

Автореферат
ГЗБ

Одеська державна академія холоду

ГЕОРГАЛІНА ОЛЕНА РОСТИСЛАВІВНА

УДК 621.565.9.001.57

**МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПЛІВКОВИХ
ОХОЛОДЖУВАЧІВ**

Спеціальність 05.05.14 – Холодильна та криогенна техніка,
системи кондиціонування

Автореферат
дисертації на здобуття ученого ступеня
кандидата технічних наук

Одеса – 2004

Дисертація є рукописом.

Роботу виконано в Одеській державній академії холоду Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник:

доктор технічних наук Кирилов Володимир Харитонович, професор кафедри механіки Одеської державної академії холоду Міністерства освіти і науки України.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор Дорошенко Олександр Вікторович, директор науково-виробничої фірми „Нові технології” Міністерства аграрної політики України;

доктор фізико-математичних наук Керекеша Петро Володимирович, професор кафедри вищої математики Одеського національного університету ім. І.І.Мечникова Міністерства освіти і науки України.

Провідна установа:

Одеський національний політехнічний університет Міністерства освіти і науки України.

Захист дисертації відбудеться 10 червня 2004 р. о 14⁰⁰ на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.41.087.01 в Одеській державній академії холоду за адресою: 65026, м. Одеса, вул. Дворянська, 1/3.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Одеської державної академії холоду за адресою: Дворянська, 1/3.

2004 року.

V018415
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

ОНАХТ Автореф
Моделювання та оптим



v018415

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Одним з ефективних способів тепломасообмінної взаємодії рідини та газу є пряме контактування фаз при плівкових гравітаційних течіях рідини. Для такого виду контактування характерна висока інтенсивність процесів переносу при малих витратах енергії. Цим пояснюється широке застосування плівкових апаратів в хімічній та харчовій промисловості, теплоенергетиці та інших процесах виробництва, які пов'язані з тепломасообміном, фізичними та хімічними перетвореннями.

Плівкові апарати знаходять широке застосування в холодильній, криогенній техніці та енергетиці (вентиляторні градирні, випарні охолоджувачі для систем кондиціонування повітря прямого і непрямого типу, випарні конденсатори холодильного устаткування, тощо). На відміну від парокompресійного енергоємного холодильного устаткування з озоноруйнуючими робочими тілами, плівкові охолоджувачі відрізняються екологічною чистотою та малим споживанням енергії. Саме ця обставина пояснює все зростаючу зацікавленість до розробок холодильних систем, що базуються на випарних принципах охолодження газів та рідин.

Роботи в ОДАХ останніх років стосувались переважно питань експериментального вивчення випарних плівкових охолоджувачів та інженерної практики. Були розроблені складнопрофільовані поверхні для формування насадки та запропоновано в якості методу інтенсифікації процесів сумісного тепломасообміну, використання регулярної шорсткості поверхонь насадки тепломасообмінного апарату (ТМА).

Були виявлені такі виняткові особливості перебігу тепломасообмінних процесів в плівкових апаратах зі складнопрофільованими поверхнями, як наявність плівково-струменевих режимів контактування газу і рідини, пов'язаних з розчленуванням загальної поверхні переносу та наявністю змочених та сухих ділянок поверхні. Дослідженню цього явища, що має особливе значення для поверхонь з регулярною шорсткістю (РШ), в науковій літературі не було приділено достатньої уваги та, відповідно, відсутні дані теоретичного характеру.

Подальшого теоретичного вивчення потребують також питання взаємозв'язку режимів гідродинамічної течії та процесів тепломасообміну, розрахунок граничних значень перебігу процесів випарного охолодження, що необхідно враховувати при оптимізації ТМА.

Глибоке теоретичне вивчення особливостей плівкових течій на складнопрофільованих поверхнях з РШ, що знаходять в останні роки широке практичне застосування, дозволяє створити необхідну базу для подальшого удосконалення плівкових ТМА.

З інженерної точки зору важливою проблемою є відсутність методології автоматизованого проектування плівкових ТМА, що не дозволяло проводити техніко-економічну оптимізацію ТМА. Тому створення такої методології на даний момент є достатньо актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана у відповідності з програмами енергозбереження Міністерства Аграрної політики України, Державного департаменту продовольчих товарів України і Одеської області.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка методики розрахунку та оптимізація конструкцій плівкових охолоджувачів з урахуванням особливостей процесів тепломасопереносу.

У відповідності до поставленої мети сформульовано та розв'язано такі задачі:

- досліджено гідродинамічні особливості плівково-струменевої течії рідини по гофрованій поверхні елемента насадки з РШ;
- розроблено методи аналітичного та чисельного розрахунку плівкового ТМА при різноманітних схемах контактування фаз;
- встановлено граничні значення температур та концентрацій при тепломасообміні в контактному пристрої плівкового апарату;
- проведено оптимізацію конструкцій проти- та поперечнотечійних вентиляторних градирень.

Об'єктом дослідження є процеси тепломасообміну в насадочному шарі вентиляторної градирні з урахуванням особливостей гідродинамічних взаємодій фаз.

Предметом дослідження є комплекс факторів (експлуатаційні та конструктивні параметри), що забезпечують проектування раціональної конструкції плівкових охолоджувачів.

Методами дослідження є методи математичного моделювання та оптимізації з використанням інформаційних технологій.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Теоретично вивчені процеси плівково-струменевих течій по поверхнях регулярних насадок (РН) з РШ з урахуванням розподілу поверхонь тепло- і масообміну (розчленування) та особливостей течії, що утворюється під впливом РШ та отримано основні гідродинамічні характеристики таких течій.
2. Вперше теоретично було встановлено величини волого-сухих ділянок при плівково-струменевій течії рідини по гофрованій поверхні з РШ.
3. Розроблено аналітичні та чисельні методи розрахунку тепломасообмінних апаратів для різних схем контактування фаз.
4. На основі аналітичних розв'язків задач теплового розрахунку отримано граничні значення температур охолодження рідини та газу.
5. На основі критерію економічної ефективності сформульовано задачу оптимізації плівкових охолоджувачів.
6. Проведено розрахунок оптимальних конструкцій плівкових охолоджувачів.

Основні наукові положення:

1. Розрахунок раціональної конструкції плівкових охолоджувачів при наявності диференціальних зв'язків зводиться до задачі нелінійного програмування.
2. Для визначення кількості незалежних параметрів цільової функції необхідно застосовувати аналіз розмірності оптимізаційної задачі; при розрахунку оптимальної конструкції протитечійної вентиляторної градири цей критерій залежить від трьох змінних – nL , H , G_r^m , а для попереочнотечійної – від чотирьох змінних L , H , G_r^m , n .

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що розроблено науково обгрунтовану методику проектування, яка пропонується для використання в практиці створення САПР та оптимального управління процесами тепломасопереносу плівкових апаратів.

Особистий внесок здобувача. Наведені в дисертаційній роботі результати теоретичних досліджень отримані здобувачем самостійно за рекомендаціями наукового керівника. В надрукованих роботах у співавторстві здобувачеві належать основні результати в розробці аналітичних методів розв'язання задач, складанні програм розрахунків, аналізі результатів досліджень та розробці методів проектування оптимальних конструкцій випарних охолоджувачів.

