of the entrainment ratio, and verification of the balance equations. Implementation of the model in MATLAB enabled a series of parametric calculations and the assessment of the influence of flow pressure and temperature, as well as the efficiencies of the ejector components, on its operating characteristics. The analysis showed that the proposed model correctly reproduces the main trends observed in experimental studies of two-phase CO_2 ejectors. In the subcritical operating range, deviations do not exceed acceptable values, whereas with increasing primary-flow pressure, the calculation accuracy

consistently decreases, which is associated with the limitations of the homogeneous-flow hypothesis. Nevertheless, within the operating ranges of refrigeration systems, the agreement with experimental data confirms the applicability of the model for engineering calculations and system analysis [2].

The calculation algorithm is presented as a flowchart (Fig. 2), which implements the specification of boundary conditions, iterative adjustment of the entrainment ratio, and verification of the balance equations. Implementation of the model in MATLAB enabled a series of parametric calculations and the assessment of the influence of flow pressure and temperature, as well as the efficiencies of the ejector components, on its operating characteristics. The analysis showed that the proposed model correctly reproduces the main trends observed in experimental studies of two-phase CO_2 ejectors. In the subcritical operating range, deviations do not exceed acceptable values, whereas with increasing primary-flow pressure, the calculation accuracy consistently decreases, which is associated with the limitations of the homogeneous-flow hypothesis. Nevertheless, within the operating ranges of refrigeration systems, the agreement with experimental data confirms the applicability of the model for engineering calculations and system analysis [2].

The application of the developed model within the cascade system allowed for the identification of the influence of the entrainment ratio on the cycle parameters. The calculations showed that an increase in the entrainment ratio is accompanied by a

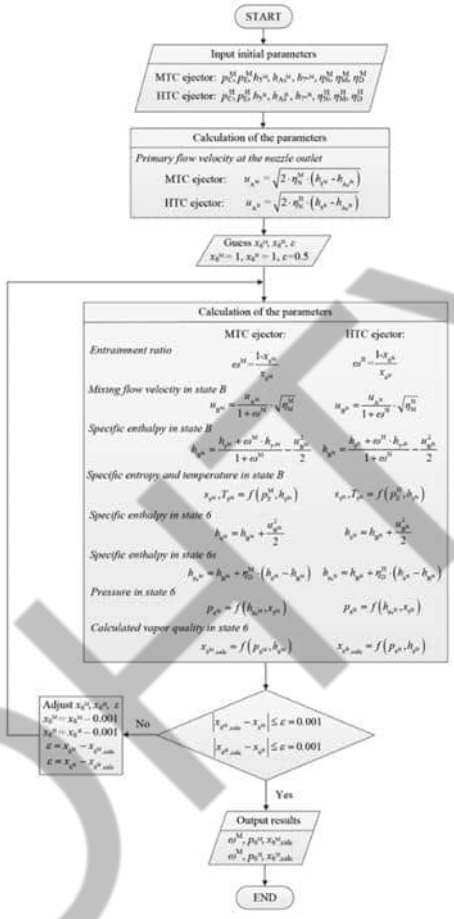


Fig. 2. Simulation flowchart of the presented method for calculating the entrainment ratio ω.

rise in suction pressure at the compressor, a reduction in the level of irreversibilities, and a redistribution of flows between the cascades. This confirms that the proposed model can serve as an effective tool for analyzing and evaluating the potential of two-phase ejectors in reverse thermodynamic CO_2 cycles.

References

[1] Sumeru K, Nasution H, Ani FN. A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. Renew Sustain Energy Rev 2012;16(7):4927–37. https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.058

[2] Yu J, Ren Y, Chen H, Li Y. Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance. Energy Convers Manag 2007;48(4):1193–9. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.10.009

НТБОНТУ

УДК 621.565.9:621.01

АДАПТАЦІЯ МЕТОДОЛОГІЇ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО ОБ'ЄКТУ ДО ПРОЦЕСУ УТВОРЕННЯ КУБІКОВОГО ЛЬОДУ У ПРОМИСЛОВОМУ ЛЬОДОГЕНЕРАТОРІ

Морозюк Л.І., професор, Москін В.В., аспірант, Мошкатюк А.В., ст. викладач кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса

У роботі представлено часткові результати експериментального дослідження промислового льодогенератора CV3000 (CBFI), що експлуатується на підприємстві в місті Одеса. Результати попереднього експериментального дослідження льодогенератора виявили перевитрати енергії в холодильній машині та зниження маси виробленої продукції за період наморожування згідно до нормативно-технічної документації підприємства. Метою роботи є виявлення джерел перевитрати енергії, нормалізації процесу льодоутворення і, як слідство, підвищення енергоефективності установки. Частина роботи містить функціональне діагностування процесу утворення кубікового льоду в процесі промислової експлуатації. Дослідження реалізовано з залученням окремих положень методології діагностування технічного об'єкта.

Методологічні підходи до дослідження

Об'єкт, який відповідає всім вимогам нормативно-технічної документації, знаходиться у справному стані. Непрацездатність технічного об'єкта визначають шляхом пошуку конкретних дефектів, спеціальними засобами діагностування. Засіб та об'єкт діагностування утворюють систему тестового або функціонального діагностування. У системах функціонального діагностування на об'єкт надходять лише робочі дії, передбачені його алгоритмом функціонування. Алгоритм діагностування у загальному випадку складається з певної сукупності елементарних перевірок об'єкта, і правил аналізу результатів останніх. Кожна елементарна перевірка визначається своїм робочим впливом, що подається або надходить на об'єкт, та складом контрольних точок, з яких знімаються відповіді дані об'єкта. Системи функціонального діагностування взаємодіють з обладнанням, що виконує технологічний процес. Під час розробки алгоритму діагностування складають моделі об'єкта спостереження, які можуть бути формалізованими чи неявними. Формалізованою моделлю об'єкта є його опис в аналітичній, графічній, чи іншій формі. У завданнях функціонального діагностування вхідні дії елементарних перевірок визначені заздалегідь. Розробка алгоритмів діагностування полягає у виборі такої сукупності елементарних перевірок, щоб в задачах пошуку дефектів розрізняти несправні стани.

Діагностичні засоби для дослідження процесу льодоутворення включають таке.

-аналіз процесів, що відбуваються у льодогенераторі, що підлягають діагностуванню з метою виявлення причин виникнення дефектів, а також порушення технологічного процесу;

-вибір номенклатури функціональних параметрів діагностування;

-вибір методу діагностування та розробка моделі об'єкта для кожного діагностичного параметра;

-вибір діагностичних параметрів (прямих та непрямих), що характеризують технічний стан льодогенератора та забезпечують можливість пошуку дефектів;

-визначення номінальних, допустимих та граничних величин діагностичних параметрів з зазначенням необхідної точності та достовірності вимірювань;

-вибір та розробка засобів діагностування (первинних перетворювачів) з заданою точністю у вибраному діапазоні та відповідати іншим вимогам, викликаним специфікою вимірювань.

-експлуатаційна документація щодо проведення діагностування та обробки отриманої діагностичної інформації, відповідно до вимог нормативно-технічної документації.

НТБ ОНТУ

-методика порівняння отриманої діагностичної інформації з прийнятими граничними величинами діагностичних параметрів та критерії для ухвалення рішення про стан технологічного процесу\

Вихідні дані для дослідження

Основними елементами системи є: холодильна машина (компресор, конденсатор, терморегулюючий вентиль, регенеративний теплообмінник, оливовідокремлювач); випарник з касетами для формування льоду та водяною циркуляційною системою; контур зворотного охолодження з градирнею. Випарник льодогенератора є касетного типу і виконує функцію теплообмінника, в якому холодоагент випаровується під час проходження через серію вертикальних каналів. Зовнішня поверхня касет зрошується водою, що циркулює у замкненому контурі. Внаслідок цього на поверхні відбувається наростання шару льоду. Внутрішня конструкція касетного випарника складається з вертикально орієнтованих модулів з коморками для льоду. що формують кубики льоду шляхом зрошення зовнішньої поверхні. Узгоджена робота випарника з іншими вузлами установки забезпечується в межах компресорного холодильного циклу. Його реалізація, а також функціональні зв'язки між основними елементами льодогенератора подані в робот [1]/Номенклатура функціональних параметрів діагностування містить температурний режим роботи системи, параметри у вузлових точках циклу.

Діагностика температурного режиму

Температура у точках вимірювалася температурними датчиками DS18B20, клас точності ±0.5 °C, з'єднаними з цифровим контролером Arduino UNO R3 Контролер в реальному часі знімає показники 13ти температурних датчиків. Через програми PUTTY.LOG записані данні і далі здійснюється конвертував їх в ексель для обробки та створення графічної моделі температурного режиму процесів льодовиробництва. Зразок результатів експерименту надано на рисунку 1.

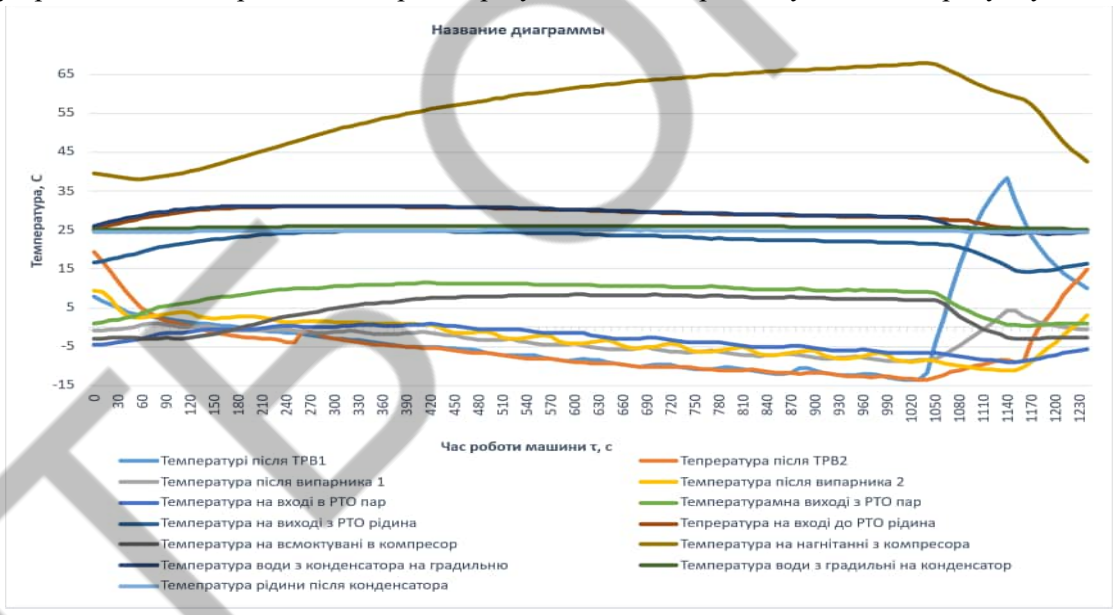


Рис 1. Графічна модель температурного режиму роботи системи в процесі наморожування льоду .

На цьому перший етап діагностування закінчено. Подальші дії : формалізація процесів у елементах системи з залученням математичних рівнянь з термодинаміки, гідродинаміки, тепломасообміну; аналіз характеристик з позицій виявлення причин відхилення від нормальної роботи та ліквідація причин негативного впливу.

Література

1.Соколовська-Єфименко В.В., Мошкатюк А.В., Москін В.В. Експериментальне дослідження промислового льодогенератора кубікового льоду. Збірник доповідей XIV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології», 21-22.09.2023р., м Одеса, Україна.

УДК 621.565

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ CO_2 У ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ

Яковлев Ю.О., доцент, Гайдаржи В.Є., аспірант, Луценко О.М., студент кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса

Перевезення охолоджених та заморожених продуктів потребує надійного підтримання заданих температур охолодження у транспортних рефрижераторах. Залежно від температури навколишнього середовища холодильна установка охолоджує або нагріває ізольований відсік. У транспортних холодильних установках до цих пір ще використовуються фторовані суміші холодоагентів R404A або R410A. Ці холодоагенти мають високий потенціал глобального потепління (GWP) – 3922 та 2088 відповідно. Високі значення GWP цих агентів зумовлюють їх поступове вилучення з використання відповідно до вимог Монреальського протоколу та його Кігалійської поправки, вимоги CARB у США та Канаді, а також регламенту ЄС F-Gas.

Одним із ключових завдань для транспортних холодильних установок сьогодні є перехід від використання гідрофторвуглеців (HFC) із високим потенціалом глобального потепління (GWP) до більш екологічно безпечних альтернатив. Такими альтернативами виступають як синтетичні холодоагенти нового покоління з низьким значенням GWP на основі гідрофторолефінів (HFO), наприклад R-452A чи R-454B, які дозволяють зменшити екологічний вплив і при цьому зберегти сумісність з існуючими системами, так і природні агенти (вуглекислота R-744, аміак R-717, вуглеводні).

Це створює серйозний виклик для виробників та операторів транспортних рефріжераторів, адже необхідно забезпечити відповідність екологічним стандартам без втрати ефективності роботи обладнання.

