

сфера: сб. науч. тр. / Донец. национ. техн. ун-т. – Донецк. – 1999. – №1. – С. 265–267.

2. Заплетников, И. М. Вдосконалення конструкції протиральної машини МП-1000 / И. М. Заплетников, И. М. Лебедев, М. Я. Павлов // Торговля и рынок Украины : сб. науч. тр. – Донецк : ДКИ, 1992. – С.173–174

3. Кепин, Н. И. Научное обоснование увеличения эффективности работы протирочных машин : [Текст] автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.18.12 / Н. И. Кепин. – Одесса, 1996. – 20 с.

4. Гуртовой, Н. В. Научные основы ресурсосохраняющего разделения овощефруктовой суспензии на перфорированной поверхности [Текст] : автореф. дисс. ... д-р техн. наук : 05.18.12 / Н. В. Гуртовой. – Одесса, 2001 – 21 с

5. Вода в пищевых продуктах [Текст] : [пер. с англ]; – под ред. Р. Б. Дакуорта. – М. : Пищевая пром-сть, 1980. – 376 с.

Отримано 1.10.2010. ХДУХТ, Харків.

© В.М. Кудрявцев, В.А. Парамонова, 2010.

УДК 621.187.12:66.048

**В.В. Карнаух**, канд. техн. наук, доц. (*ДонНУЕТ, Донецьк*)

## **ПРО МЕТОДИКУ РОЗРАХУНКУ ПЛІВКОВИХ ПОПЕРЕЧНОТЕЧІЙНИХ ВЕНТИЛЯТОРНИХ ГРАДИРЕНЬ**

*Запропоновано метод розрахунку поперечнотечійних вентиляторних плівкових градирень з урахуванням фазових термічних опорів повітряного й водяного потоків, що ґрунтуються на уявленнях про адитивність фазових термічних опорів, та нерівномірності розподілу контактуючих потоків.*

*Предложен метод расчета поперечноточных вентиляторных пленочных градирен с учетом фазовых термических сопротивлений воздушного и водяного потоков, которые основаны на представлении об аддитивности фазовых термических сопротивлений, и неравномерности распределения контактирующих потоков.*

*The method of calculation of fan film coolers with phase thermal resistance of air and water flows, based on ideas about addutyvist phase thermal resistance, and uneven distribution of contacting streams was proposed. An example of calculating the actual cooling fan tower was present.*

**Постановка проблеми у загальному вигляді.** Вентиляторні градирні застосовуються в холодильних установках будь-якої продуктивності. Вони значно компактніше безвентиляторних, їхня робота не залежить від вітру, тому що процес випару води в них інтенсифікується вентилятором. Такі градирні розрізняються між собою як за схемою руху контактуючих потоків (протитечія, поперечна течія), типом зро-

шувача-насадки (бризкальні, краплинні та плівкові), так і за розташуванням вентиляторів.

Середня потреба в охолоджувальній воді на підприємствах харчових виробництв складає від 25...300 м<sup>3</sup>/год, тому найбільш перспективною є розробка типорозмірного ряду градирень із продуктивністю в кожній секції від 25...100 м<sup>3</sup>/год води. Використання принципу багатосекційної збірки таких автономних секцій дозволить забезпечити будь-яку необхідну продуктивність охолоджувальної води.

Основні шляхи вдосконалення градирень є такими: інтенсифікація тепломасообмінних процесів, вирішення проблеми масштабування, що переважно пов'язана із нерівномірністю розподілу потоків газу та рідини по перетину робочої зони апарата, пошук та вибір нових матеріалів та конфігурацій насадкового шару.

Розроблено типорозмірні ряди вентиляторних градирень із широким діапазоном гідравлічного навантаження як у протитічному, так і в поперечнотічному виконанні. Поперечнотічні градирні є більш поширеними за рахунок їх переваг: значно розширені діапазони робочих навантажень, знижені енерговитрати за більш високої ефективності процесу, зниження висоти теплообмінного апарата, можливість установа вентилятора поза потоком вологого повітря.