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи та її основні положення доповідались і обговорювались на: V Всесоюзному симпозиумі “Метод дискретных особенностей в задачах математической физики” м. Одеса (1991 р.); Міжнародній науково-технічній конференції “Створення нових машин і технологій” м. Кременчук (2001 г.); IX Міжнародній науковій конференції імені акад. М. Кравчука м. Київ (2002 р.); 1-й, 2-й та 3-й Міжнародних науково-технічних конференціях “Сучасні проблеми холодильної техніки та технології” м. Одеса (2001, 2002, 2003 г.); міжкафедральних семінарах ОДАХ.

Публікації. За темою дисертації надруковано 5 статей.

Структура та об'єм дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних літературних джерел та додатків. Вона містить 139 сторінок тексту, 44 рисунка, 5 таблиць, список літератури містить 132 найменування.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтована актуальність теми, сформульовані ціль та задачі дослідження та наукова новизна, практична значимість роботи, що захищаються автором, наведені наукові положення і апробація результатів роботи, зазначено особистий внесок здобувача.

В першому розділі розглянуто сучасний стан проблеми створення енерго- і ресурсозбежувальних плівкових тепломасообмінних апаратів для холодильної техніки. Розглянуто основні фізичні закономірності процесів тепломасообміну при різноманітних схемах контактування фаз в насадочному шарі апарату. Аналіз сучасного стану проблеми дозволив сформулювати основні цілі, задачі та методи розрахунку оптимальних конструкцій плівкових охолоджу-

вачів, чого не було зроблено раніше. Цей розрахунок приводить до необхідності розв'язання такої задачі математичного програмування: визначити експлуатаційні та конструктивні параметри ТМА, що забезпечують мінімальне значення економічних витрат:

$$R = R (V, K, E, Q), \quad (1)$$

(R – критерій оптимальності; V – об'єм продукції, що випускається (продуктивність); K – об'єм капітальних вкладень; E – експлуатаційні витрати; Q – якісні показники продукту), при наявності низки обмежень (зв'язків). До таких зв'язків відносяться також диференціальні рівняння та відповідні граничні умови, що описують процеси ТМО в контактному пристрої апарату

$$F(t', \theta', p', t, \theta, p, x, z, H, L, n) = 0 \quad (2)$$

Наявність диференціальних зв'язків (2) суттєво ускладнює задачу багатопараметричної оптимізації цільової функції (1). Для проектування раціональної конструкції ТМА пропонується звести диференціальні зв'язки (2), шляхом інтегрування, до геометричних :

$$f_i (x, y, z, \dots, k) = 0, \quad (3)$$

які явним чином зв'язують експлуатаційні, конструктивні та економічні показники ТМА.

В другому розділі розглянуто гідродинамічні особливості ламінарних течій рідини в контакт з газовою течією для різноманітних елементів плоскопаралельної регулярної насадки.

В інженерній практиці плівкових охолоджувачів широке застосування отримали насадочні елементи у вигляді складнопрофільованих гофрованих листів з РШ із алюмінієвого тонколистового матеріалу.

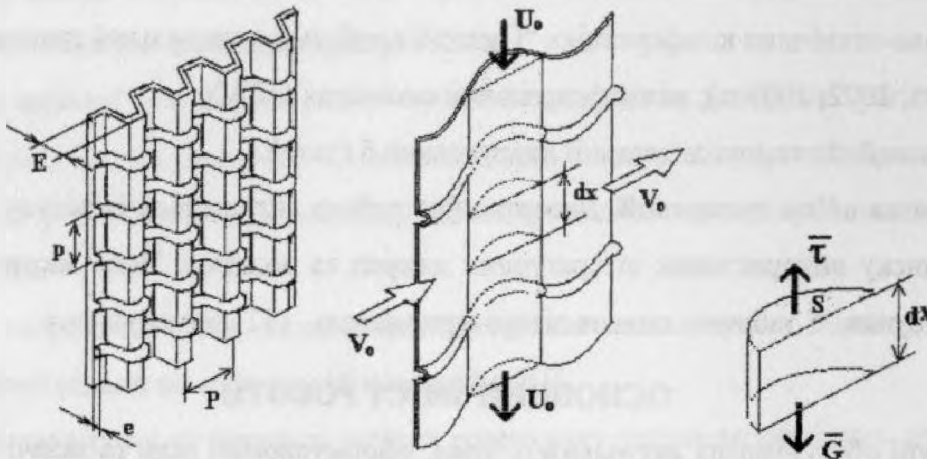


Рис.1. Струменева течія рідини по впадині гофрованої поверхні з РШ (“прямий подвійний риф”).

Конфігурація цих листів добре апробована на практиці поперечнотечійних плівкових охолоджувачів і дає високі значення коефіцієнтів тепло- і масовіддачі при низьких значеннях гідравлічного опору (Алексєєв, Дорошенко) стосовно процесів прямого випарного охолодження (вентиляторні градирні, випарні охолоджувачі для систем кондиціонування повітря (СКП)).

Діапазони змін параметрів РШ та РН для плівкових ТМА, що покладені автором в якос-

ті вихідних значень для подальшого вивчення, були експериментально встановлені в ОДАХ і ІНХП РАН:

- параметри шорсткості $k = 8 \div 14$ ($k = p / e$), $e = 1$ мм (p – крок виступів шорсткості, e – висота елементів шорсткості);
- параметри гофрування $K = 2,6$ ($K = P / E$), $E = 3,5$ мм (P – період гофрування, E – висота гофри).

Дослідження гідродинамічних особливостей течії рідини по гофрованим елементам насадки з РШ спирається на модельне зображення:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} = -\frac{g}{\nu_1} \\ \text{при } y = h_0 \quad \mu_1 \frac{\partial U}{\partial y} = 0 \\ \text{при } y = f(z) + \delta \quad \mu_1 \frac{\partial U}{\partial n} = \tau_w \\ \text{при } z = 0 \quad \frac{\partial U}{\partial z} = 0 \\ \iint_S U \, dS = Q \end{array} \right. \quad (4)$$

де $U(y, z)$ – середня по витраті Q швидкість рідини. Розв'язок диференціальної задачі (4) має такий вигляд:

$$U(y, z, c) = -\frac{g}{\nu_1} \frac{y^2}{2} + \frac{g}{\nu_1} h_0 y + d(z, c). \quad (5)$$

Константа c в цьому виразі визначається з експериментальних даних, отриманих в інституті нових хімічних проблем РАН (Чорноголовка - Квурт, Гайдай, Холпанов). В результаті товщина в'язкого підшару:

$$\delta = 0,06125 + 0,18781 Q^{0,79757}, \text{ мм} \quad (Q - \text{см}^3 / \text{с}). \quad (6)$$

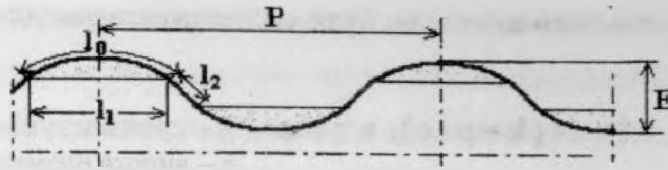
та коефіцієнт гідравлічного опору:

$$\xi = \frac{8 \tau_w}{\rho U_0^2} = 0,03855 + \frac{0,5007}{Re} + \frac{3388,27}{Re^2}. \quad (7)$$

Отриманий закон опору (7) свідчить про те, що при плівково-струменевій течії рідини по угнутій частині гофрованої поверхні з регулярною шорсткістю (РШ), має місце три типи опору: квадратичний (перший доданок), в'язкий (другий доданок) і тертя ковзання (третій доданок).