Компанія Carrier оголосила, що R-452A є стандартним холодоагентом для нових транспортних холодильних агрегатів у Північній Америці, починаючи з жовтня 2022 року. GWP цього агента — 2140, що суттєво менше порівняно з R-404A.

У Каліфорнії прийнято правило, за яким усі нові транспортні холодильні агрегати, введені в експлуатацію у 2023 році, повинні використовувати холодоагент із GWP менше ніж 2 200.

Також Канада з 2025 року вимагає, щоб нові транспортні холодильні агрегати використовували агенти з GWP менше ніж 2200.

Таким чином, перехід на екологічно безпечні холодоагенти у транспортних рефрижераторах є не лише екологічною, але й техніко-економічною необхідністю, що визначає напрямок розвитку галузі у найближчі роки.

Вуглекислий газ (CO_2) останніми роками привертає все більше уваги як робоче тіло для транспортних систем охолодження — насамперед у автомобільних кондиціонерах, холодильних установках для вантажівок, автобусів і поїздів.

CO_2 має низку важливих переваг, завдяки яким його застосування в транспортних системах охолодження стає дедалі більш перспективним:

- це природний холодоагент з GWP ≈ 1, ODP = 0; і відсутністю шкідливих продуктів розпаду;
- термодинамічні властивості CO_2 забезпечують вищу об'ємну холодопродуктивність порівняно з традиційними агентами, що дозволяє використовувати компактніші й ефективніші компресори та теплообмінники;
- CO_2 є легкодоступним, оскільки є побічним продуктом промислових процесів, що спрощує технічне обслуговування та знижує витрати на заправку.

НТБ ОНТУ

Дослідження транспортних холодильних установок з використанням вуглекислого газу показують, що це технічно здійсненна та екологічно безпечна альтернатива R404A і R410A.

Свіжі охолоджені продукти перевозяться у транспортних рефрижераторах при температурі в холодильній камері не нижче 0 °С (режим охолодження), а заморожені продукти – при температурі -20 °С або нижче (режим заморожування). Такі продукти транспортують в одно- або багатокамерних транспортних засобах. Багатокамерні транспортні засоби дозволяють одночасно перевозити охолоджені та заморожені продукти. У Європі частка багатокамерних транспортних засобів нині значно збільшилася з початку 1990-х років і становить більше половини. всіх нових рефрижераторів загальною масою від 12 до 19 тонн.

Основним принципом у холодильних системах таких транспортних засобів є одноступеневий парокомпресійний цикл. У багатокамерних установках відсіки зазвичай охолоджуються поперемінно. Перспективним напрямом є застосування двоступеневих парокомпресійних циклів.

У роботі [1] досліджено двоступеневі парокомпресійні цикли різними холодоагентами (у тому числі і з CO_2) для умов рефрижераторних перевезень для температури випаровування нижче -20 °С і температурі навколишнього середовища вище 40 °С. Досліджувалися два режими роботи:

- забезпечення холодопродуктивності при низькому тиску - охолодження або заморожування;
- забезпечення холодопродуктивності при двох рівнях тиску, коли одночасно підтримуються режими заморожування (низький тиск) і охолодження (проміжний тиск)..

При температурі повітря на вході в конденсатор ≈ 20 °С високий тиск становив 66 бар. За цих умов холодоагент R744 працює у докритичному режимі, що включає кипіння у випарнику, конденсацію та переохолодження в конденсаторі. При температурі повітря на вході в конденсатор ≈ 30 °С і вище відбуваються транскритичні процеси.

Переваги двоступеневої холодильної установки над одноступеневою при роботи на R744 для багатокамерних авторефрижераторів полягають у такому:

- енергоефективність системи вища на 20–30 %, що особливо важливо при роботі на низьких температурах (–25…–40 °С), коли одноступенева установка стає малоефективною;
- двоступенева система дозволяє розділяти контури охолодження та гнучко керувати температурою у кожній камері без значних втрат енергії (наприклад, –20 °С у морозильній камері та 0 °С у охолоджувальній);
- зменшується навантаження на компресор;
- знижується споживання палива завдяки підвищенню стабільності температур і зменшенню кількості циклів увімкнення/вимкнення компресорів.

Висновки

1. Застосування вуглекислого газу (R744) у транспортних системах охолодження є технічно доцільним і екологічно обґрунтованим напрямом розвитку галузі.
2. CO_2 забезпечує високу енергоефективність, безпечність для довкілля (GWP ≈ 1, ODP = 0) та доступність як природний холодоагент.
3. Дослідження показують, що використання двоступеневих парокомпресійних циклів з CO_2 дозволяє підвищити енергоефективність систем на 20–30 %, зменшити навантаження на компресор і споживання палива.
4. Перехід до таких рішень сприятиме відповідності сучасним екологічним вимогам та підвищенню надійності транспортних холодильних установок.

Список інформаційних джерел

1. Möhlenkamp, A., Lemke, N., Köhler, J. *Nachhaltige Kälteerzeugung – Untersuchung der Energieeffizienz natürlicher Kältemittel in Transportkälteanlagen.* Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik; Umweltbundesamt, 2017.

НТБОНТУ

УДК 621.51

ЗАСТОСУВАННЯ ЕКСЕРГІЇ ПРИ ДОСЛІДЖЕНІ ВПЛИВУ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ НА ДОВКІЛЛЯ

Ярошенко В.М.., доцент кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса

Сучасний критичний екологічний стан навколишнього середовища вимагає відповідних практичних дій з тим, щоб зменшити негативний вплив енерготехнологічних процесів на довкілля. Тому при впроваджені енерготехнологічних систем та установок, особливо повязаних з процесами енергетичних перетворювань, потрібно в першу чергу визначати та аналізувати умови, практичне впровадження яких буде обумовлювати мінімінізацію їх негативного впливу на екологію.

Екологічні проблеми проявляються в зміні природного середовища, в результаті антропогенних дій, що веде до порушення структури і функціонування природних систем (ландшафтів), призводить до негативних соціальних, економічних та інших наслідків які проявляються у збільшенні кількості таких природних катаклізмів та явищ, як урагани, повині, землетруси, засухи і т.д. У зв'язку з цим вже зараз проблема захисту навколишнього середовища для кожної країни перетворюється на проблему забезпечення національної безпеки та збереження життя [4].

Побутова та техногенна діяльність людства супроводжується енергетичними потоками та потоками шкідливих газів, які викидаються до навколишнього середовища, відповідно до особливостей технологічних процесів. Кількісно це являється безумовною та необхідною компенсацією незворотності (недосконалості) реальних процесів і тому рівень незворотності реальних процесів може розглядатись як один із головних чинників за допомогою яких визнається рівень впливу енерготехнології на екологію.

Рівень незворотності будь якого реального процесу при виробництві, транспортуванні та використанні енергії, в незалежності від її форм , визначається рівнем деградаційних втрат (перетворенням високоякісної енергії в теплову) , що залежить від властивостей енергоносія та обумовлюються силами механічного тертя, силами вязкості , дифузією різницею температур і т.і. В якості універсального критерію за допомогою якого визначається рівень деградаційних втрат в сучасному термодинамічному аналізі використовується поняття ексергії та відповідний ексергетичний метод. [2].

Ексергія будь якого матеріального середовища (енергії) являється абстрактною величиною, що відповідає максимально можливій кількості роботи при встановлені рівноваги з навколишнім середовищем. В результаті реальних (незворотних) процесів вона зникає (втрачається), що є неминучою вимогою другого закону термодинаміки.

Потоки деградованої енергії в дійсних процесах проявляються через втрати ексергії, передаються навколишньому середовищу в виді анергії і тому застосування ексергетичного методу при вирішенні екологічних проблем цілком виправдано.

Деградаційні втрати енергії розраховуються як втрати технічної роботоспроможності (ексергії) за рівнянням Гюї- Стодола .

$$\Delta Ex = T_{зс}\Delta S$$

де: ΔS- зростання ентропії термодинамічної системи в результаті незворотності процесів; $T_{зс}$ – абсолютна термодинамічна температура зовнішнього середовища.

Зростання ентропії системи при цьому відбувається пропорційно рівню незворотності (відхилення реальних процесів по відношенню до оборотних) в термодинамічній системі.

НТБ ОНТУ

Ексергетичні втрати завжди проявляються як потоки теплової енергії до навколишнього середовища , які тим самим обумовлюють зростання його ентропії , що відповідним чином впливає на екологічну ситуацію. В наслідок цього порушується рівновага на планеті, як термодинамічній системі, що склалася протягом попередніх десятків тисяч років, в яку вноситься безлад та хаос за рахунок зменшення вільної енергії та збільшення ентропії. [2]

$$\Delta S = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} Q_i}{T_{\text{зс}}}$$

При цьому ентропія з позицій молекулярно кінетичної теорії може розглядається як термодинамічний параметр, що характеризує рівень порядку (хаотичності) в системі. Чим більше ентропія тим менше впорядкована (організована) система і тим більший хаотичний рух що випливає з формули Больцмана .

$$S = k \quad \ln W$$

де: k- постійна Больцмана як відношення універсальної газової постійної до числа Авогадро; W – термодинамічна вірогідність, яка повязує макроскопічний стан системи з мікроскопічним рівнем (рівнем хаотичності)

Підвищення енергетичної (термодинамічної) досконалості процесів та установок (зниження рівня необоротності) обумовлює зменшення теплових викидів до навколишнього середовища (деградаційних потоків) та негативний вплив на його екологічний стан.

Таким чином на основі понятті ентропії , як кількісної міри незворотності реальних процесів , встановлюється зв'язок між енергетичною досконалістю процесів та відповідним їх впливом на екологічний стан навколишнього середовища. У цих умовах на передній план повинні ставитись проблеми створення енергоощадних технологій, які повинні базуватись як на проблемах енергозбереженння так і на проблемах енергоефективності при виробництві, транспортувані та використанні енергії [1].

Залучення розвиненог ексергетичного аналізу дозволить суттєво покращити енерготехнологічні процеси, оскільки ексергія є тією фізичною характеристикою енергії, яка може бути зіставлена з її енергетичною ефективністю , екологічним впливом та загальною техніко - економічною доцільністю. Тому вона виявляється дуже зручною для оптимізації розрахунків енергетичних витрат та екологічного моделювання, до дозволяє проводити послідовний опис результатів впровадження того чи іншого процесу (ресурсу) та відповідних екологічних наслідків.

При цьому необхідно відзначити, що оптимальна взаємодія енерготехнологічних систем з навколишнім середовищем не можна визначатись тільки ексергією. Зокрема, цей показник не враховує характеристик відходів, як їх токсичність і хімічна агресивність. Ці характеристики повинні розглядатися незалежно від ексергії, а ексергетичний аналіз є першим наближенням екологічної оцінки взаємодії системи з навколишнім середовищем

Літературні джерела

1.Маляренко В.А. Введення в інженерну екологію енергетики. Навчальний посібник. – Друге видання– Х.: Видавництво САГА, 2008. – 185

2. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотраснформаторов / под ред. В.М.Бродянского, М.: Энергия, 1979.- 285с.

3.Куделя, П. П. Енергетичний і ексергетичний підходи до проблеми раціонального використання енергії / П. П. Куделя, С. В. Дубовський // Енергетика: економіка, технології, екологія : науковий журнал. – 2020. – № 2 (60). – С. 7-16.