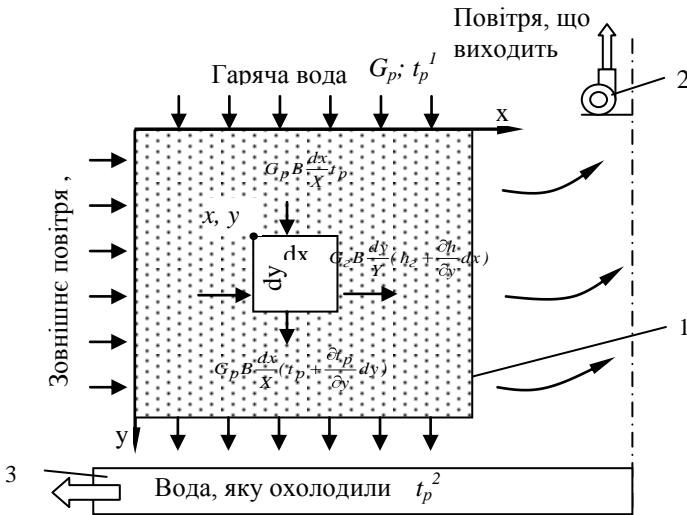
**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Значний внесок у розробку методів розрахунку градирень зробили Ф. Меркель, Л.Д. Берман, В.С. Пономаренко. Метод Меркеля є базовим і набув широкого розповсюдження. Під час розрахунку плівкових апаратів особлива увага приділяється визначенню коефіцієнту тепломасоперенесення. Існує декілька розрахункових методик, але більшість із них не враховують особливостей контактування потоків. За методом Меркеля визначається лише загальний коефіцієнт тепломасоперенесення. Мак-Адамсом [6] було запропоновано графічний метод, придатний для розрахунку величин плівкових коефіцієнтів  $\alpha_s$ ,  $\beta_n$ . Графоаналітичний метод аналізу запропоновано Н. Mickley і Т. Mizushima [7]. Він справедливий для системи «вода–повітря» в процесах як випаровування, так і конденсації. Але метод дуже трудомісткий, до того ж, точність його знижується через значну кількість графічних побудов. Він висуває особливі вимоги до вимірювання стану повітря, що залишає апарат.

**Мета та завдання статті** полягають у розробці методики розрахунку плівкових поперечнотічних вентиляторних градирень з урахуванням фазових термічних опорів повітряного й водяного потоків, що ґрунтуються на уявленнях про адитивність фазових термічних опорів, та нерівномірності розподілу контактуючих потоків. Ця методика

є необхідною для визначення та підбирання елементів градирні (наприклад, зрошувачів).

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Базуючись на спі-них дослідженнях, виконаних разом із науковцями ОДАХ [3–5], у статті наведено вдосконалену методику розрахунку плівкових поперечнотечійних апаратів. Розрахункову схему поперечнотечійної градирні подано на рис. 1.

Вибір типу і конструкції градирень відбувається на основі технологічних розрахунків з урахуванням витрат зворотної води, кількості теплоти, що відводиться, вимог до стійкості охолоджувального ефекту, метеопараметрів тощо. Охолодження води, тобто різниця температур, на яку охолоджується вода, визначається устаткуванням, що обслуговується. Наприклад, для холодильної установки  $t_p^1 \leq 35^\circ \text{C}$ .



**Рисунок 1** – Схематичне зображення градирні з поперечнотечійним рухом: 1 – насадковий об'єм  $V$  ( $B$  – глибина); 2 – вентилятор; 3 – водозбірник

У ході реконструкції градирень зазвичай необхідно розрахувати і підібрати новий зрошувач, краплеуловлювач, вентилятор за таких вихідних даних:

- 1. температура води, що надходить  $t_{p1}, ^\circ\text{C}$ ;
- 2. температура охолодженої води  $t_{p2}, ^\circ\text{C}$ ;

- 3. об'ємна витрата повітря на секцію  $G_z$ , м<sup>3</sup>/с;
- 4. еквівалентний діаметр  $d_e$ , м.

Основним рівнянням, що описує тепломасообмінні процеси в системі «вода–повітря», є рівняння Меркеля (1):

$$dQ_{\Sigma} = K_h \cdot (h_z^* - h_z) \cdot dF, \quad (1)$$

де  $h_z$  – ентальпія 1 кг вологого повітря в ядрі потоку, кДж/кг;  $h_z^*$  – ентальпія насиченого вологого повітря, кДж/кг;  $K_h$  – загальний коефіцієнт тепломасоперенесення, віднесений до різниці ентальпій, кг/(м<sup>2</sup>с).

Рівняння (1) дозволяє істотно спростити розрахунок процесів тепломасообміну, оскільки використовується одна рушійна сила – ентальпійний напір і замість коефіцієнтів тепловіддачі та масовіддачі – один коефіцієнт тепломасоперенесення.