Встановлено, що величини волого-сухих ділянок гофрованої поверхні з РШ $l_0, l_1, l_2^{(1)}, l_2^{(2)}$ апроксимуються степеневими функціями витрат рідини ($Q - \text{см}^3 / \text{с}$).

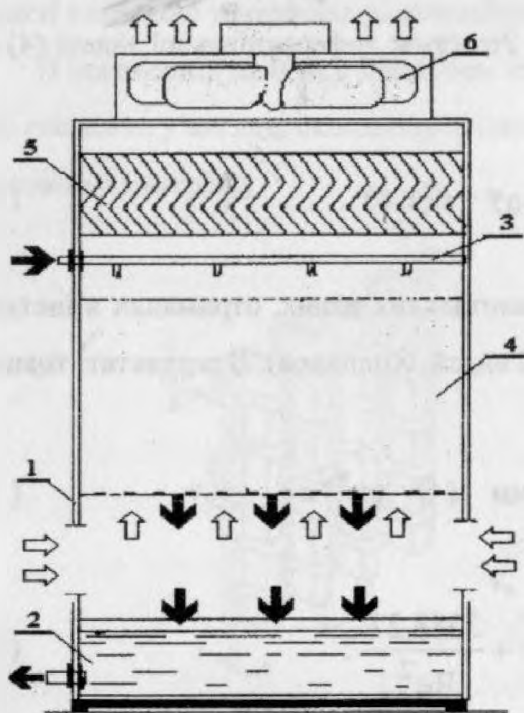
$$l_i = f_i(Q) \quad (8)$$



В третьому розділі розглянуто моделювання тепломасообмінних процесів при прямо-, проти- і перехресній течії фаз. В залежності від процесу, що реалізується, та умов роботи пливкових ТМА в складі холодильних та енергетичних систем можуть використовуватися всі відомі схеми контактування, але переважне значення мають проти- та поперечноточні схеми.

Протитечія забезпечує оптимальні умови тепломасопереносу, але мають обмеження – зокрема, режим захлинання, що пов'язано з порушенням режиму роботи та високим краплевиношенням із апарату. Для цієї схеми характерна поперечна нерівномірність розподілу течії повітря, що пов'язано з умовами входу та розвертанням течії в ТМА. Важливим є питання про насиченість повітряної течії в межах робочої зони апарату, оскільки це може призвести до різкого зниження ефективності процесу.

Математична модель ТМО визначається крайовою задачею



$$\begin{cases} \frac{dt}{dx} = a_1(\theta - t) + b_1(p - p'') \\ \frac{d\theta}{dx} = a_2(\theta - t) \\ \frac{dp}{dx} = b_2(p - p'') \end{cases} \quad (9)$$

$t(x), \theta(x)$ – температури рідини та газу;

$p(x)$ – парціальний тиск пару;

$$\begin{aligned} \text{при } x = 0 & \quad t = t_0, \\ x = H & \quad \theta = \theta_0, p = p_0. \end{aligned}$$

Парціальний тиск насиченого пару

$$p'' = m + n t.$$

Внаслідок для масиву $T = [t; \theta; p]$ отримано:

$$T(x) = C_1 \exp(\lambda_1 x) + C_2 \exp(\lambda_2 x) + T. \quad (10)$$

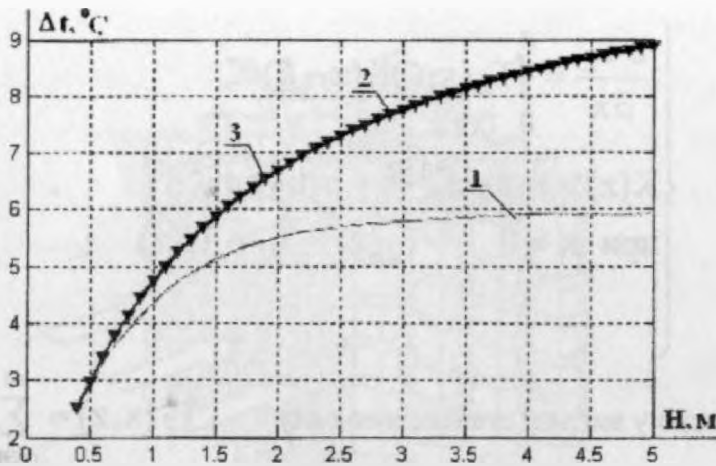


Рис. 2. Охолодження рідини для протічнійної (крива 1) та протитічнійної (суцільна крива 2 – аналітичний розв'язок (10); ▼ – чисельний розрахунок).

Поперечнотічний плівковий охолоджувач. На особливу увагу заслуговує, як показала інженерна практика, поперечнотічна схема, яка забезпечує можливість нарощування швидкості руху повітря в каналах насадки без побоювання щодо виникнення режиму захливання, та ціла низка технологічних переваг, таких як зручність компонування декількох ТМА в єдиній системі, відсутність проблеми повернення течії на вході в апарат, можливість установки вентилятора на нагнітальній стороні та виключення потрапляння в нього вологого повітря, тощо. Тут РШ поверхні може використовуватись як для інтенсифікації процесу тепломасообміну у плівці рідини, що стікає, так і для інтенсифікації процесу у потоці повітря, залежно від її розміщення по відношенню до цих потоків.

Проте ця найважливіша схема виявилась раніше найменш вивченою в теоретичному відношенні.

Математична модель ТМО представляється крайовою задачею (11)-(12) у частинних похідних:

$$\begin{cases} \frac{\partial t}{\partial x} = a_1(\theta - t) + b_1(p - p^*) \\ \frac{\partial \theta}{\partial z} = a_2(t - \theta_B), \quad \frac{\partial p}{\partial z} = b_2(p^* - p) \end{cases} \quad (11)$$

$$\text{при } x = 0 \quad t = t_0, \quad \text{при } z = 0 \quad \theta = \theta_0, \quad p = p_0. \quad (12)$$

Розроблено метод аналітичного розв'язання даної задачі.