4.http://www.eionet.europa.eu/gemet/concept/2829

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ НА РЕКОНДЕНСАЦІЮ ПРОДУКТУ

Грудка Б.Г., доцент, Опарівський Н.В., аспірант кафедри кріогенної техніки, ОНТУ, м. Одеса

На борту більшості сучасних океанських ЗПГ-танкерів передбачаються установки для реконденсації продукту. Вони базуються на компресійних циклах охолодження. У якості робочих тіл можуть застосовуватися азот, метан, етан, пропан чи газові суміші. При цьому, незважаючи на переважання метану в природному газі, останній не може використовуватися безпосередньо в дросельному циклі, так як потрібна попередня осушка і очищення від ряду висококиплячих домішок. Витрата електроенергії на вторинну конденсацію одного кілограма газу залежить від типу робочого циклу та може становити 5...12 МВт/кг. Найбільш підходящим робочим тілом є інертний азот, оскільки його пари перед викидом у повітря використовуються для наддуву простору навколо танка.
За відсутності бортової системи реконденсації можна застосувати розімкнутий азотний цикл. В охолоджувачах цього типу використовується теплота випаровування зовнішнього холодоагенту за рахунок накопиченого рідкого азоту. Процес зрідження показано на T-s діаграмі метану (рис. 1). За умов фазової рівноваги в цистерні P_{CH4} = 5 бара та T_{CH4} = 135,4 К для переведення в рідкий стан 1 кг продукту потрібно відвести тепло в кількості

$$q_M = r_{CH4} = i_{M2} - i_{M1} = 543,8 - 85,5 = 458,3 \text{ кДж/кг}. \quad (1)$$

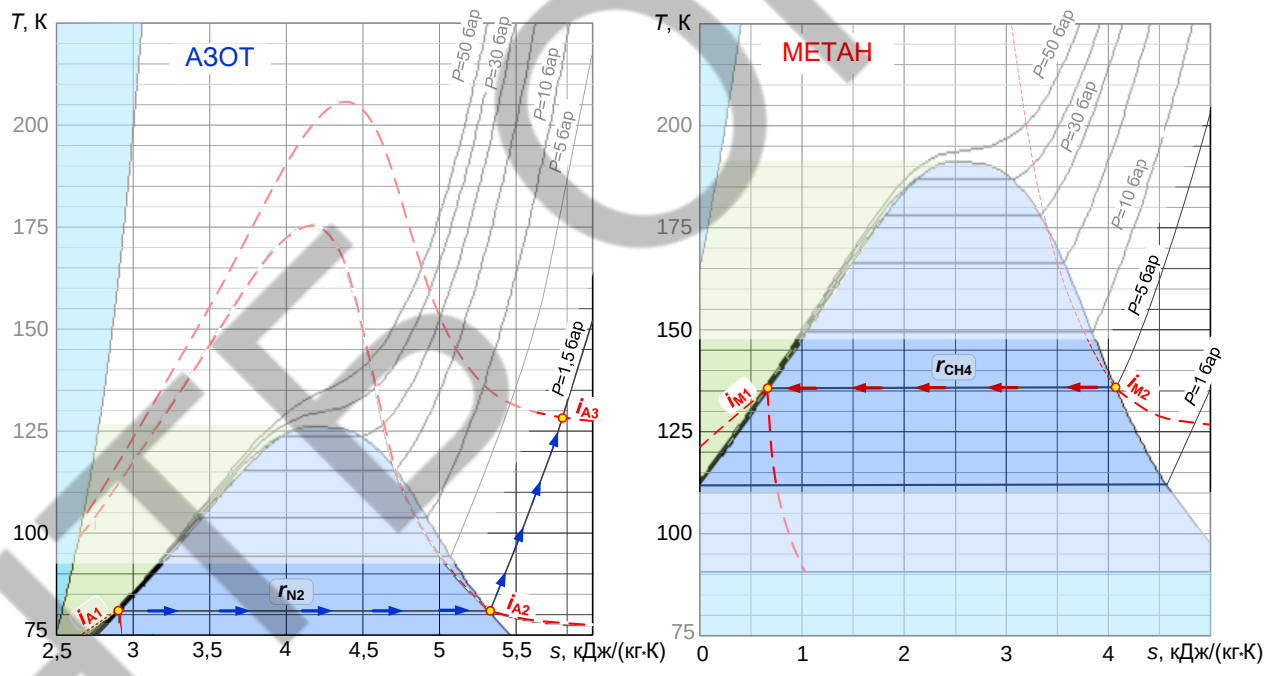


Рис. 1. Процес конденсації метану ($i_{M1} \leftarrow i_{M2}$) за рахунок випаровування та часткового відігріву парів азоту ($i_{A3} \rightarrow i_{A2} \rightarrow i_{M1}$)

З урахуванням гідравлічного опору конденсатора-випарника приймаємо тиск парів азоту P_{N2} = 1,5 бара. Температура киплячого азоту при цьому T_{N2} = 80,8 К << T_{CH4}. Тому у якості охолоджуючого середовища можна використовувати пари азоту, нагріваючи його в теплообміннику, як мінімум, до T_{N2} = 128 К, забезпечуючи на виході недорекуперацію Δ = 7,4 К. Тоді тепло, що поглинається азотом при випаровуванні та частковому нагріванні дорівнює

$$q_A = i_{A3} - i_{A1} = r_{N2} + (i_{A3} - i_{A2}) = 194,5 + (131,1 - 79,7) = 245,9 \text{ кДж/кг}. \quad (2)$$

Даний метод реконденсації досить затратний, так як для переведення в рідкий стан 1 кілограм метану потрібно випарувати 1,9 кг N2.

Слід також враховувати, що у разі вимушеного відбору газової фракції із резервуару видаляється переважно метан. За рахунок цього продукт, що залишився, поступово почне збагачуватися висококиплячими компонентами. Усунути нестабільність концентрації вдається шляхом створення циркуляції рідини, яка відбирається в нижній частині цистерни та подається на зрошення парового простору. При цьому дещо знижується температура верхнього шару ЗПГ, отже, і тиск фазової рівноваги. Однак перемішування слід розглядати як тимчасовий захід, оскільки воно здатне лише уповільнити, а не виключити зростання тиску. Цей прийом можна практикувати для часткового зниження енерговитрат на реконденсацію продукту.

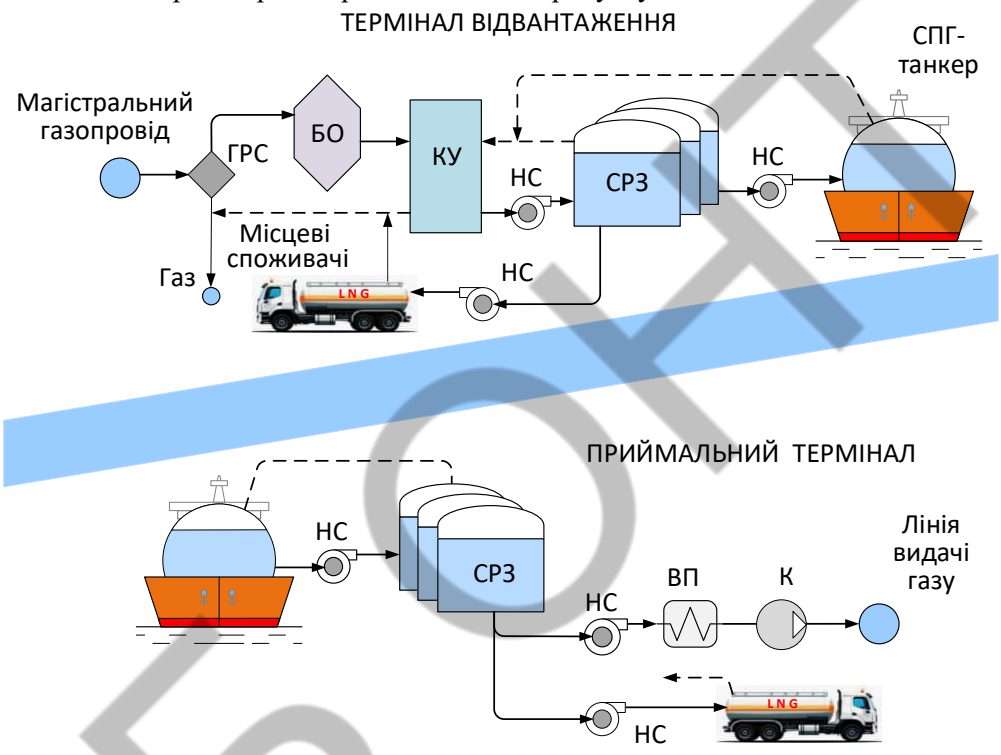


Рис. 2. Спрощена структура комплексу для виробництва та морського транспортування ЗПГ; ГРС – газорозподільна станція; БО – блок очищення від CO_2 та H_2O; НС - насоси; СРЗ – стаціонарні ізотермічні резервуари; ВП – випарники; К – компресори

Як випливає із схеми на рис. 2 після вивантаження ЗПГ в берегові резервуари більшість продукту газифікується. Найпростішими засобами для випаровування рідини є водяні теплообмінники або атмосферні випарники. У високовитратних системах та північних широтах тепла навколишнього середовища буває недостатньо і для нагрівання потоку вимушено використовують горіння частини продукту. Враховуючи, що на переведення газу в рідкий стан витрачається від 10 до 20% енергії, що отримується при його згорянні, природним кроком підвищення економічності процесів фазових перетворень є використання енергозберігаючих циклів. Такі рішення спрямовані на виробництво роботи та електричної енергії за рахунок перетворення ексергії холоду ЗПГ. У контурі установки регазифікації використовують чисті речовини та суміші на основі метану, етану, пропану та бутану. Сумішеві та каскадні цикли будуть розглянуті у подальших дослідженнях.

Матеріали XV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». Одеса 23-25 жовтня 2025 року
УДК 621.575 (088.8)

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА АБСОРБЦІЙНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ РІЗНИХ ТИПІВ

Пономарев К.О., Березовська Л.В., Тітлов О.С.
Одеський національний технологічний університет
E-mail: alic.in.mine@gmail.com; milaberez2016@gmail.com; titlov1959@gmail.com;

АТТ вирішують задачі опалення, охолодження та кондиціонування повітря без використання електричної енергії та при цьому не мають негативного впливу на екосистему планети. Робочим тілом сучасних АТТ є природні речовини: водний розчин бромистолітія або водоаміачний розчин.
Екологічна безпека наразі є пріоритетною в оцінці перспектив просування нової енергетичної техніки, розробки АТТ, апріорно вписуєтеся в цю концепцію [1].
Наступним важливим фактором оцінки перспектив нової енергетичної техніки є енергетична ефективність.

Незважаючи на те, що в АТТ основним джерелом споживної енергії є неелектричні джерела (сонячне теплове випромінювання, теплота вихідних технологічних продуктів, теплота згорання органічного пального тощо), до них також висуваються вимоги енергоефективності.
Ці вимоги, як правило, допомагають розробникам мінімізувати масогабаритні параметри конструкцій АТТ і зробити їх більш конкурентоспроможними на ринку кліматичної та енергетичної техніки.
Аналіз сучасного стану ринку систем опалення, кондиціонування та охолодження показує, що АТТ займають більшу нішу в центральних кліматичних системах великих приміщень та виробничих споруд. Це бромистолітієві АТТ з холодопродуктивністю від 17 до 5 500 кВт. Таке положення пов'язано великою мірою й з можливістю більш ефективного контролю режимів роботи великих агрегатів з метою недопущення кристалізації розчинів бромистолітія в зонах підведення теплової енергії.

У водоаміачних АТТ відсутні проблеми кристалізації робочого тіла. Вони здатні вирішувати задачі теплового та холодильного впливу в широкому діапазоні холодопродуктивності від 10 Вт до 700,0 кВт.

Аналізуючи сучасний ринок кліматичної техніки, зростання цін на енергоносії та перспективні потреби людства можна припустити, що перспективними будуть розробки систем на неелектричних джерелах енергії для невеликих приміщень та домогосподарств. Це системи опалення, кондиціювання та системи низькотемпературного зберігання харчових продуктів та сільськогосподарської сировини.

Вочевидь, що для цих задач будуть потрібні системи з тепловою та холодильною продуктивністю 2,5…5,0 кВт та 5,0…12,0 кВт відповідно [2-3].

Приведений аналіз літературно-патентних джерел проблеми розробки абсорбційних термотрансформаторів показав, по-перше, актуальність таких досліджень, так як наявний широкий попит на такі вироби, особливо для розв'язання задач життєзабезпечення (опалення, охолодження) невеликих будівель та приміщень.

По-друге, було показано відсутність системних підходів до вирішення таких задач. Зокрема, відсутність науково-технічної інформації про використання сонячного тепла для роботи АТТ безнасосного типу.

Таким чином метою даної роботи є розробка та дослідження АТТ з низкопотенційними джерелами теплової енергії.

Для досягнення поставлених мети в рамках цей роботи вирішували наступні задачі: а) розробку та аналіз схемних рішень АТТ для систем життєзабезпечення (опалення, кондиціювання

НТБОНТУ

повітря, охолодження); б) експериментальне дослідження теплових і витратних характеристик перекачувальних термосифонів у складі АТТ; в) моделювання теплових режимів АТТ з тепловими трубами; г) розробка перспективних системи життєзабезпечення на базі АТТ.

На першому етапі було проведено розробку схемних рішень АТТ для систем життєзабезпечення. Розглянуто базову модель на основі безнасосного АТТ. Запропонована схема вирішує завдання як опалення, так і кондиціювання повітря та охолодження. Для завдань опалення та кондиціонування в холодний період року послідовно використовується тепло, що відходить із зони генерації, абсорбції, конденсації та ректифікації (дефлегмації).

Для запропонованої схеми було розроблено методику термодинамічного розрахунку водоаміачного абсорбційного циклу з використанням вперше отриманих апроксимаційних залежностей термодинамічних параметрів та функцій. Розглянуто робоче тіло з інертним газом воднем та гелієм. Виконано чисельні дослідження термодинамічних циклів в характерних режимах роботи АТТ. Аналіз отриманих результатів розрахунку показав наступне – як у разі застосування інертного газу водню, так і гелію чисельні значення холодопродуктивності за інших однакових режимних параметрів не впливають на чисельні значення коефіцієнта перетворення термодинамічного циклу безнасосного АТТ. Причому його відмінність чисельних значень для гелію і водню як інертного газу незначна. Доведено також, що зростання температури «холодного джерела» від 0 ℃ до 10 ℃ для гелію та водню, як інертного газу, практично не впливає на коефіцієнт перетворення термодинамічного циклу АТТ – зміна становить не більше 0,5 %.

Для отримання відсутньої інформації виконано також експериментальні дослідження генераторного вузла АТТ, які дозволили оцінити чисельні значення витратних характеристик перекачувальних термосифонів (розчин, пар) на різних робочих тілах (хлористій кальцій, водні розчині бромистого літію та хлористого літію), вплив на них ряду визначальних параметрів (склад розчину, нахил до горизонту, рівень розчину в зоні підвода теплового навантаження). Такі дані необхідні для проектування абсорбційних термотрансформаторів для систем опалення, кондиціювання повітря та охолодження.