Коефіцієнт тепломасоперенесення можна визначити, використовуючи рівняння (2):

$$K_h = \frac{Nu_D D}{d_e}, \quad (2)$$

де  $D$  – коефіцієнт дифузії, м<sup>2</sup>/с;  $Nu_D$  – число Нуссельта дифузійне;  $d_e$  – еквівалентний діаметр насадки, м.

Отримати єдину залежність, що описує тепломасообмінні процеси в широкому діапазоні навантажень і  $d_e$ , виявилось неможливим, але для виявленого дослідним шляхом значення  $d_{e,опт}=0,02...0,05$  м для поперечної схеми контакту потоків можна використовувати таку критеріальну залежність [5]:

$$Nu_D = f(Re_z, Re_p), \quad (3a)$$

тобто

$$Nu_{Dz} = 194 \cdot 10^{-4} \cdot Re_z^{0,72} \cdot Re_p^{0,2}. \quad (3b)$$

Наявність  $Re_p^{0,2}$  у (3b) пояснюється сильною взаємодією середовищ і має аналоги в літературі.

Для поперечного струму отримано рівняння за параметром шорсткості  $k=10...14$ , висотою насадкового шару  $H_{PH}=0,40$  м. Перерахунок до інших значень  $H_{PH}$  та  $t_{p,ex}$  забезпечується залежностями (4)-(5). Для виявленого діапазону  $d_{e,опт}=0,020...0,03$  м можна рекомендувати в робочому коридорі навантажень по газу і рідині насадку «косий по-

двійний риф» для реалізації процесу випарного охолодження води у градірнях.

$$Nu'_D = Nu \cdot \left(\frac{H_{PH}}{0,3}\right)^{-1,02}, \quad (4)$$

$$Nu''_D = Nu \left(\frac{t_{p,ex}}{35}\right)^{0,45}. \quad (5)$$

Раніше було встановлено [3], що введення регулярної шорсткості (РШ) для вертикального розташування основного гофрування практично не позначається на зміні тиску в насадковому шарі ( $\Delta p$ ), на відміну від протитечії (при переході від насадки "прямий подвійний риф" до насадки "косий подвійний риф") як для одно-, так і для двофазних потоків, причому істотного впливу  $q_p$  також не виявлено. В усьому діапазоні навантажень відсутня гідродинамічна взаємодія фаз.

Установлено, що традиційне явище захлинання для поперечно-течійної схеми відсутнє повністю, аж до значень  $W_c \approx 10 \dots 12$  м/с, змінюючись при великих значеннях  $W_c$ , явище поздовжнього зносу рідини призводить до несприятливого її перерозподілу в об'ємі модуля і винесення з шару. Раніше було встановлено, що переважним є вертикальне розташування основного каналу: плівково-струминевий плин рідини в його западинах характеризується високою стійкістю в умовах поперечної течії.

Елемент насадкового шару типу "косий подвійний риф" забезпечує сприятливий розподіл рідини (плівково-струминевий режим) по всій поверхні, відсутність поздовжнього зносу і винесення рідини з шару аж до  $W_c = 12$  м/с, що дозволяє працювати без сепаратора краплинної вологи або значно знизити пайові енерговитрати на сепарацію.

Характерно, що вплив  $q_p$  на коефіцієнт сумарного тепломасоперенесення для поперечно-течійної схеми тут менш відчутний, що пов'язано із сприятливим розподілом рідини по всій поверхні листа в модулі. В усьому діапазоні робочих навантажень залежність  $K_h = f(W_c, q_p)$  має лінійний характер, що відповідає відсутності гідродинамічної взаємодії фаз.

Інтенсифікуюча дія ребер РШ в умовах поперечно-течійної схеми виявляється в зниженні термічного опору в обох фазах порівняно з гладким (фоновим) листом. Відносна інтенсивність процесу

$$A^* = \frac{\overline{Nu_D}}{Nu_D}$$

зі збільшенням швидкості незначно знижується, при цьому

досягає максимуму за  $k \approx 10 \dots 14$ .

Порівнюючи робочі характеристики проти- і поперечнотечійних РН, можна зробити наступні висновки.

Протитечійна схема з термодинамічної точки зору є оптимальною, що зумовило її широке застосування в плівкових апаратах (наприклад, градирнях). Проте поперечнотечійні плівкові апарати знаходять в інженерній практиці все більш широке застосування, що зумовлено низкою технологічних і експлуатаційних переваг.