Масив $T = [t, \theta, p]$ подається у вигляді

$$T(x, z) = T_1(z) + e^{-c_2 x} T_2(x, z), \quad (13)$$

тоді $T(z) = \tau_1 + \tau_2 \exp(-cz)$, а для $T_2(x, z)$ отримуємо інтегро-диференціальне рівняння

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_2}{\partial x} = \int_0^z T_2(x, \zeta) K(z - \zeta) d\zeta \\ K(z) = a_1 a_2 e^{-a_2 z} + b_1 b_2 n e^{-b_2 z} \\ \text{при } x = 0 \quad T_2(z) = T_0 - T_1(z) \end{array} \right. , \quad (14)$$

розв'язок якого шукаємо у вигляді степеневого ряду $T_2(x, z) = \sum_{n=0}^{\infty} z_n(z) x^n$,

в результаті
$$T_2(x, z) = T_1(z) + B e^{-c_2 x} \sum_{n=0}^{\infty} z_n(z) x^n \quad (15)$$

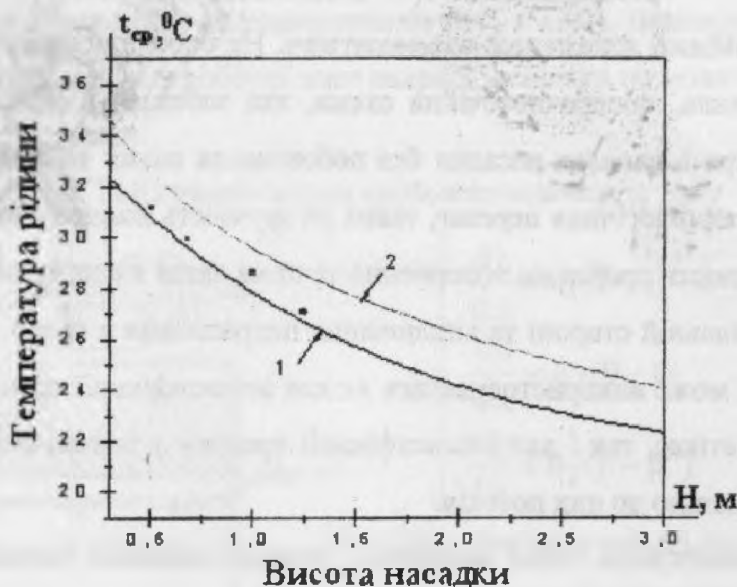


Рис.3. Залежність середньої температури рідини на виході із апарату від висоти насадки при $V = 4 \text{ м/с}$ и $L = 1,6 \text{ м}$
1 – теоретичний розв'язок; 2 – чисельний розрахунок; ■ – експериментальні дані (Дорошенко)

Для перехреснотечійних випарних охолоджувачів в якості насадочних елементів широке застосування отримали складнопрофільовані листи з регулярною шорсткістю.

В цьому випадку коефіцієнти рівнянь ТМО визначаються наступними виразами

$$a_1 = \frac{k_{\alpha} l_0 + \alpha l_0 + K}{c_{\text{ж}} g_{\text{ж}}}, \quad b_1 = \frac{\beta_p r_D l_1}{c_{\text{ж}} g_{\text{ж}}}, \quad a_2 = \frac{2(k_{\alpha} l_0 + \alpha l_1 + 2K)}{P c_r g_r}, \quad b_2 = 3,2154 \frac{P_B l_1 \beta_p}{P g_r},$$

де l_0, l_1, l_2 обчислюються за формулами (8). Коефіцієнти тепловіддачі визначаються за формулами Кадера:

$$Nu = \frac{\alpha d_{\text{эф}}}{\lambda_2} = \frac{Re_2 \sqrt{\xi/8}}{3,031 Re_2 \sqrt{\xi/8} + M - 5,86 + 9,57 \sqrt{\xi/8}} \quad (16)$$

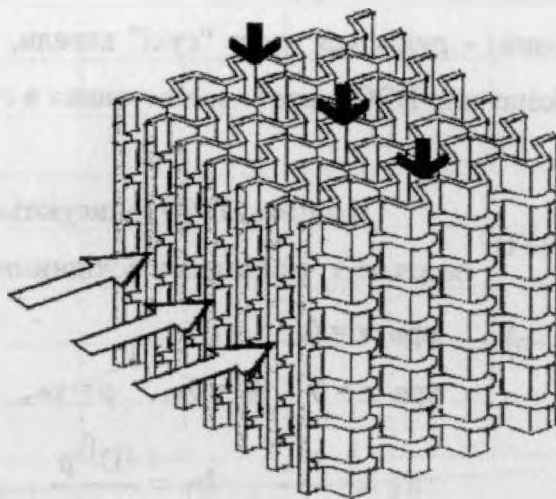


Рис. 4. Насадка із гофрованих листів з РШ
 ↓ - напрямок руху рідини; ↗ - напрямок руху газу.

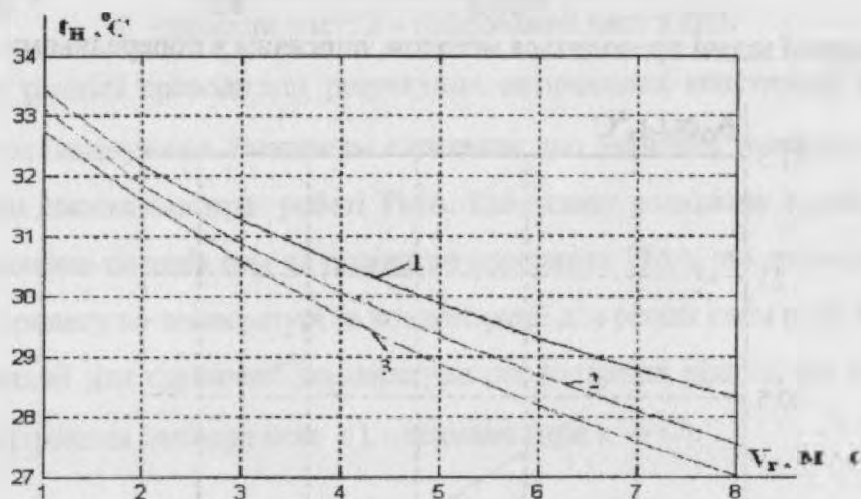
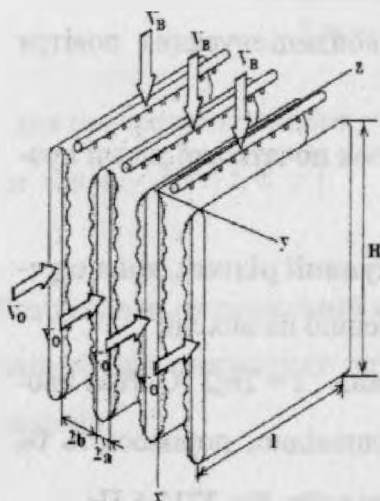


Рис. 5. Залежність середньої температури рідини t_n на виході з апарату від швидкості газу V_g : 1 - гладка гофрована поверхня; 2 - гофрована поверхня з РШ (аналітичний розв'язок); 3 - гофрована поверхня з РШ (чисельний розв'язок).



В четвертому розділі розглядається моделювання тепломасообмінних процесів при непрямому випарному охолодженні. Широке практичне застосування знайшли плівкові випарні охолоджувачі в системах кондиціонування повітря (СКП) при термовологісній обробці повітря.