Показано, що для забезпечення надійної роботи перекачувального термосифону на робочих тілах: LiBr, $CaCl_2$, LiCl та задля уникнення кристалізації в зоні підведення теплового навантаження не слід використовувати трубки невеликого діаметру, зокрема 2 мм. Термосифони ж із внутрішнім діаметром 4 мм демонструють стабільну та надійну роботу у всьому діапазоні теплових навантажень до 250 Вт. У ряді експериментальних досліджень з розчином LiCl відмічене непередбачувані результати з максимумами в зоні теплового навантаження 100 Вт. У зв’язку з цим можна порекомендувати розробникам АТТ уважно відноситись до вибору робочого тіла на базі LiCl.
Доведено також, що розподіл за висотою транспортувальної зони підведення теплового навантаження збільшує витрати пари та перекачаного розчину, порівняно з підведенням тепла в нижню частину термосифону, для різних робочих тіл на 15…28 %.

При відхиленнях перекачувального термосифону від горизонталі суттєво зростають витрати розчину. А так як сонячні системи встановлюються з орієнтацією на сонце (в Україні приблизно у 45°), то цей факт слід враховувати під час проєктування систем життєзабезпечення на базі АТТ з робочим тілом LiCl, LiBr, CaC_{l2}.

Показано й некритичність початкового заповнення зони підведення тепла перекачувального термосифону – амплітуда коливань до 50 мм не впливала на надійність його роботи та витратні характеристики.

З використанням результатів експериментальних досліджень розроблено математичну модель теплової схеми «випарник АТТ - теплова труба - низькотемпературне відділення». Модель дозволяє проводити чисельний експеримент щодо оцінки впливу на температурно-енергетичні характеристики елементів АТТ, а саме короба НТО, а також наступних геометричних та режимних параметрів: глибини, ширини та висоти короба НТО; товщини матеріалу короба НТО; типу матеріалу короба; типу використаної теплової труби; контактного термічного опору; товщини ізоляційних перегородок;

теплового навантаження та рівня температур об'єкта охолодження та зовнішнього повітря [4-5].
В результаті чисельного експерименту розроблено практичні рекомендації для проєктування та показано перспективність використання теплових труб різної конфігурації – Г-подібних та П-подібних конструкцій для камер охолодження у складі абсорбційних термотрансформаторів.

З урахуванням результатів проведених теоретичних та експериментальних досліджень розроблено принципову схему абсорбційного термотрансформатора, що використовує як основне джерело теплової енергії сонячне випромінювання та акумулятори тепла та холоду. Робочим тілом такого АТТ можуть бути водні розчини солей хлористого кальцію, бромистого літію, хлористого літію і водоаміачна суміш з інертним газом на основі водню або гелію. Для апробації розроблених методик було виконано теплотехнічний розрахунок системи акумуляції тепла та холоду з продуктивністю 5 кВт по холоду та 12 кВт по теплу та виконано проєктування акумуляторів тепла та холоду для цих параметрів.

Список інформаційних джерел

1. Тітлов, О., Березовська, Л., Пономарьов, К., & Георгієш, К. (2024). Підвищення енергетичної ефективності генераторів абсорбційних холодильних агрегатів. Refrigeration Engineering and Technology, 60(4), 254-265. https://doi.org/10.15673/ret.v60i4.3093
2.Тітлов, О., & Пономарьов, К. (2025). Розробка абсорбційних термотрансформаторів для обігріву та охолодження. Refrigeration Engineering and Technology, 61(1), 12-24. https://doi.org/10.15673/ret.v61i1.3136
3.Пономарьов, К. (2025). Дослідження та застосування абсорбційних термотрансформаторів: огляд. Refrigeration Engineering and Technology, 61(2). https://doi.org/10.15673/ret.v61i2.3157
4.Titlov O., Ponomaryov K. 2025. Моделювання теплових режимів абсорбційного термотрансформатора з тепловими трубами. Праці Одеського політехнічного університету. 1(71). https://doi.org/10.15276/opu.1.71.2025.05
5. Тітлов, О. С., & Пономарьов, К. М. (2025). Моделювання теплових режимів абсорбцій-ного термотрансформатора з тепловими трубами. Вісник Вінницького політехнічного інституту, (4), 67–75. https://doi.org/10.31649/1997-9266-2025-181-4-67-75

УДК 621.575.932:621.565.92

УДОСКОНАЛЕННЯ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВИХ ТРУБ І ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ ДЛЯ СТВОРЕННЯ ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНИХ СИСТЕМ ПОБУТОВОЇ І ТОРГІВЕЛЬНОЇ ТЕХНИКИ

Тітлов О.С., Дорошенко В.М., Сугер В.В.
Одеський національний технологічний університет
E-mail: titlov1959@gmail.com; doroshenkovm444@gmail.com

Сучасний ринок побутової та торгівельної холодильної техніки характеризується зростаючими вимогами до енергоефективності, екологічності та надійності пристроїв. Побутові та комерційні холодильники, морозильники, вітрини й торгові холодильні шафи становлять істотну частину загального електроспоживання у домогосподарствах і мережах роздрібної торгівлі. Зростання тарифів на електроенергію, посилення екологічних норм щодо використання холодоагентів та потреба в зниженні експлуатаційних витрат підштовхують виробників до пошуку

НТБОНТУ

альтернатив традиційним компресійним рішенням і впровадження енергозберігаючих технологій. Компресійні холодильні установки забезпечують коефіцієнтом перетворення (COP) на рівні 2,5–4,5, тоді як у абсорбційних холодильних приладів (АХП) цей показник рідко перевищує 0,8 [1]. Проте компресійні системи мають інші недоліки: високий рівень шуму та вібрацій; використання неприродних холодоагентів; необхідність у регулярному технічному обслуговуванні; обмежений термін служби компресорів.

АХП виграють за рахунок екологічності та надійності, що робить їх привабливими у сфері побуту й торгівлі, якщо вдасться підвищити їхню ефективність.

Абсорбційні холодильні прилади (АХП) є перспективною альтернативою для окремих категорій побутової та торгівельної техніки: вони працюють від теплових джерел, можуть використовувати вторинну або відновлювану енергію (включно з газовими пальниками, сонячними колекторами чи відпрацьованим теплом), відрізняються безшумністю та високою надійністю. Це робить АХП привабливими для мінібарів, автономних холодильників для кемпінгу та транспорту, а також для стаціонарних торгових вітрин і камер зберігання на об’єктах із доступом до теплового ресурсу. Проте їхня комерційна привабливість обмежується відносно низьким коефіцієнтом COP і збільшеним енергоспоживанням порівняно з компресійними аналогами в низці робочих режимів [2].
Основною технічною перешкодою для широкого використання абсорбційних холодильних приладів є їх обмежена холодопродуктивність і недостатня інтенсивність внутрішньокамерних процесів теплообміну. Це не дозволяє створювати холодильні камери з підвищеним об'ємом та обмежує їх попит на споживчому ринку.

Пасивні інтенсифікатори теплопередачі, зокрема теплові труби (ТТ) та двофазні термосифони (ДФТС), мають потенціал для вирішення цієї проблеми: вони забезпечують високі коефіцієнти теплопередачі; вирівнювання температурних полів; ефективну передачу тепла за невеликих температурних різниць [3].

Теплова труба — це герметично закритий трубчастий пристрій, заповнений робочою рідиною. Усередині відбувається випаровування та конденсація рідини, що забезпечує інтенсивний перенос теплоти з мінімальними втратами.

Двофазний термосифон працює за схожим принципом, однак не містить капілярної структури. Рух рідини відбувається під дією сили тяжіння, що робить його простішим і дешевшим у виготовленні.

Основні переваги застосування цих пристроїв у складі АХП:
а) висока ефективність теплопередачі – коефіцієнт теплопровідності теплових труб у сотні разів вищий за традиційні метали;
б) зниження теплових опорів – це дозволяє зменшити температуру генератора і, відповідно, енерговитрати;
в) вирівнювання температурних полів – умикається локальний перегрів чи переохолодження;
г) зменшення габаритів теплообмінників – прилади стають компактнішими, що особливо важливо для побутової техніки;
д) підвищення коефіцієнта перетворення – за оцінками експериментів, приріст може становити 15–25 % [4].
У конструкції АХП теплові труби можуть інтегруватися в такі вузли:
а) генератор – для інтенсифікації процесу випаровування аміаку з водного розчину;
б) конденсатор – для ефективнішого відведення теплоти в довкілля;
в) абсорбер – для інтенсифікації процесу розчинення аміаку у воді.
Інтеграція таких пристроїв у конструкцію АХП дозволяє підвищити ефективність роботи випарника, а це може знизити коефіцієнт робочого часу і, відповідно, споживану потужність до 15 % [5].
Для узагальнення матеріалів експериментальних досліджень та первинних розробок [3-5] було розроблено математичну модель теплових режимів об'єктів охолодження (АХП) з ТТ та ДФТС.

При фіксованій холодопродуктивності випарника АХП (Q_o = const), наприклад, чисельне рівної зовнішнім теплоприпливами, температура в камері $t_{кам}$ залежить від середньої температури випарника t_o і термічного опору ланцюга «випарник АХП – корисний об'єм камери» $\sum R$

$$t_{кам} = \bar{t}_o + Q_o \sum R. \quad (1)$$

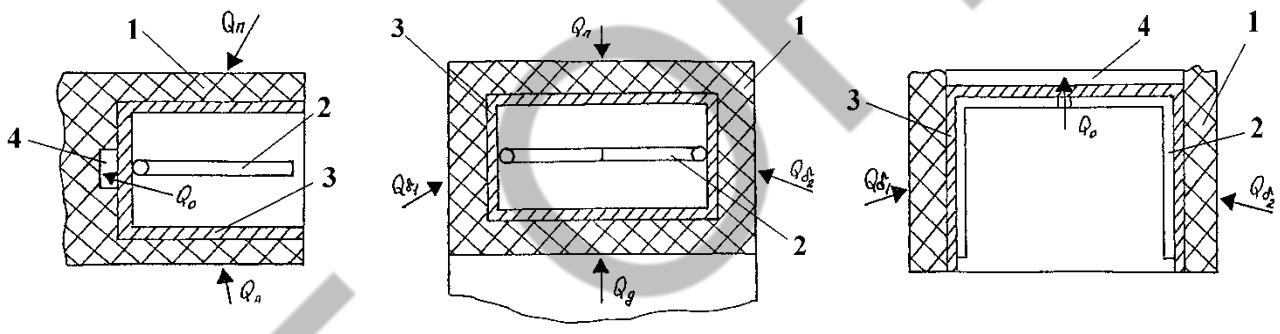
Аналіз співвідношення (1) показує, що необхідний рівень температур у камері може бути досягнутий або за рахунок зниження температури випаровування, або за рахунок зменшення сумарного термічного опору.

Перший шлях пов'язаний з додатковим випарюванням аміаку в генераторі і зниженням концентрації аміаку в слабкого розчині і припускає відповідне збільшення енерговитрат.

Другий шлях реалізується за рахунок застосування кондуктивних стоків тепла, наприклад, у вигляді алюмінієвих панелей, встановлених на внутрішніх стінках камери, які можуть нести оребреня і ТТ із ДФТС.

Необхідне значення сумарного термічного опору у формулі (1) можна одержати або за рахунок збільшення товщини стінки алюмінієвої панелі, або за рахунок застосування додаткових паралельних теплостоків у вигляді ТТ або ДФТС, які, володіючи низьким термічним опором, виступають у якості своєрідних ізотермічних осей, що пронизують стінки внутрішнього алюмінієвого корпусу.

У загальному вигляді теплова схема абсорбційного холодильника із ТТ або ДФТС наведена на рис. 1.



а) б) в)

Рис.1. Теплова схема абсорбційного холодильника із ТТ або ДФТС: а) вид збоку; б) вид спереду; в) вид зверху; 1 – теплоізоляційний корпус; 2 – ТТ або ДФТС; 3 – внутрішній алюмінієвий корпус; 4 – випарник АХП.

В основі математичної моделі теплових режимів камери із ТТ або ДФТС лежить тепловий баланс елементарної чарунки (ЕЧ) елементів корпусу (внутрішнього алюмінієвого і шару теплоізоляції).

Для внутрішнього корпусу розглянуто чотири випадки: ЕЧ не має теплового зв'язку із ТТ або ДФТС; ЕЧ має тепловий зв'язок із зоною випару (конденсації) ТТ або ДФТС; ЕЧ задньої стінки внутрішнього корпусу пов’язані в тепловому відношенні з випарником АХП й з конденсатором ТТ або ДФТС. У всіх випадках теплоприпливи від завантажених продуктів не враховувалися, тобто моделювалися нормативні випробування з незавантаженою камерою в пускових і перехідних режимах. Кінцеві збільшення температури в часі для кожного типу ЕЧ ($\Delta\tau$) визначалися як

, (2)

$$\Delta t_{i,j} = \frac{\Delta\tau}{C_{i,j} \cdot \rho_{i,j} \cdot V_{i,j}} \cdot \Delta Q_{i,j}$$

де $C_{i,j}$ і $\rho_{i,j}$ – питома масова теплоємність і густина матеріалу ЕЧ, Дж/(кг· К) і кг/м^3; $V_{i,j}$ – обсяг ЕЧ,

м^3; $\Delta Q_{i,j}$ – результуючий тепловий потік, Вт.