Рушійною силою процесів тепломасоперенесення є різниця значень ентальпії. Знайдемо середню рушійну силу – ентальпійний напір, знаючи  $\Delta h_2^{вих}$  і  $\Delta h_2^{ex}$  за рівнянням 6.

$$\overline{\Delta h_2} = \frac{\Delta h_2^{ex} - \Delta h_2^{вих}}{\ln \frac{\Delta h_2^{ex}}{\Delta h_2^{вих}}}, \quad (6)$$

де  $\Delta h_2^{вих} = h_2^{*1} - h_2^2$ ,  $h_2^{*1}$  – ентальпія насиченого повітря за  $t_p^1$ ,  $h_2^{*1} = f(t_p^1)$ , кДж/кг;  $\Delta h_2^{ex} = h_2^{*2} - h_2^1$ ,  $h_2^{*2}$  – ентальпія насиченого повітря за  $t_p^2$ ,  $h_2^{*2} = f(t_p^2)$ , кДж/кг.

На підставі рівняння теплового балансу градирні

$$G_p \cdot \rho_p \cdot c_p \cdot (t_p^2 - t_p^1) = G_r \cdot \rho_r \cdot (h_r^2 - h_r^1) \quad (7)$$

визначаємо ентальпію газу на виході  $h_2^2$  за формулою

$$h_2^2 = \frac{G_p \rho_p c_p \Delta t_p}{G_r \rho_r} + h_2^1, \quad (8)$$

де  $G_p$  – об'ємна витрата рідини, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_p$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $c_p$  – питома масова теплоємність рідини, кДж/(кг·К);  $t_p^2$  – температура рідини, що надходить, °С;  $t_p^1$  – температура охолодженої рідини, °С;  $G_r$  – об'ємна витрата повітря, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_r$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;  $h_2^1$  – ентальпія повітря на вході до градирні, кДж/кг;  $h_2^2$  – ентальпія повітря на вході до градирні, кДж/кг.

Визначимо теплове навантаження:

$$Q = G_p \cdot c_p \cdot c_p \cdot \Delta t_p \text{ кВт.}$$

Теплообмінна поверхня зрошувача:

$$F_{зр} = \frac{Q}{K_h \cdot \Delta h}.$$

Необхідний об'єм зрошувача:

$$V = \frac{F_{зр} p}{a}, \text{ м}^3, \quad (9)$$

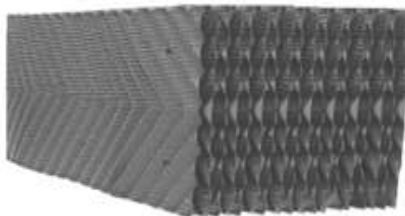
де  $a=100$  – щільність зрошення полімерного зрошувача,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ .

Визначаємо висоту зрошувача:

$$h_{зр} = \frac{V}{F_c},$$

де  $F_c$  – площа однієї секції промислової градирні (визначається користувачем обладнання),  $\text{м}^2$ .

Для поперечнотечійних компактних градирень пропонуємо встановлювати зрошувач із полівінілхлоридних листів, наприклад, застосовувати гофрований лист розміром  $1 \times 0,5$  м із висотою гофри  $0,0235$  м, виготовлений з неластифікованого полівінілхлориду (рис. 2). Верхні та нижні країки кожного листа мають прямі ділянки для зменшення аеродинамічного опору.



**Рисунок 2 – Загальний вигляд зрошувача з полівінілхлоридних листів**

Кількість блоків зрошувача визначається:

$$n = \frac{F_c}{F_{\text{бл}}}, \quad (10)$$

де  $F_{\text{бл}}$  – площа одного блока зрошувача,  $\text{м}^2$ .

Робота градирні супроводжується втратою води, що зумовлено процесом випаровування і краплевіднесенням.

Кількість води, що випарувалася [1]:

$$n = \frac{c_{ж} \cdot \Delta t}{r} \cdot 100, \quad (11)$$

де  $r$  – питома теплота пароутворення, кДж/кг.

У разі використання водоуловлювача пластинчастого з профільних елементів, наприклад, типу ВП-160, каплевіднесення складе менше 0,1%.

*Аеродинамічний розрахунок градирні*

Завданням аеродинамічного розрахунку є перевірка відповідності аеродинамічного опору градирні натиску, що розвивається вентилятором.