Пряме випарне охолодження не дозволяє отримати комфортні параметри повітря, оскільки він при цьому одночасно стає вологішим. Цього недоліку позбавлені процеси непрямого випарного охолодження (НВО), у котрих частина повітряного

поток (допоміжний потік повітря) використовується для реалізації процесу випарного охолодження, а основний (продуктовий) - рухається через "сухі" канали, охолоджуючись при незмінному вмісті вологи. Це забезпечило НВО широке застосування в сучасних СКП, але виявилось недостатньо дослідженим.

Процеси ТМО описуються наступною крайовою задачею з частинними похідними (ЧП):

$$\begin{cases} \frac{\partial t}{\partial x} = a_1(\theta_B - t) + b_1(p - p^*) + c_1(\theta - t) \\ \frac{\partial \theta_B}{\partial z} = a_2(t - \theta_B), \quad \frac{\partial p}{\partial z} = b_2(p^* - p) \\ \frac{\partial \theta}{\partial z} = c_2(t - \theta) \end{cases}$$

при $x = 0 \quad t = t_0$,
при $z = 0 \quad \theta_B = \theta_{B0}, \quad p = p_0, \quad \theta = \theta_0$.

$$a_1 = \frac{\alpha}{c_1 g_1}, \quad b_1 = \frac{r_D \beta_p}{c_1 g_1}, \quad c_1 = \frac{k_\alpha}{c_1 g_1}, \quad (17)$$

$$a_2 = \frac{2\alpha}{c_2 g_2}, \quad b_2 = 3,22 \frac{P_B \beta_p}{g_2}, \quad c_2 = \frac{2k_\alpha}{c_2 g_0}$$

Розв'язання даної задачі проводиться методом, описаним в попередньому розділі.

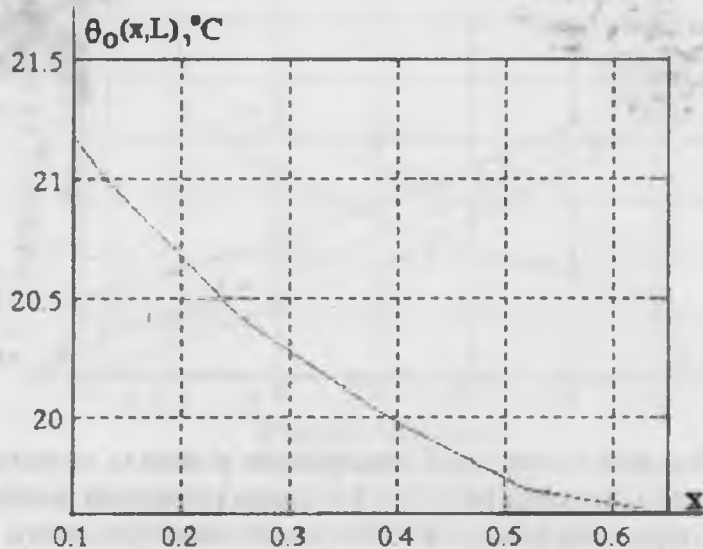


Рис. 6. Температура основної течії повітря на виході із апарату.

Розрахункові умови відповідають випарному блоку системи кондиціонування повітря ОДАХ (Дорошенко).

У випадку нелінійної залежності $p^* = 690,5 \exp(0,0608 t)$, розв'язок початкової задачі проводиться чисельним методом за різницевою схемою Ейлера.

Проведено розрахунок процесів ТМО також для випадку **рециркуляції рідини**, коли середня температура рідини на вході в апарат дорівнює її середньому значенню на виході.

З'ясовано, що в апараті встановлюється середня температура рідини $t = 26,2$ °C. При цьому середні температури допоміжного та основного потоків повітря, відповідно, дорівнюють $\theta_B(L) = 27,9$ °C, $\theta_0(L) = 27,5$ °C, а середнє значення парціального тиску пару $p = 3215,6$ Па.

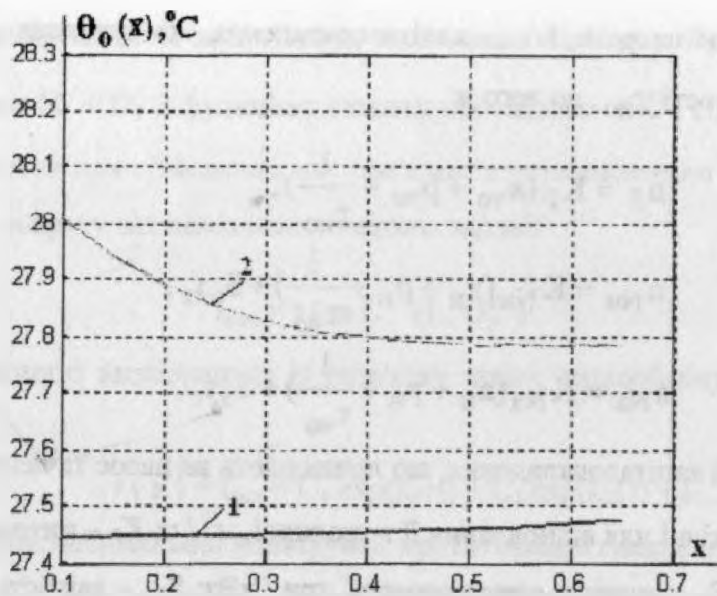


Рис. 8. Температура основного потоку повітря на виході при рециркуляції рідини.

1 – плоский лист; 2 – гофрований лист з РШ.

У п'ятому розділі проводиться розрахунок оптимальної конструкції контактних пристроїв плівкових охолоджувачів. Важливим є питання про значення температур та концентрацій, які є гранично досяжними при роботі ТМА. Цю задачу розв'язано з урахуванням впливу реальних співвідношень потоків газу та рідини по поверхнях ТМА, що розглядаються, та параметрів реалізації процесу по температурі та концентрації для різних схем руху фаз.

При прямої течії для граничної температури охолодження рідини, що відповідає даним фізичним умовам (границя охолодження τ), отримано (при $x \rightarrow \infty$):

$$\tau = \frac{a_2 b_2 t_0 + a_1 b_2 \theta_0 + a_2 b_1 (p_0 - m)}{a_2 b_2 + a_1 b_2 + n a_2 b_1}$$

- при протічній русі фаз:

$$\tau = \frac{\theta_0 (e_1 s_2 - e_2 s_1) + \frac{p_0 - m}{n} (e_2 r_1 - e_1 r_2)}{e_1 (s_2 - r_2) + e_2 (r_1 - s_1)}$$

- для поперечної течії руху фаз при рециркуляції рідини отримаємо граничні характеристики масиву $T = [t, \theta, p]$:

$$T(z) = C_1 + C_2 \exp(-cz).$$

Розрахунок оптимальної конструкції протічній вентиляторної градирні. Цільовою функцією при розрахунку оптимальної конструкції апарату є економічна ефективність (зведені витрати)

$$\Pi = E + \frac{k}{\tau_{\text{НО}}} = n_F F + n_{N_H} N_H + n_{N_B} N_B + G_H S_{T_H} \tau_T, \quad (18)$$