Співвідношення типу (2), записані для кожної ЕЧ внутрішнього і теплоізоляційного корпусу камери, становлять систему рівнянь. Граничними умовами при рішенні такої системи є: температура навколишнього середовища; у початковий момент часу $\tau = 0$ температури ЕЧ внутрішнього і теплоізоляційного корпусів дорівнюють температурі навколишнього середовища; температури випарника АХП в режимі пуску і у позиційному режимі управління.

Збільшення часу $\Delta\tau$ задаються до досягнення середньої температури стінок внутрішнього корпусу ($\bar{t}_k$) рівної заданій ($t_{кам}$).

Список інформаційних джерел

1. Низькопотенційна енергетика [Текст] : навч. посіб. / Редько А. О., Безродний М. К., Загорученко М. В., Ратушняк Г. С., Редько О. Ф., Хмельнюк М. Г.; Нац. техн. ун-т України "Київський політехнічний університет", Одес. нац. акад. харч. технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. — Харків : Друкарня Мадрид, 2016. — 412 с. https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHT-cnv.BibRecord.152557/

2. Захаров М.Д., Тітлов О.С., Ботук Ю.С, Василів О.Б., Рева Н.В. Енергетичні і екологічні показники компресійної та абсорбційної побутової холодильної техніки. Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. 1997. № 17. С. 167–175.

3. Захаров М.Д., Тітлов О.С., Рева Н.В., Лозовський С.І., Вольневич С.В., Завертаний В.В. Розробка нових схем та дослідження елементів конструкцій апаратів для первинної термічної обробки та збереження харчових продуктів. Наукові праці Одес. держ. акад. харч. технол. 1995. № 15. С.119–127.

4. Тітлов О.С., Захаров М.Д. Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 2009. № 35. Т.1. С. 113–127.

5. Тітлов О.С. Розробка побутової абсорбційної холодильної техніки різного функціонального призначення з використанням сучасних технологій. Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. 1997. № 17. С. 266–272.

УДК 621.575.932

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОДЕРЖАННЯ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

Тітлов О.С., Біленко Н.О., Осадчук Є.О., Нікітін Д.М., Агатій І.В.
Одеський національний технологічний університет
E-mail: titlov1959@gmail.com; bilenko.onaft@gmail.com; osadchuk1980@gmail.com; dnn@utecon.com

У теперішній час більше 40 відсотків населення світу живе в районах, що відчувають середню або гостру нестачу води. Передбачається, що до 2025 року приблизно дві третини населення світу — біля 5,5 мільярда людей — будуть жити в районах, що зіткнуться з нестачею води у таких масштабах (Рис.1.) [1].

Нараховується більше 1 мільярда людей, що не мають стійкого доступу до чистої води. 2,4 мільярда людей — більше однієї третини населення світу — не мають доступу до належних засобів санітарії. Ця ситуація призводить до катастрофічних наслідків і найближчим часом може мати місце і в Україні.

НТБОНТУ

Щороку більше 2,2 мільйонів людей, головним чином у країнах, що розвиваються, помирають від захворювань, пов'язаних з низькою якістю води та незадовільними санітарно-гігієнічними умовами.

Сучасні інтенсивні технології отримання харчової та технологічної води з морської характеризуються високими витратами теплової енергії при випаровуванні (дистиляції) [97] або досить високими витратами електричної енергії в процесах виморожування за допомогою компресійних холодильних машин.

Для побутових і господарських потреб в незначній кількості з давніх давен прісну воду отримували шляхом збору сконденсованих крапель із повітря в результаті природнього добового радіаційного охолодження земної поверхні у дуже обмеженій кількості.

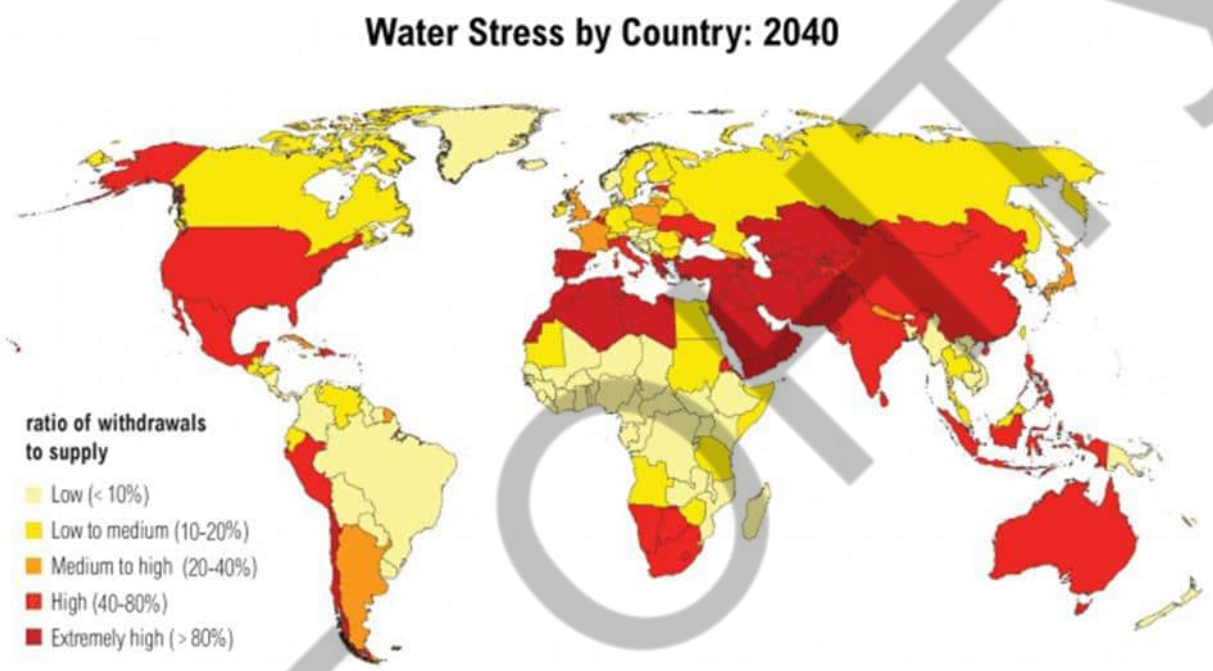


Рис.1. Території планети з дефіцитом водних ресурсів

І до теперішнього часу цей спосіб не втратив своєї актуальності та застосовується уже із застосуванням сучасних технологій (Рис.1.2).

Відомо [2], що при зниженні температури на 10–15 °С з кожного кубічного метру можливо виділити 10–14 г води.

Для підвищення ефективності процесу конденсації пару води у природніх умовах використовують інтенсифікуючи елементи. В першу чергу, це холодоакумулятори (щебінь) [28, 45] та теплові труби, що забезпечують передачу тепла на значні відстані. Використовуються і тверді сорбенти, що працюють у циклічному режимі «зарядки-розрядки».

До недоліків відомих способів отримання води в природніх умовах слід віднести залежність від змінних протягом доби та пори року тепловологісних параметрів атмосферного повітря.

Проведений порівняльний аналіз різноманітних систем охолодження показав, що для роботи у складі систем отримання води із атмосферного повітря доцільно використовувати холодильні машини на базі абсорбційних водоаміачних термотрансформаторів (АВТ), як такі, що споживають мінімально можливу кількість електричної енергії, надійні в роботі, використовують широкодоступні матеріали конструкції та природне робоче тіло (водоаміачний розчин).

Доведено, що доцільно вивчити також можливості використання у системах отримання води із атмосферного повітря і парокомпресійних термотрансформаторів (ПКТ) з максимальною автономністю роботи і можливістю використання сонячної енергії.

НТБОНТУ

Для вирішення проблем ефективного отримання води з атмосферного повітря пропонується перспективна системи охолодження на базі АВТ на базі сонячних колекторів (Рис.2).

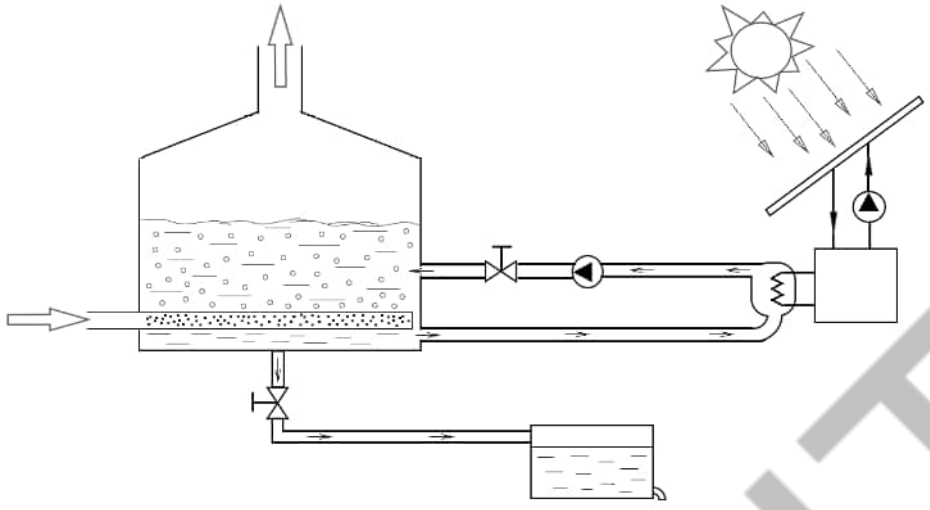


Рис. 2. Перспективна схема системи отримання води з атмосферного повітря на базі сонячних колекторів та барботера

Відмінною особливістю такої системи є використання високоефективного тепломасообмінного апарату – барботера. Таке технічне рішення дозволяє суттєво підвищити інтенсивність процесу конденсації водяної пари та повітряного середовища та значно знизити масогабаритні параметри системи.

Список інформаційних джерел

1. Тітлов О. С., Осадчук Є.О., Цой О. П., Алімкешова А. Х., Джамашева Р. А. Розробка автономних систем охолодження з урахуванням відновлювальних і непридатних джерел теплової енергії // Холодильна техніка та технологія. – 2019. – Т.55. – № 2. – С. 84-96. doi: https://doi.org/10.15673/ret.v55i2.1357.

2. Тітлов О.С., Осадчук Є.О. Пошук енергоефективних режимів роботи систем отримання води з атмосферного повітря на базі абсорбційних водоаміачних термотрансформаторів тепла і сонячних колекторів. Холодильна техніка та технологія. 2020. № 3-4. С.78-91. DOI: https://doi.org/10.15673/ret.v56i3-4.1951.

УДК 621.575 (088.8)

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПОБУТОВИХ ПРИЛАДІВ КОМБІНОВАНОЇ ТЕРМІЧНОЇ ДІЇ

Тітлов О.С., Гратій Т.І., Дмитренко Д.В.
Одеський національний технологічний університет
E-mail: titlov1959@gmail.com; tgratij@ukr.net; basheaction@gmail.com

Перспективним напрямом в енергозберігаючих розробках є створення побутових приладів, що поєднують функції холодильного зберігання та теплової обробки харчових продуктів, напівфабрикатів та сільськогосподарської сировини. До складу таких приладів входить традиційна холодильна та додаткова теплова камера (ТК), температурні режими якої забезпечуються за рахунок утилізації скидного тепла холодильного циклу.

НТБОНТУ

З усіх типів сучасного побутового холодильного обладнання необхідний температурний потенціал (вище 70 °С) мають лише теплорозсіюючі елементи абсорбційного холодильного агрегату (АХА) – ректифікатор та дефлегматор.

Термодинамічний та ексергетичний аналіз холодильного циклу АХА показав практичну доцільність використання скидного тепла з теплонавантажених елементів для підтримки температурного режиму додаткової теплової камери.

Таким чином, дослідження та розробки комбінованих побутових абсорбційних холодильних приладів, що поєднують функції охолодження та нагріву без додаткових витрат енергії, можуть вважатися актуальними.

Ринок сучасної побутової холодильної техніки і в світі, і в Україні є досить різноманітним і пропонує населенню широкий спектр обладнання з різними функціональними можливостями. Це: класичні одно- та двокамерні моделі; вбудовані в кухонні меблі; спеціалізовані холодильники для вина зі скляними дверима; морозильні камери типу «скриня» та типу «шафа»; мініхолодильники.
Нарівні з традиційними та найбільш поширеними компресійними на ринку присутні і абсорбційні моделі холодильних приладів різного функціонального призначення.

Провідні світові економіки закінчили переведення компресорної холодильної техніки на екологічно чисті та природні холодильні робочі тіла, проте мають ще місце проблеми переходу, які змушують виробників звертати увагу на абсорбційну побутову холодильну техніку.

Побутові абсорбційні холодильні прилади заправляються природними речовинами - аміаком в якості холодильного агента, водою - в якості поглинача (абсорбенту) і інертним вирівнюючим газом (воднем, гелієм або їх сумішшю) і не надають несприятливого техногенного впливу на екосистему планети.