Повний аеродинамічний опір градирні [1] розраховується за формулою

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 + \Delta p_6 + \Delta p_7 + \Delta p_8 + \Delta p_9 + \Delta p_{10}, \quad (12)$$

де  $\Delta p_1$  – опір входу повітря до градирні, Па;  $\Delta p_2$  – опір повітророзподільника, Па;  $\Delta p_3$  – опір повороту потоку повітря в насадковому шарі, Па;  $\Delta p_4$  – опір при раптовому звуженні повітря на вході до насадкового шару, Па;  $\Delta p_5$  – опір насадкового шару, Па;  $\Delta p_6$  – опір при раптовому розширенні повітря на виході з насадкового шару, Па;  $\Delta p_7$  – опір краплеуловлювача, Па;  $\Delta p_8$  – опір водорозподільника, Па;  $\Delta p_9$  – опір при входженні повітря до вентилятора, Па;  $\Delta p_{10}$  – опір вихідного патрубку з вентилятора, Па.

Ці втрати тиску розраховуємо за рівнянням

$$\Delta p_{1...10} = \zeta_{1...10} \frac{\rho_2 W_{21...10}^2}{2}, \quad (13)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору елементів градирні;

вхід  $\zeta_{вх.} = 0,55$ ; поворот  $\zeta_{пов.} = 0,50$ ; конфузور  $\zeta_{кон.} = 0,5 \cdot (1 - \frac{f_{вих}}{f_{вх}})$ ;

вихід  $\zeta_{вих.} = 0,55$ ; краплеуловлювач  $\zeta_{код.} = 3,8$ ; зрошувач  $\zeta_{зр.} = 8,8$ ;

$W_{21...10}$  – швидкість руху повітря в елементах градирні, м/с.



**Висновки.** Основні шляхи вдосконалення градирень, зокрема для харчової промисловості: інтенсифікація тепломасообмінних процесів, вирішення проблеми масштабування, що переважно пов'язана із нерівномірністю розподілу потоків газу та рідини по перетину робочої зони апарата, пошук і вибір нових матеріалів та конфігурацій насадкового шару.

Поперечнотечійна схема має низку переваг порівняно з протитечією, а саме: значне розширення діапазону робочих навантажень; зниження енерговитрат при більшому ступені охолодження рідини, який досягається; зниження висоти ТМА; можливість установа вентилятора поза потоком вологого повітря і його реверсування у разі необхідності. Удосконалено методику інженерного розрахунку плівкових поперечнотечійних апаратів з урахуванням характеру зміни стану повітряного потоку за висотою насадкового шару апарата.

#### *Список літератури*

1. Гладков, В. А. Вентиляторные градирни (расчет и проектирование) [Текст] / В. А. Гладков, Ю. И. Арефьев. – М. : Стройиздат, 1964. – 240 с.
2. Дорошенко, А. В. Моделирование процессов теплопереноса при непрямом испарительном охлаждении газов и жидкостей [Текст] / А. В. Дорошенко, К. И. Ржепишевский, Т. В. Титаренко // Холодильная техника и технология. – 1982. – Вып. 35. – С. 97–102.
3. Карнаух, В. В. Дослідження тепломасообмінних процесів у вентиляторних градирнях плівкового типу [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / В. В. Карнаух. – Одеса, 2006.
4. Карнаух, В. В. Математичне моделювання теплообмінних процесів у градирнях з регулярною насадкою з гофрованих листів / В. В. Карнаух, О. В. Дорошенко // Обладнання та технології харчових виробництв : темат. зб. наук. пр. – Донецьк : ДонДУЕТ, 2003. – Вип. 9. – С. 103–111.
5. Карнаух, В. В. Про методику розрахунку тепломасообмінних процесів у градирні [Текст] / В. В. Карнаух, О. В. Дорошенко, // Обладнання та технології харчових виробництв : темат. зб. наук. пр. – Донецьк : ДонДУЕТ, 2004. – Вип. 11. – С. 65–72.
6. Мак-Адамс, В. Х. Теплопередача [Текст] / В. Х. Мак-Адамс. – М. : Металлургиздат, 1961. – 324 с.
7. Шервуд, Т. Массопередача [Текст] / Т. Шервуд, Р. Пигфорд, Ч. Уилки. – М. : Мир, 1982. – 696 с.

Отримано 1.10.2010. ХДУХТ, Харків.  
© В.В. Карнаух, 2010.