де E - річні експлуатаційні витрати, $k/\tau_{\text{но}}$ - капіталовкладення, що припадають на один рік нормативного терміну окупності $\tau_{\text{но}}$, до того ж

$$n_F = K_F \left(a_{\text{то}} + p_{\text{то}} + \frac{1}{\tau_{\text{но}}} \right),$$

$$n_{\text{NH}} = K_{\text{NH}} \left(a_{\text{н}} + p_{\text{н}} + \frac{1}{\tau_{\text{но}}} \right) + S_3 \tau_{\text{г}},$$

$$n_{\text{NB}} = K_{\text{NB}} \left(a_{\text{н}} + p_{\text{н}} + \frac{1}{\tau_{\text{но}}} \right) + S_3 \tau_{\text{г}},$$

де K_{NH} , K_{NB} - питомі капіталовкладення, що припадають на насос та вентилятор, грн / кВт ; $G_{\text{н}}$ - витрати води, необхідні для відновлення її в градирні, $\text{м}^3 / \text{ч}$; K_F - питомі капіталовкладення на апарат, грн / м^3 ; S_3 - вартість електроенергії, грн / кВт; $S_{\text{Тн}}$ - вартість води, ; $a_{\text{то}} = a_{\text{н}} = 9,2\%$ - річні амортизаційні відрахування на капіталовкладення (градирня та нагнітачі); $p_{\text{то}} = p_{\text{н}} = 5,85\%$ - річні відрахування на поточний ремонт та утримання градирні та обладнання; $\tau_{\text{но}} = 5$ лет - нормативний термін окупності; $1 / \tau_{\text{но}} = 20\%$; $\tau_{\text{г}} = 7000$ - річне число годин роботи обладнання.

Питомі капіталовкладення в насоси (консольні) та вентилятори (осьові) включають в себе їх вартість сумісно з електродвигунами і вартості монтажу. Ці витрати корелюються степеневою залежністю:

$$K_N = c_n + d_n N_n^{b_n}, \text{ грн / кВт},$$

де потужність (кВт), що споживається насосом та вентилятором, розраховується за загально-відомими формулами:

$$N = \frac{Q \cdot \Delta p}{3600 \cdot \eta} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт},$$

тут Q - об'ємні витрати рідини (газу), $\text{м}^3 / \text{ч}$; Δp - повний тиск, що розвивається насосом (вентилятором), Па; η - к.к.д. насосу (вентилятора).

Економічна функція Π із (18) може бути представлена у вигляді суми чотирьох доданків: $\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \Pi_4$;

$$\Pi_1 = 0,35 K_{\text{ал}} n L H \delta \rho_{\text{ал}} / 1000, \text{ грн / рік},$$

$$\Pi_3 = N_b [0,35 a_b N_b^{b_b} + S_3 \tau_{\text{г}}], \text{ грн / рік},$$

$$\Pi_2 = N_n [0,35 (c_n + a_{\text{н}} N_n^{b_n}) + S_3 \tau_{\text{г}}], \text{ грн / рік},$$

$$\Pi_4 = G_0 S_{\text{Тн}} \tau_{\text{г}} = 0,05 G_{\text{ж}} S_{\text{Тн}} \tau_{\text{г}}, \text{ грн / рік}.$$

Оптимізація цільової функції Π зводиться до визначення мінімуму $\Pi_1 + \Pi_3$, як змінної частини цієї функції. Сума $\Pi_1 + \Pi_3$ є функцією незалежних змінних G_T^m, H, nL . Задача оптимізації функції Π розв'язується при обмеженні, яке пов'язане з установленням залежності температури рідини на виході із апарату від незалежних змінних задачі:

$$t_{\text{вих}} = t(nL, H, G_T^m).$$

Характер цієї залежності визначається із розв'язку задачі теплообміну (9), тобто співвідношенням (10):

$$t(x) = t_{\text{вих}} = C_1 \exp(\lambda_1 H) + C_2 \exp(\lambda_2 H) + t_*$$

Проведено розрахунок оптимальної конструкції протитечійної градирні ГРН-50

- підохолодження води $\Delta t_{\text{ж}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура води на вході $t_0 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура повітря на вході $\theta_H = 28 \text{ }^\circ\text{C}$;
- парціальний тиск пару на вході $p_H = 2645,3 \text{ Па}$.

Отримані такі значення експлуатаційної (G_T^m) та конструктивних (nL, H) змінних (таблиця 1), що відповідають мінімуму капіталовкладень в апарат та вентилятори, віднесених до року окупності.

В таблиці 1 подано порівняння оптимальних конструкцій з типорозмірним рядом таких самих градирень, розроблених в ОДАХ та представлених в дисертаційній роботі Дорошенко О.В..

Таблиця 1. Експлуатаційні та конструктивні параметри оптимальної конструкції апарату

Тип протитечійної градирні	Витрати води $G_{\text{ж}}, \text{ м}^3 / \text{ч}$	$nL, \text{ м}$	$H, \text{ м}$	$G_T^m, \text{ кг} / \text{ч}$	$V_T, \text{ м} / \text{с}$	$\Pi_1 + \Pi_3, \text{ грн} / \text{рік}$	
						Розрахунок	[Дор]
ГРН - 10	10	80	0,4	10218,5	3,37	167,4	180,1
ГРН - 50	50	300	0,4	51864	4,28	712,5	894,2
ГРН - 100	100	600	0,4	103729	4,28	1433	1801,1
ГРН - 150	150	1200	0,4	154494,2	3,71	2476,5	2973,5
ГРН - 200	200	1250	0,4	208722,2	3,9	28024,4	3695,8

Розрахунок оптимальної конструкції поперечнотечійної вентиляторної градирні. Цільовою функцією, як і раніше, є економічна ефективність (18):

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \Pi_4.$$

Незалежними змінними для функції Π є величини L, H, G_r^m, n (L, H – довжина і висота насадки, n – кількість листів, G_r^m – масові витрати газу).

Задача оптимізації функції $\Pi(L, H, G_r^m, n)$ розв'язується при обмеженні, що встановлює залежність середньої температури рідини на виході із апарата від незалежних змінних задачі (конструктивних та експлуатаційних параметрів):

$$t_{\text{вих}} = t(L, H, G_r^m, n).$$

Ця залежність визначається розв'язанням задачі теплообміну (11), аналітичний розв'язок якої дається виразом (13):

$$t(x, z) = t_1(z) + e^{-c_2 x} \sum_{n=0}^{\infty} z_n(z) x^n. \quad (19)$$

Середня температура рідини на виході з апарату при $x = H$ визначається як

$$t_H = \frac{1}{L} \int_0^L t(H, z) dz, \quad (20)$$

$$t_H = \eta_0 + \frac{\xi_0}{cL} (1 - \exp(-cL)) + (t_0 - \eta_0) \cdot \exp(-c_2 H) \cdot \left[1 + \frac{c_0}{cL} \exp(-cL) \right] + \\ + (t_0 - \eta_0) e^{-c_2 H} H \left[d_1 + \frac{c_1}{cL} (1 - e^{-cL}) + \frac{a_1}{a_2 L} (1 - e^{-a_2 L}) + \frac{b_1}{b_2 L} (1 - e^{-b_2 L}) \right], \quad (21)$$

Таким чином, при розрахунку оптимальної конструкції поперечнотечійної вентиляторної градирні розв'язується задача мінімізації функції $\Pi_1 + \Pi_3$, як змінної частини економічного ефекту $\Pi(L, H, G_r^m, n)$, при наявності нелінійного зв'язку (21). Дана задача є задачею нелінійного програмування.