Абсорбційні моделі через безшумність роботи широко застосовуються в готельному бізнесі, а через можливість роботи з неелектричними джерелами теплової енергії вони займають ринок холодильної техніки в районах з неякісною електричною мережею або за її відсутності.
На ринку побутової холодильної техніки абсорбційні моделі мають мінімальну вартість порівняно з аналогами компресійного типу, що найчастіше залучає потенційних покупців.

Одночасно, не менше значимим критерієм у побутової холодильної техніки є енергетична ефективність. За цим параметром компресійні моделі значно перевершують і абсорбційні аналоги.
Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів різного функціонального призначення є основним напрямом сучасних розробок нових моделей. У цій тенденції органічно записуються розробки нової техніки, в яких розширені функціональні можливості досягаються за рахунок утилізації скидного тепла холодильного циклу, наприклад, циклу АХА.

Проте така перспективна техніка не дійшла до серійного виробництва через низку технічних недоробок.

Основна проблема була пов'язана з організацією передачі теплового потоку від дефлегматора АХА в ТК. Під час проектування нової техніки був відсутній досвід створення ефективних систем транспорту тепла та теоретичні уявлення про теплову взаємодію дефлегматора абсорбційного холодильного агрегату та ТК.

Як наслідок, пілотні зразки комбінованих холодильних приладів не дозволяли досягти прийнятних результатів як по охолодженню, так і нагріванню.

Доведено, що режими роботи дефлегматора АХА визначають енергетичну ефективність при отриманні штучного холоду та теплові режими додаткової ТК у складі комбінованого абсорбційного холодильного приладу.

Сучасне математичне моделювання теплових режимів дефлегматора проведено для його стаціонарних та нестаціонарних режимів роботи і такі відомі підходи можуть бути використані при моделюванні теплового ланцюга "дефлегматор АХА-двофазний термосифон-ТК".
У зв'язку з відсутністю інформації щодо особливостей роботи комбінованих холодильних приладів з

НТБОНТУ

АХА та двофазного термосифону (ДФТС) спочатку було виконано тестові експериментальні дослідження елементів конструкції.

Виконано експериментальнім дослідження комбінованих абсорбційних холодильних приладів.

Досліджувана конструкція холодильника з ТК була виготовлена на базі серійної моделі абсорбційного холодильника типу «Кристал-408» Васильківського заводу холодильників. У всіх випадках зовнішні геометричні параметри ТК становили: висота – 0,420 м; глибина – 0,540 м; ширина – 0,570 м; корисний об'єм – 35 дм3. Товщина теплоізоляції ТК: бічних стінок – 0,080 м; дна-0,075 м; кришки, задньої та передньої стінок – 0,10 м. Внутрішній корпус ТК був виготовлений у вигляді цілісного короба. Матеріал коробки ТК – нержавіюча сталь, а товщина стінки короба – 0,001 м. Для забезпечення теплового зв'язку підйомної ділянки дефлегматора АХА з ТК використовувався ДФТС завдовжки 1,530 м та діаметром – 0,010×0,001 м. Матеріал корпусу ДФТС – нержавіюча сталь. Теплоносій – етиловий спирт. Кріплення ДФТС до дефлегматора діаметром 0,016×0,0014 м здійснювалося за допомогою мідної стискаючої пластини, причому для зниження термічного опору в зоні контакту знаходився стиснутий високопористий осередковий матеріал на основі міді, пори якого були заповнені теплопровідною пастою.

В процесі експериментальних досліджень показано, що комбінований абсорбційний холодильний прилад, що містить у своєму складі як камери з низькими температурами, так і ТК, можна створити на базі вітчизняних моделей Васильківського заводу холодильників типу «Кристал-408» з мінімальними технологічними доробками.

Проведено добірку ДФТС для забезпечення ефективного теплового зв'язку дефлегматора АХА та ТК. Визначено найбільш раціональне місце відведення скидного тепла дефлегмації для забезпечення температурних режимів ТК. Зона конденсації становила 385 мм.

У різних режимах підведення теплового навантаження на генератор АХА виконано тестування теплових режимів незавантаженої ТК. Показано, що за рахунок утилізації викидного тепла дефлегмації в ТК може бути досягнута температура порядку 40 ºС при одночасному забезпеченні нормативних режимів в камерах охолодження.

При завантаженій ТК (залита 30 дм^3 води) було показано, що ДФТС, пов'язаний у тепловому відношенні з дефлегматором та ТК, успішно працює в режимі термостатування. Показано також, що нагрівання води до 35 ºС за рахунок утилізації тепла дефлегмації та роботи ДФТС може бути здійснене за добу за початкової температури води 23,7 ºС.

В умовах проведення експерименту було визначено добове енергоспоживання згідно з нормативною методикою. Воно становило 1,43 кВт·год , що у 6,9 % менш, ніж в абсорбційному холодильного приладу у традиційному виконанні.

Виконано моделювання теплових режимів комбінованого абсорбційного холодильно приладу. Доведено, що: величини теплового потоку, що відводиться з дефлегматора АХА за допомогою ДФТС, достатньо тільки для підтримки в ТК температури на рівні 50 °С; що для підтримки в ТК рівня температур 70 °С та 100 °С потрібні додаткові енерговитрати, а величина додаткових енерговитрат для 70 °С становить 3,5 Вт, а для 100 °С – 8,7 Вт. При цьому добові енерговитрати холодильника зростуть відповідно на 4,9 % та 12,3 %; при повному використанні теплоти дефлегмації для обігріву ТК можливе забезпечення її теплових режимів у діапазоні температур 50...100 °С; у разі використання у якості робочого середовища ТК повітря, виникають проблеми при теплопередаванні від конденсатора ДФТС до внутрішнього об'єму камери. У цьому випадку необхідно підтримувати перепад температур між нагрівальною панеллю і повітрям в ТК близько 25...35 °С, а величина панелі повинна становити не менше 0,200×0,285 м (висота×ширина); у разі використання води у якості робочого середовища ТК доцільно використовувати нагрівальні панелі висотою 0,2 м, шириною 0,02...0,03 м. Для інтенсифікації процесів теплопередавання при нагріванні води, нагрівальну панель необхідно розташовувати в нижній частині ТК; у разі використання повітря в ТК, його охолодження через втрату тепла до навколишнього повітря йде в 32 рази швидше, ніж при використанні води при

початковій температурі 50 °С і в 11 разів швидше при початковій температурі 70 °С.

Результати розрахунку представлені у вигляді номограми (рис. 1) для ТК повітряного типу, які мають найбільші перспективи застосування порівняно з рідинними.. У номограмах зафіксована зовнішня ширина (0,57 м) і глибина (0,54 м) ТК, відповідно до розмірів холодильної шафи моделі «Кристал-408» АШ-150.

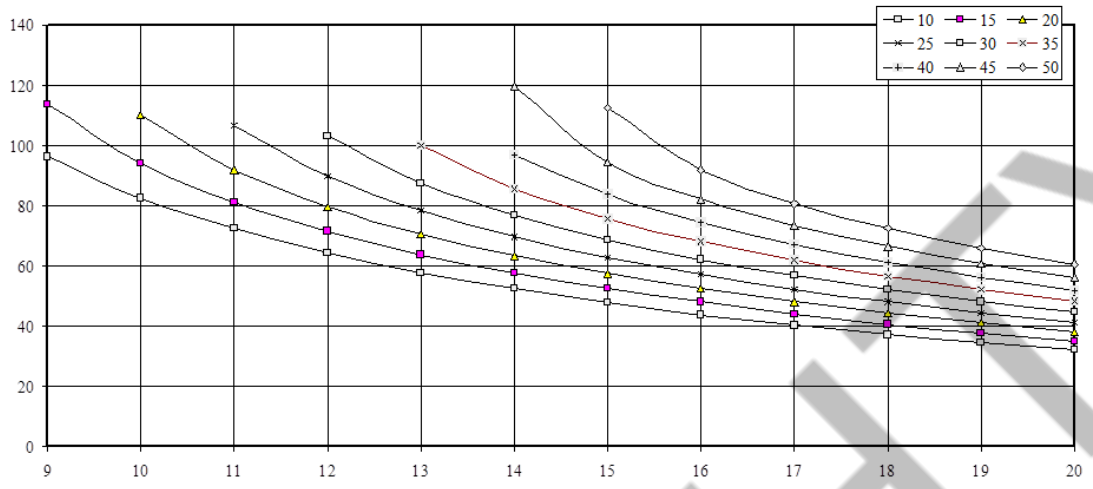


Рис.1. Залежність визначення товщини теплової ізоляції огороджувальних конструкцій ТК з теплового навантаження підйомного ділянки дефлегматора (9...20 Вт) і значення корисного обсягу ТК (10... 50 дм3). Матеріал теплової ізоляції – пінополіуретан).

Як показали розрахунки для ТК, виконаної у вигляді ємності для рідини, товщину теплової ізоляції, отриману за допомогою номограм, слід збільшити в середньому на 5 %.

Список інформаційних джерел

1. Тітлов О.С., Гратій Т.І., Біленко Н.О. Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія. 2019. 55 (5-6). – С. 293-303. https://doi.org/10.15673/ret.v55i5-6.1659

2. Гратій, Т., & Тітлов, О. (2021). Розробка апаратів для первинної термічної обробки і холодильного зберігання харчових продуктів. Refrigeration Engineering and Technology, 57(3), 126-137. https://doi.org/10.15673/ret.v57i3.2163

3. Тітлов, О., & Гратій, Т. (2022). Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів. Refrigeration Engineering and Technology, 58(4), 204-215. https://doi.org/10.15673/ret.v58i4.2569

4. Гратій, Т., & Тітлов, О. (2023). Підвищення енергетичної ефективності комбінованих абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія, 59(1), 14-31. https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2616

НТБОНТУ

УДК 621.575.932

РАЗРАБОТКА АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА С ШИРОКИМ ДИАПАЗОНОМ ТЕМПЕРАТУР ОХЛАЖДЕНИЯ (ОТ МИНУС 24 °С ДО ПЛЮС 12 °С)

Тітлов О.С., Дорошенко В.М., Попов В.О.
Одеський національний технологічний університет
E-mail: titlov1959@gmail.com; doroshenkovm444@gmail.com

В даний час діяльність людства досягла вже такого рівня, при якому її вплив на природне середовище набуває глобального характеру. Протягом останнього століття постійно збільшувався вміст атмосфери деяких природних газів (CO_2, N_2O, CH_4). Додатково до атмосфери надходили гази, які є природними компонентами глобальної екосистеми.

Головні серед них – фторхлорвуглеводні (фреоні). Ці гази активно поглинають відбиту від поверхні Землі сонячну радіацію та сприяють формуванню «парникового» ефекту.

Ситуація, що склалася, змушує розробників побутової холодильної техніки переглянути ставлення до абсорбційних холодильних приладів (АХП), надалі, згідно з існуючими нормативними вимогами та визначеннями – абсорбційними холодильниками та морозильниками, які комплектуються абсорбційними холодильними агрегатами і можуть розглядатися як один з альтернативних варіантів переходу на екологічно безпечні.

Робоче тіло абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) в складі АХП складається з природних компонентів - водоаміачного розчину з добавкою інертного газу (водню, гелію або їх суміші) і є абсолютно екологічно безпечним - має нульові значення озоноруйнівного потенціалу і потенціалу «парникового» ефекту.

Абсорбційні холодильні прилади мають і низку таких унікальних якостей, як:

а) безшумність, висока надійність та тривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних та електричних полів під час експлуатації;

б) можливість використання в одному апарату кількох джерел енергії – як електричних, так і альтернативних (теплота згоряння органічного палива, сонячне випромінювання, вихлопні гази двигунів);

в) можливість роботи з неякісними джерелами енергії, зокрема й електричної, у діапазоні напруги мережі 160...240 В.

До переваг АХП слід віднести меншу в порівнянні з компресійними аналогами вартість, що в багатьох

Разом з тим, незважаючи на свої унікальні можливості, АХП мають підвищене, порівняно з аналогічними компресійними моделями, енергоспоживання.

На наш погляд, таке становище пов'язане не лише з недосконалістю абсорбційного холодильного циклу, а й з відсутністю відповідних наукових та інженерних розробок.

Зокрема, дотепер у розробках абсорбційної холодильної техніки не використовують ефект виробництва штучного холоду при змінній температурі у випарнику, а навпаки, намагаються його нівелювати.

Аналіз результатів багаторічних досліджень та розробок абсорбційних холодильних приладів різного функціонального призначення, проведених на моїй базовій кафедрі нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики, показав перспективну можливість створення універсального холодильного приладу, в якому можна забезпечувати низькотемпературне зберігання у всьому

НТБ ОНТУ

сучасному діапазоні температур побутової техніки - від мінус 24 °С до плюс 12 °С.

Нижня межа температури - це тривале зберігання заморожених продуктів, а верхня межа - зберігання фруктів та овочів.