Для прикладу зроблено розрахунок раціональної конструкції градирні при таких даних:

- підохолодження води $\Delta t_x = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- температура води на вході $t_0 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- температура повітря на вході $\theta_H = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- парціальний тиск пару на вході $p_H = 2645,3 \text{ Па}$;

Отримані такі значення експлуатаційної (G_r^m) та конструктивних (n, L, H) змінних (таблиця), що відповідають мінімуму капіталовкладень в апарат та вентилятори, віднесені до року окупності. При оптимізації функції $\Pi_1 + \Pi_3$ окрім (23) накладалось також обмеження $H \geq 0,5$ м, оскільки при менших значеннях ($0 < H < 0,5$) відсутня стабілізація двофазної течії в контактному пристрої.

В таблиці в останньому стовпці представлено порівняння розрахункової оптимальної конструкції з типорозмірним рядом поперечнотечійних градирень (Дорошенко). За цими даними видно, що розрахункові оптимальні конструкції за економічними показниками вигідно відрізняються від раніше розроблених градирень.

Таблиця 2. Експлуатаційні та конструктивні параметри оптимальних конструкцій поперечно-течійних градирень

Тип градирні	Витрати води $G_{ж}, \text{ м}^3 / \text{ ч}$	$L, \text{ м}$	n	$H, \text{ м}$	$G_{г}^m, \text{ кг/ч}$	$V_{г}, \text{ м/с}$	$P_1 + P_2, \text{ грн / рік}$	
							Розрахунок	[Дор]
ГРН / П - 10	10	1	57	0,65	11472,3	6,47	259,2	524,1
ГРН / П - 25	25	1,38	70	0,9	25000	7,36	728,9	1419,5
ГРН / П - 50	50	1,4	137	0,9	50000	7,36	1486,8	2622,5
ГРН / П - 100	100	1,4	302	0,9	90000	6,62	2948,5	6128,6

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Традиційний розрахунок конструкції плівкових охолоджувачів не забезпечує необхідний енерго- та ресурсозберезувальний ефект. Створення оптимальних конструкцій таких охолоджувачів пов'язано з розв'язанням відповідних екстремальних задач, основаних на критерії економічної ефективності.
2. Розрахунок оптимальної конструкції плівкового апарату зводиться до розв'язання задачі математичного програмування при наявності диференціальних зв'язків.
3. Інтегрування диференціальних рівнянь зв'язку, що описують процеси ТМО, зводить екстремальні задачі до задач нелінійного програмування.
4. При математичному моделюванні гравітаційної струменевої течії рідини по впадині гофрованої поверхні з РШ для поля швидкостей на межі в'язкого підшару потрібно ввести дотичну напругу, яка може бути визначена експериментально, наприклад по середньому значенню товщини струменя рідини.
5. Основні гідродинамічні характеристики струменевої течії по гофрованій поверхні з РШ (середня по витратам швидкість, товщина в'язкого підшару, величини волого-сухих ділянок, тощо) добре апроксимуються степеневою залежністю від об'ємів витрат рідини.
6. При плівково-струменевої течії рідини по угнутій частині гофрованої поверхні з РШ мають місце три види гідравлічного опору: квадратичний, в'язкий та тертя ковзання.

7. При розрахунках вентиляторних градирень з глибиною охолодження до $\Delta t = 8^{\circ}\text{C}$ застосовується аналітичний розв'язок (лінійна теорія); при великій глибині охолодження потрібно застосовувати чисельні методи (нелінійна теорія).
8. По глибині охолодження протитечійні вентиляторні градирні у порівнянні з прямо- і поперечнотечійною схемою контактування фаз є більш ефективними.
9. По ефекту охолодження найбільш перспективною схемою контактування фаз в контактному пристрої кондиціонування випарним охолодженням є - ($\Rightarrow \uparrow \downarrow$), коли при гравітаційній течії рідини \downarrow рух допоміжної течії повітря відбувається в протитечії \uparrow , а основна течія \Rightarrow рухається в сухих каналах перехресним чином.
10. Межі охолодження рідини та газу реалізуються шляхом рециркуляції рідини, а їх значення визначаються граничним переходом при $x \rightarrow \infty$ в аналітичних розв'язках відповідних задач.
11. Математичне моделювання процесів ТМО в контактному пристрої плівкового охолоджувача дозволяє провести розрахунок раціональної за економічними показниками конструкції апарату шляхом розв'язання задачі нелінійного програмування.

ПУБЛІКАЦІ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Георгалина Е.Р., Кириллов В.Х., Ситник В.А. Исследование процессов контактной обработки жидкостей и газов в аппаратах плёночного типа при поперечном контактировании // Труды Одесского политехнического университета. Энергетика. – 2001. – вып. 2(14). – С. 81 – 85.
2. Георгалина Е.Р., Кириллов В.Х. Аналитическое исследование процессов испарительного охлаждения при перекрёстном токе фаз // Холодильная техника и технология. – 2001. - №3(72). – С. 29-32.
3. Кириллов В.Х., Георгалина Е.Р. Аналитический расчёт предела охлаждения жидкости и газа в плёночных теплообменниках // Проблемы создания новых машин и технологий. Научные труды Кременчугского государственного политехнического университета. Выпуск 1 / 2001 (10). – С. 209 – 211.
4. Георгалина Е.Р. Аналитическое исследование процессов теплообмена при косвенном испарительном охлаждении // Холодильная техника и технология. – 2002. - №1(75). – С. 27 – 31.
5. Георгалина Е.Р. Расчёт оптимальной конструкции противоточной вентиляторной градирни // Холодильная техника и технология. – 2002. - №2(76). – С. 72 – 75.
6. Георгалина Е.Р., Кириллов В.Х. Теоретические основы процессов и контактных устройств плёночных теплообменников / Современные проблемы холодильной техники и

технологии // Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции. – Одесса, 2001. – С.28.

7. Георгалина Е.Р. Аналитическое исследование непрямого испарительного охлаждения в регулярной насадке с гофрированными поверхностями // Материалы IX Международной научной конференции. – Киев, 2002. С.47.

8. Георгалина Е.Р., Кириллов В.Х. Исследование устойчивости метода конечных разностей для уравнений тепломассообмена при прямом и косвенном испарительном охлаждении / Современные проблемы холодильной техники и технологии // Сб. научных статей Второй Международной конференции. – Одесса, 2002. – С. 68-69.

9. Васютинский С.Ю., Георгалина Е.Р., Кириллов В.Х. Реализация численного метода Рунге-Кутты при решении краевой задачи теплового расчёта противоточного испарительного охладителя / Современные проблемы холодильной техники и технологии // Сб. научных статей Второй Международной конференции. – Одесса, 2002. – С. 70-71.

10. Георгалина Е.Р., Вигуржинская С.Ю.Ю Кириллов В.Х. Оптимальное проектирование конструкции поперечноточного испарительного охладителя / Современные проблемы холодильной техники и технологии // Сб. научных статей Второй Международной конференции. – Одесса, 2002. – С. 69-70.

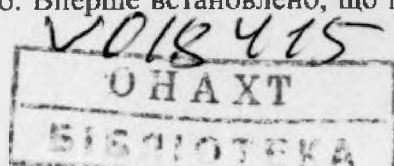
11. Васютинский С.Ю., Георгалина Е.Р., Кириллов В.Х. Проектирование противоточных вентиляторных градирен / Современные проблемы холодильной техники и технологии // Сб. научных статей Третьей Международной конференции. – Одесса, 2003. – С. 16-17.

АНОТАЦІЯ

Георгаліна О.Р. Моделювання та оптимізація плівкових охолоджувачів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – Холодильна та криогенна техніка, системи кондиціонування – Одеська державна академія холоду, Одеса, 2004.

В дисертації створено інженерну методику розрахунку економічно раціональних плівкових охолоджувачів з урахуванням гідродинамічних та тепломасообмінних процесів, що протікають у контактному пристрої плівкового тепломасообмінного апарату (ТМА) при взаємодії фаз. Задача оптимального проектування плівкових апаратів зводиться до екстремальної задачі мінімізації цільової функції, що являє собою зведені витрати, що враховують капіталовкладення та експлуатаційні витрати, віднесені до року окупності апарату. Такий підхід до теплового розрахунку шару насадки плівкового ТМА запропоновано вперше. Проведено математичне моделювання плівково-струменевої гравітаційної течії рідини по впадині гофрованої поверхні з регулярною шорсткістю. Вперше встановлено, що гідравлічний опір подається у вигляді трьох



складових: квадратичний, в'язкий опір та тертя ковзання. Докладно розглянуто математичне моделювання процесів тепломасообміну в насадці плівкового охолоджувача при протитечійній та поперечнотечійній схемах руху фаз. Вперше було розроблено метод розв'язання системи диференціальних рівнянь у частинних похідних, що описують тепло- та масоперенос при перехресній взаємодії потоків рідини та газу для прямого та непрямого випарного охолодження. Вперше проведено оптимальне проектування плівкових охолоджувачів для протитечійної та перехреснотечійної схем взаємодії фаз.

Ключові слова: плівковий охолоджувач, тепломасообмін, математичне моделювання, гідрравлічний опір, задача оптимізації, нелінійне програмування, пряме та непряме випарне охолодження.

ABSTRACT

Gheorgalina E.R. Modelling and optimization of film coolers.-Manuscript.

The dissertation is submitted for Candidate of Science (Engineering) degree in speciality 05.05.14.-Refrigerating and cryogenic equipment, systems of air conditioning.-Odessa State Academy of Refrigeration, Odessa, 2004.

In the dissertation the engineering method of calculating of economically rational film coolers is developed with the account of hydrodynamic and heat-and-mass-transfer processes in a contact device of film equipment. The optimal design problem is reduced to the extremum problem of minimization of objective function of expenditures including capital investment and operation expenses referred to a year. Such an approach to the problem is conducted for the first time. The mathematic modelling of the film-jet gravitation stream of liquid along a hollow of corrugated surface is carried out. It is first ascertained that hydraulic resistance on the rough wall consists of three constituents: quadratical resistance, viscous resistance and friction of slide. It was worked out the method of solving the particle derivatives differential problem describing heat-and-mass transfer at cross-flowing liquid and gas for direct and indirect evaporative cooling. The optimal design of film coolers for counter- and cross-flowing modes of phases interaction was first conducted.

Keywords: film cooler, heat-and-mass transfer, mathematic modelling, hydraulic resistance, optimization problem, nonlinear programming, direct and indirect evaporative cooling.

АННОТАЦИЯ

Георгалина Е.Р. Моделирование и оптимизация плёночных охладителей. – Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.14 – холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования. – Одесская государственная академия холода, Одесса, 2004.

В диссертации создана инженерная методика расчёта экономически рациональных плёночных охладителей с учётом гидродинамических и тепломассообменных процессов, протекающих в контактном устройстве плёночного тепломассообменного аппарата (ТМА) при взаимодействии фаз. Задача оптимального проектирования плёночных аппаратов сводится к экстремальной задаче минимизации целевой функции, представляющей собой приведенные затраты, учитывающие капиталовложения и эксплуатационные расходы, приходящиеся на год нормативного срока окупаемости аппарата.

Оптимизация целевого функционала производится при ограничениях, обеспечивающих устойчивый, стабильный режим работы ТМА. К числу таких ограничений (связей) относятся также и дифференциальные уравнения, описывающие процессы гидродинамического и тепломассообменного взаимодействия фаз – дифференциальные связи. Для обеспечения обусловленности алгоритма оптимизации проводится экономико-математическое моделирование работы плёночного охладителя, устанавливающее связь между эксплуатационными, конструктивными и экономическими показателями. Такой подход к тепловому расчёту насадочного слоя плёночного ТМА предлагается впервые. Для интенсификации взаимодействия фаз в контактном устройстве аппарата широкое применение получили сложнопрофилированные элементы.

Проводится математическое моделирование плёночно-струйного гравитационного течения жидкости по впадине гофрированной поверхности с регулярной шероховатостью (РШ). Разработана полуэмпирическая теория расчёта гидродинамических характеристик. Впервые установлено, что гидравлическое сопротивление на шероховатой стенке представляется тремя составляющими: квадратичное, вязкое сопротивления и трение скольжения.

Подробно рассмотрено математическое моделирование процессов тепломассообмена в насадке плёночного охладителя при противоточной и перекрёстноточной схемах движения фаз. Впервые был разработан метод решения системы дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих тепло-и массоперенос при перекрёстном взаимодействии потоков жидкости и газа для прямого и косвенного испарительного охлаждения. Распределения температур и парциального давления пара потока воздуха представляются в виде экспоненциально-

степенных рядов. Показана факториальная сходимость этих рядов; для практических расчётов достаточно использовать два члена ряда.

На основе аналитических решений уравнений гидродинамики и теплообмена (ТМО) дифференциальные связи экстремальных задач сводятся к геометрическим путём установления явной зависимости между эксплуатационными, экономическими и конструктивными параметрами плёночного охладителя. В результате исходная задача оптимизации сводится к задаче нелинейного программирования.

Впервые проведено оптимальное проектирование плёночных охладителей для противоточной и перекрёстноточной схем взаимодействия фаз.

Ключевые слова: плёночный охладитель, теплообмен, математическое моделирование, гидравлическое сопротивление, задача оптимизации, нелинейное программирование, прямое и косвенное испарительное охлаждение.

м. Одеса. Видавничий центр ОДАХ.

Підписано до друку 20.04.2004. Обсяг 1,1 д. арк.

Тираж 100 прим. Замовлення № 45-2004.