Передбачається використовувати такі технічні висловлювання, наведені на рис. 1 та рис. 2. [1] Панель 16 пов'язана з об'ємом, що охолоджується, холодильної камери. Для захисту від сонячного випромінювання теплорозсіювальні елементи АХА 14 закриваються навісними фальш-панелями 17. У наземному виконанні холодильної камери передбачені жалюзі 18, що захищають від сонячного випромінювання не тільки теплорозсіювальні елементи АХА, але і стіни холодильної камер. Для подачі енергоносіїв до АХА 13 передбачена спеціальна магістраль 19.

Усередині холодильної камери розташовані холодоакумулятори, виконані, наприклад, у вигляді зероторів, заповненими сольовими водними розчинами. Пропонована конструкція холодильної камери найбільш ефективна як у місцях з повною відсутністю електроенергії, так і в місцях з неякісною її подачею, пов'язаною з перебоями або зі стрибки напруги в мережі.

Робота холодильної камери здійснюється в такий спосіб.

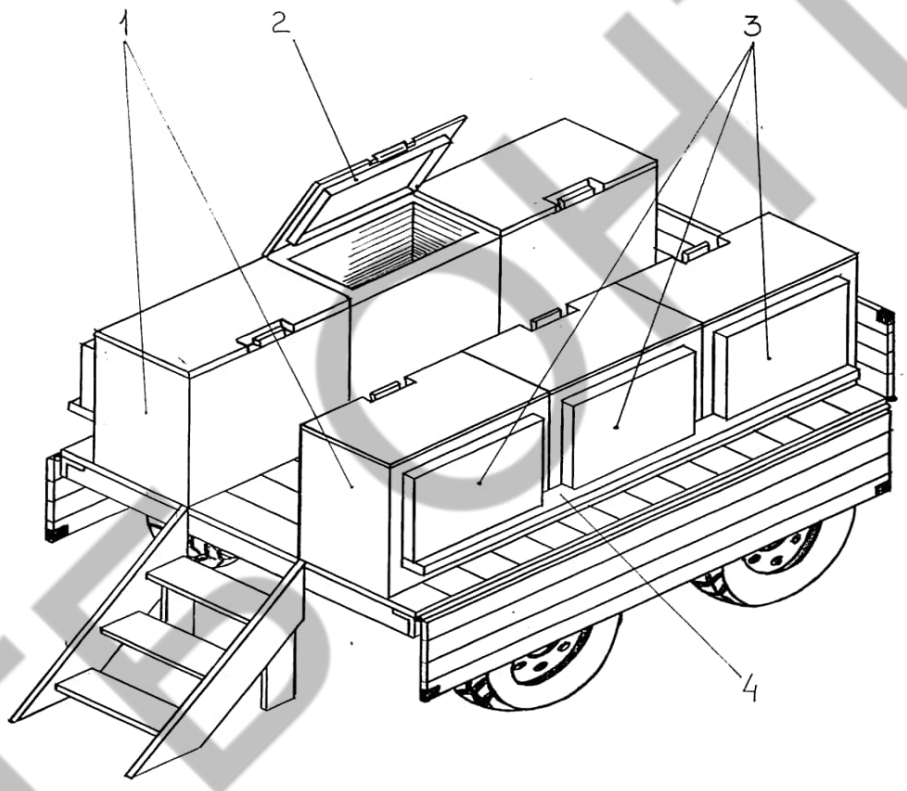


Рис. 1. Загальний вид транспортної холодильної установки на базі модульних абсорбційних морозильників типу «скриня»: 1 – морозильники; 2 – кришки морозильників; 3 – АХА; 4 – магістраль підведення теплової потужності

НТБОНТУ

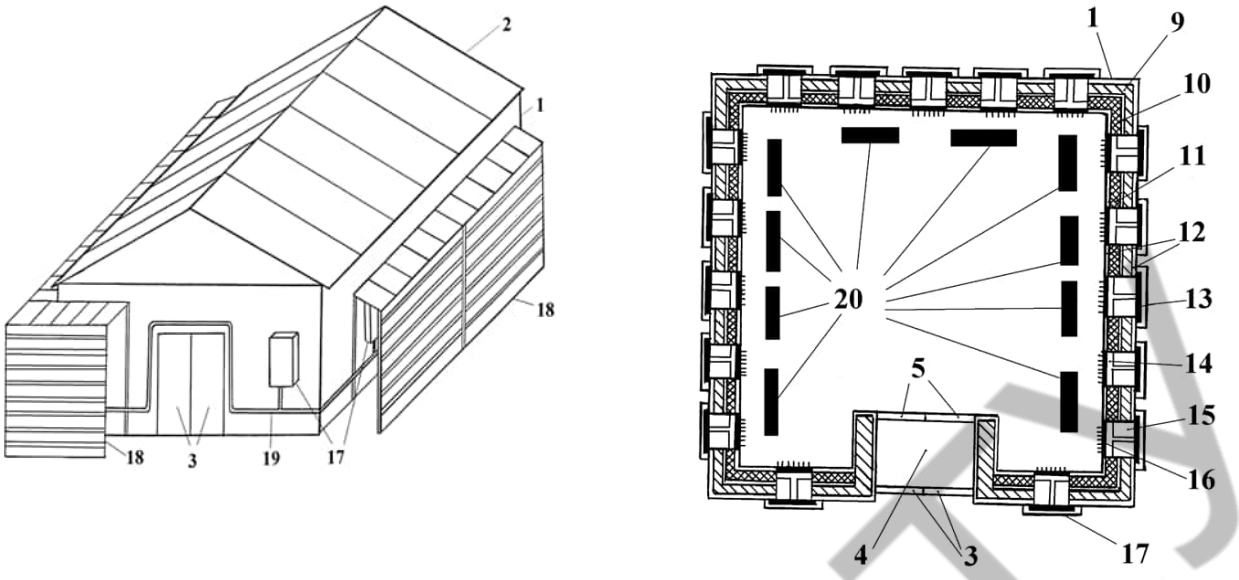


Рис. 2. Конструкція автономної холодильної камери, призначеної для первинної холодильної обробки продуктів.
1 – стіни холодильної камери; 2 – дах; 3 – двері; 4 – вхідний тамбур; 5 - внутрішні двері; 9 – несуча будівельна конструкція; 10 – гідроізоляція; 11 - теплоізоляція; 12 – штукатурка; 13 - модульні АХА; 14 - випарники АХА; 15 - гідротеплоізолюючі блоки випарників АХА; 16 - металеву оребрену панель блоку випарника; 17 – фальш-панелі для захисту від сонячного випромінювання; 18 - жалюзі для захисту від сонячного випромінювання; 19 - магістраль для подачі теплоносія в АХА; 20 – холодоакумулятори

Для роботи АХА, встановлених в отворах стін будівельної конструкції магістралі 19 здійснюється подача органічного палива (дизельного палива, гасу, природного газу, зрідженого газу, біогазу тощо) в пальникові пристрої. Холод генерується у випарниках АХА, встановлених у блоках 15. Через оребрені панелі 16 здійснюється відвід тепла з охолоджуваного об'єму холодильної камери і, відповідно, зниження температури об'єктів охолодження (продуктів). Одночасно з охолодженням корисного об'єму холодильної камери здійснюється охолодження та «зарядка» холодоаккумуляторов 20. Холодоакумулятори на основі сольових водних розчинів мають температуру фазового переходу на рівні мінус 20...мінус 12 °С (залежно від масової концентрації). Своєрідний «запас» холоду необхідний при завантаженні холодильної камери отепленими продуктами, коли холодопродуктивності випарника АХА буде недостатньо для досягнення заданої температури зберігання у встановлений період. Робота підземної холодильної камери буде характеризуватися меншими теплопритоками з навколишнього середовища і, отже, меншими енерговитратами при експлуатації.

Максимальна ефективність представленої холодильної камери буде при використанні відновлюваних джерел енергії [2-4].

У сільській місцевості, як правило, є велика кількість відходів деревини у вигляді тирса, тріски, кори, гілок, шматків дерева, побутового сміття тощо. В цілому, ці відходи є цінною енергетичною сировиною і можуть бути використані в газогенераторних установках для отримання генераторного газу [5], який у свою чергу може стати джерелом енергії в пальникових пристроях АХП.

Список інформаційних джерел

1. Захаров М.Д., Тітлов О.С., Рева Н.В., Лозовський С.І., Вольневич С.В., Завертаний В.В. Розробка нових схем та дослідження елементів конструкцій апаратів для первинної термічної обробки та

НТБОНТУ

збереження харчових продуктів. Наукові праці Одес. держ. акад. харч. технол. 1995. № 15. С.119–127.
2. Тітлов, О., Цой, О., Ашик, Т., Алімкешова, А., & Джамашева, Р. (2024). Розробка систем охолодження з використанням відновлюваних джерел теплової енергії і технології нічного радіаційного випромінювання. Refrigeration Engineering and Technology, 60(3), 178-196. https://doi.org/10.15673/ret.v60i3.3048.
3. Berezovska, L., Titlov, O. (2023). Analysis of the possibilities of increasing the energy efficiently of absorption refrigeration appliances through the use of refrigerating accumulators. Technology Audit and Production Reserves, 4 (3 (72)), 43–49. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2023.286709
4. Березовська, Л., & Тітлов, О. (2023). Аналіз перспектив застосування абсорбційних холодильних систем з альтернативними джерелами теплової енергії. Refrigeration Engineering and Technology, 59(1), 73-83. https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2615
5. Деклараційний патент № 59825А Україна, МПК7 F 25 B 13/00. Холодильна камера / О. С. Тітлов, О. Б. Василів, М. Д. Захаров, Р. М. Проць (Україна). – № 20021210411 ; заявл. 23.12.02 ; опубл. 15.09.2003, Бюл. № 9.

УДК 621.575.932

ПОШУК ЕНЕРГЕТИЧНО ЕФЕКТИВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ У ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ КЛІМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Сатир Н.С.. Тітлов О.С., Дорошенко В.М.
Одеський національний технологічний університет
E-mail: titlov1959@gmail.com; doroshenkovm444@gmail.com

Актуальність досліджень у сфері абсорбційних холодильних приладів (АХП) набуває особливого значення в контексті сучасних глобальних та національних викликів, що стосуються енергетичної безпеки, екологічної стійкості та економічної ефективності. Ці чинники взаємопов’язані й зумовлюють нагальну потребу в розробці та впровадженні інноваційних технологій охолодження, що є альтернативою традиційним компресійним системам.

Світовий попит на технології охолодження стрімко зростає. Згідно з прогнозами Міжнародного енергетичного агентства (IEA), кількість кондиціонерів у світі до 2050 року може перевищити 5,6 мільярдів одиниць, що є майже втричі більшим показником порівняно з приблизно 2 мільярдами у 2020 році. Таке шалене зростання попиту на охолоджувальні прилади зумовлене потеплінням клімату, урбанізацією та покращенням рівня життя, особливо в країнах, що розвиваються [1].

Таке колосальне збільшення кількості компресійних систем охолодження неминуче призведе до різкого зростання споживання електроенергії. Традиційні компресійні холодильні пристрої працюють від електричного приводу, що створює значне навантаження на електромережі, та призводить до підвищення рівня шумового забруднення. У літні періоди, під час пікового попиту, це може спричиняти перевантаження мереж, віялові відключення та навіть системні аварії. Пошук альтернативних, менш енергоємних методів охолодження стає критично важливим для забезпечення стабільності енергетичних систем у майбутньому.

Ефективне управління кліматичними змінами неможливе без зменшення впливу систем холодопостачання. Їхній внесок у глобальне потепління носить подвійний характер:

По-перше це безпосередній прямий вплив, який пов'язаний з витоком холодоагентів, таких як гідрофторвуглеці (HFC) та гідрохлорфторвуглеці (HCFC). Ці речовини мають надзвичайно високий потенціал глобального потепління (GWP), що у тисячі разів перевищує GWP вуглекислого газу.

По-друге, це опосередкований, вторинний, вплив, який виникає через високе споживання електроенергії. Значна частина цієї енергії все ще виробляється з викопного палива (вугілля, газ), спалювання якого призводить до викидів CO_2. І до того ж, викопне паливо не є відновлювальним джерелом енергії.

У цьому контексті абсорбційні холодильні прилади мають значну перевагу, оскільки вони використовують натуральні робочі пари, такі як вода, аміак та літій-бромід. Ці речовини є екологічно безпечними, не мають озоноруйнівного потенціалу і мінімальний GWP. Застосування АХП відповідає міжнародним угодам, зокрема Монреальському протоколу та його подальшим доповненням, включаючи Кігалійську поправку, що спрямовані на поступову відмову від шкідливих холодоагентів.

Недоліки та обмеження абсорбційних приладів – низький коефіцієнт перетворення (COP). Це основний недолік. COP для одноступінчастих АХП рідко перевищує 0.7-0.8, тоді як для компресійних систем цей показник може досягати 4-5.

Хоча COP АХП розраховується як відношення отриманої холодопродуктивності до витраченого тепла, а не електроенергії, низьке значення свідчить про неефективне використання теплової енергії. Це призводить до необхідності використання більших генераторів і, відповідно, підвищує габарити та вартість.

Висока початкова вартість та габарити – конструкція АХП є більш складною, ніж у компресійних аналогів. Вона включає абсорбер, генератор, насоси, рекуперативні теплообмінники, що робить пристрої більшими і дорожчими у виробництві.

Обмеження робочих сумішей. Кожна суміш має свої обмеження. LiBr-H_2O не може працювати при температурах нижче 0 °C через замерзання води, а також схильна до кристалізації при високих концентраціях. NH_3-H_2O вимагає високих тисків, що робить конструкцію більш міцною через вимоги до міцності конструкції, а отже, важкою.

Складність регулювання – регулювання продуктивності АХП є складнішим, ніж у компресійних систем.

Наукові дослідження у цій галузі зосереджені на подоланні вказаних недоліків.

Основні напрями включають:

Розробка нових робочих сумішей. Пошук бінарних або потрійних сумішей, які мають кращі термодинамічні властивості (вищий COP, менша ймовірність кристалізації). Особлива увага приділяється нанорідинам (холодоагент з додаванням наночастинок оксидів металів) та іонним рідинам, які можуть покращити теплопередачу та масообмін [2].

Оптимізація циклів – впровадження багатоступінчастих циклів (подвійна/потрійна абсорбція) для підвищення COP, що дозволяє використовувати джерела тепла з нижчою температурою.

Мініатюризація та оптимізація конструкції – використання мікроканальних теплообмінників, які збільшують площу теплообміну і зменшують габарити пристрою.

Вдосконалення абсорберів – розробка абсорберів з новими поверхнями та геометрією для прискорення процесу поглинання холодоагенту.

Таким чином, незважаючи на існуючі обмеження, потенціал абсорбційних систем залишається величезним. Дане дослідження має на меті внести свій внесок у вирішення цих проблем, надаючи практичні рішення для підвищення їхньої ефективності.

Узагальнюючи, можна зробити висновок, що абсорбційні холодильні прилади займають важливу нішу у сфері енергоефективних технологій та мають значний потенціал розвитку. Проте їхнє подальше поширення напряму залежатиме від успішного вирішення проблем, пов’язаних із підвищенням коефіцієнта корисної дії, зменшенням габаритів і вартості, а також підвищенням експлуатаційної надійності.

Отже, дослідження, спрямовані на оптимізацію абсорбційних холодильних систем, мають високу практичну значущість і стратегічне значення для забезпечення сталого розвитку енергетики та охолоджувальних технологій. Вони можуть стати ключовим чинником у формуванні екологічно

НТБ ОНТУ

безпечного та енергоефективного майбутнього, що робить запропоновану тему дослідження актуальною, перспективною й суспільно корисною.

Список інформаційних джерел
1. Zhai, X., & Q. Zhang. (2019). Advances in Absorption Cooling Technology: A Review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 111, 411-424.
2. Fumey, B., & Worlitschek, J. (2018). Nanofluids in absorption chillers: A review. International Journal of Refrigeration, 95, 126-137.

УДК 621.6:621.5

ВИВЧЕННЯ ПЕРСПЕКТИВ ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ХОЛОДУ НА КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЯХ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Фелонюк С.А., Тітлов О.С.
Одеський національний технологічний університет
E-mail: s-feloniuk@ukr.net; titlov1959@gmail.com;

Питання енергоефективності газокомпресорних станцій (ГКС) залишається одним із найбільш актуальних викликів сучасної енергетики на глобальному рівні. У контексті сучасних реалій, що передбачають енергетичну кризу, глобальні кліматичні зміни та необхідність значного скорочення викидів парникових газів, оптимізація експлуатаційних витрат природного газу та підвищення енергоефективності набувають критичного та невідкладного значення [1-2].

Україна, яка володіє однією з найбільших та найрозвинутіших газотранспортних систем у світі, стоїть перед унікальною можливістю впровадження та застосування передових технологій енергозбереження на своїх численних компресорних станціях. Це впровадження буде сприяти як суттєвому зниженню витрат на експлуатацію, так і покращенню екологічної ситуації та енергетичної незалежності держави.

Дослідження численних науковців та інженерів доводять, що при адіабатному стисненні природного газу в компресорах генерується значна кількість теплової енергії, яка вимагає ефективних та надійних систем охолодження. Без належного температурного контролю обладнання компресорних станцій піддається перегріву, що неминуче призводить до зниження ефективності роботи, прискореного фізичного та морального зносу устаткування та потенційних аварійних та небезпечних ситуацій.

Однак, паралельно з проблемою охолодження, це відпрацьоване тепло представляє значний невикористаний енергетичний ресурс. Раціональна утилізація цієї теплової енергії може суттєво та відчутно покращити загальну енергоефективність компресорних станцій та газотранспортної системи України в цілому.

Комплексний та глибокий аналіз існуючих та перспективних технологій штучного холодопостачання, включаючи абсорбційні холодильні машини (АХМ), системи прямого охолодження, ежекторні холодильні машини та інноваційні гібридні комбіновані рішення, дозволяє визначити оптимальні та економічно обґрунтовані підходи для модернізації та реконструкції українських газокомпресорних станцій.

Стиснення природного газу являє собою один із найважливіших та невід'ємних фізичних процесів у сучасних газотранспортних системах. При адіабатному процесі стиснення газу, робота,

НТБ ОНТУ

виконана над газом, трансформується безпосередньо на теплову енергію, що призводить до суттєвого підвищення його температури за термодинамічними законами.

При кожному збільшенні тиску природного газу на 100 фунтів на квадратний дюйм (≈ 0,69 МПа) температура газового потоку підвищується на 7-8 градусів Цельсія. Враховуючи, що сучасні газокомпресорні станції здійснюють багатоступінчасте стиснення з загальним підвищенням тиску від 2,0-2,4 МПа до 11,7-14,7 МПа, загальне підвищення температури може досягати 50-60 °С. Це означає, що природний газ може нагрітися до критичних температур 70-100 °С, що являє собою величину, близьку до граничної та максимально допустимої операційної температури багатьох компонентів газопровідної системи [3-4].

Без забезпечення належної системи охолодження та температурного контролю обладнання компресорних станцій неминуче піддається перегріву, що суттєво знижує ефективність їх роботи та призводить до потенційного пошкодження та небезпеки.

Проблема енергоефективності газокомпресорних станцій залишається найактуальнішою для всіх країн світу, що експлуатують розгалужені та розвинені газотранспортні системи. Проведені дослідження продемонстрували принципову можливість досягнення значної економії палива на рівні 26 % у результаті комплексної оптимізації операційних умов як індивідуальної компресорної станції, так і всієї трубопровідної системи, що складається з 5 станцій із загальною кількістю 11 газокомпресорних агрегатів потужністю від 6 МВт до 15,3 МВт.

Такі результати свідчать про значний потенціал енергозбереження, який залишається невикористаним на переважній більшості існуючих компресорних станцій світу та України зокрема.

Дослідження, проведені європейськими та американськими науковцями та спеціалістами в галузі енергетики, остаточно підтвердили, що стиснення природного газу об'єктивно підвищує його температуру, і без забезпечення належного та ефективного охолодження обладнання компресорних станцій піддається серйозному перегріву.

Це призводить безпосередньо до: значного зниження ефективності роботи компресорних агрегатів; потенційного та небезпечного пошкодження дорогоцінного устаткування; серйозних питань безпеки експлуатації; підвищеного ризику аварійних ситуацій і виходу обладнання з ладу.

Сучасні дослідження показують значний та невикористаний потенціал утилізації відпрацьованого тепла на компресорних станціях газотранспортних систем. Дослідження включало аналіз чотирьох складних, багатооб'єктових компресорних станцій, що працюють у польській системі транспортування природного газу.

Загальне виробництво тепла чотирма досліджуваними компресорними станціями склало 425,9 ТДж (терагерц), що дозволяє приблизно екстраполювати ці дані до близько 1300 ТДж для всієї системи.

Це означає, що в глобальному масштабі на компресорних станціях магістральних газопроводів генерується величезна кількість теплової енергії, яка повністю або частково втрачається у навколишнє середовище. Раціональна утилізація навіть частини цієї енергії могла б істотно підвищити загальну енергоефективність систем.

Основні напрями утилізації відпрацьованого тепла на компресорних станціях включають:

1.Абсорбційні холодильні машини – використання тепла для отримання холоду для охолодження газу та вхідного повітря;

2.Органічні цикли Ренкіна – додаткові цикли для вироблення електроенергії;

3.Теплопостачання – використання тепла для теплозабезпечення виробничих приміщень та адміністративних будівель;

4.Опріснення води – використання тепла для опріснення морської або солоної води у прибережних регіонах;

5.Комбіновані системи – комбінація декількох способів утилізації в рамках однієї станції.

Інноваційним та перспективним підходом є застосування тригенерації (Combined Cooling, Heat and Power – CCHP) на компресорних станціях. Дослідження італійської компресорної станції показало,

що в оптимальних умовах результати комплексного 6E аналізу показують, що теплова та ексергетична ефективність становить 3,06 % та 2,84 % відповідно.

З точки зору економічних, екологічних показників та енергії на одиницю виробництва електроенергії досягається поліпшення на 9,54 %, 8,86 % та 9,05% відповідно. Це демонструє значний потенціал тригенераційних систем для комплексного підвищення ефективності компресорних станцій.

Проведений комплексний аналіз світової та української наукової та технічної літератури показує, що питання використання штучного холоду на компресорних станціях магістральних газопроводів залишається одним із найактуальніших та найбільш багатоаспектних в сучасній енергетиці.

1. Абсорбційні холодильні машини показують себе як високоефективний та економічно обґрунтований спосіб утилізації відпрацьованого тепла з коефіцієнтом холодильної ефективності 0,6-0,8 для одноступінчатих систем. Двоступінчасті системи демонструють ще більшу ефективність [5].
2. Охолодження наддувочного повітря газотурбінних установок може забезпечити підвищення потужності на 16-19% та зниження витрат палива на 6-7%, що робить це рішення економічно привабливим для енергоблоків.
3. Тригенераційні системи (CCHP) демонструють комплексний та синергетичний підхід до енергоефективності з можливим поліпшенням показників економічності на 8-10% в порівнянні з традиційними схемами.
4. Газотранспортна система України з її 72 компресорними станціями та 5440 МВт встановленої потужності являє собою величезне енергоємне господарство, що гостро потребує модернізації та впровадження передових енергоефективних технологій. Капітальні потреби оцінюються у 2,85 млрд доларів США.
5. Сучасні інновації включають застосування штучного інтелекту, IoT, цифрових систем управління та автоматизації для оптимізації роботи компресорних станцій, що дозволяє досягти економії енергії на 20-30%.
6. Екологічні переваги впровадження абсорбційних холодильних машин включають скорочення викидів CO2 на 5-10% за рахунок зменшення енергоспоживання та відсутність озонопошкоджуючих речовин.
7. Економічна ефективність систем на основі АБХМ є найвищою при розрахунку на період 15-20 років експлуатації, незважаючи на нижчий коефіцієнт холодильної ефективності.
8. Досвід впровадження у Польщі, Франції, Нідерландах та Китаї демонструє принципову можливість та практичну життєздатність цих технологій в умовах, подібних до українських.

Список інформаційних джерел

1. Пусконалагоджувальні роботи на компресорних станціях магістральних газопроводів: Правила виконання та вимоги безпеки. Наказ ДК «Укртрансгаз» від 2000-11-16 № 251. – Доступно на: https://forca.com.ua/knigi/pravila/puskonalagodzhuvalni-roboti-na-kompresornih-stanciyah-magistralnih-gazoprovodiv.html.
2. Вимоги норм технологічного проектування до магістральних газопроводів. Розділ 8 – Вимоги до компресорних станцій. ДСТУ та інші норми проектування. – Доступно на: https://studfile.net/preview/8889625/page:14/
3. Оптимальне керування режимами роботи компресорних станцій в умовах нестаціонарного газоспоживання. Електронний науковий архів Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/9442
4. Модульні енергетичні установки на основі газової турбіни: перспективний шлях розвитку ядерної енергетики. Вісник Національної академії наук України, Київ, 2019. – Доступно на: http://visnyk-nanu.org.ua/ojs/index.php/v/article/view/589
5. Titlov O., Vasyliv O., Sahala T., Bilenko N. Evaluation of the prospects for preliminary cooling of natural

НТБОНТУ

gas on main pipelines before compression through the discharge of exhaust heat of gas-turbine units. EUREKA: Physics and Engineering. – 2019. – № 5. – P. 47-55. DOI: 10.21303/2461-4262.2019.00978. https://doi.org/10.21303/2461-4262.2019.00978

НТБ ОНТУ

XV ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ
MODERN PROBLEMS OF REFRIGERATION EQUIPMENT AND TECHNOLOGY

23-25 жовтня 2025 року

ЗБІРНИК ДОПОВІДЕЙ

Збірник тез доповідей XV Всеукраїнської науково-технічної конференції. Сучасні проблеми холодильної техніки та технології 23-25 жовтня 2025 року – Одеса: ОНТУ, 2025. –208 с.

‘’’’Матеріали, занесені до збірника, друкуються за авторськими оригіналами. За достовірність інформації відповідає автор публікації

Редакційна колегія: Хмельнюк М.Г., Жихарєва Н.В., Когут В.О.

Комп'ютерний набір і верстка: Жихарєва Н.В.

НТБ ОНТУ