

9. **Липин А.В.** Газодинамический вакуумметр с неуплотнённой поршневой парой //Всероссийский научно-исследовательский институт межотраслевой информации. Научно-технические достижения, 1994. – № 6. – С. 36 – 41.
10. **Новожилов Ю.Н.** Регулирующий клапан для редуционно-охладительной установки (РОУ) //Промышленная энергетика, 1994. – № 8.
11. **Новожилов Ю.Н.** Регулирующий клапан с многоступенчатым дросселированием //Промышленная энергетика. 1997. – № 8.
12. **Новожилов Ю.Н.** Регулирующие клапаны для различных сред //Промышленная энергетика, 1999. – № 3.
13. Заявка № 99063083/7799 от 04.06.1999 г. на патент "Конденсаторіввідник", разрешение на выдачу патента от 18.04.2000. Э.С.Малкин, И.Э.Фуртат, А.В.Тимошенко, Г.А.Турос.

УДК 697.326.93

С.В.Барановська, кандидат технічних наук

ПЕРЕВАГИ КОНТАКТНОЇ КАМЕРИ З РЕГУЛЯРНОЮ ГОФРОВАНОЮ НАСАДКОЮ

Наведено порівняння контактних камер з гофрованою регулярною насадкою і кільцями Рашига. За результатами експериментальних даних визначається ентальпійний коефіцієнт теплообміну залежно від масової швидкості повітря і густини зрошування контактної камери з регулярною гофрованою насадкою. Графічно дається залежність аеродинамічного опору контактної камери від заданих параметрів. Вказується швидкість, при якій починається винесення дисперсної вологи з контактної камери.

У багатьох галузях промисловості застосовуються контактні теплообмінні апарати. Визначальним фактором в роботі таких апаратів є поверхня контакту. Для збільшення поверхні тепло- і масообміну в одиниці об'єму контактної камери використовують гофровані пластини. Розташування гофрів у сусідніх пластинах під кутом 80°...100° один до одного дає змогу забезпечити високий рівень змочування їхніх поверхонь, можливість перетікання рідини з одної сусідньої пластини на іншу, а також значну турбулізацію газового потоку. Поверхнею теплообміну в таких апаратах є плівка рідини, що утворюється на поверхні насадки.

В системах припливної вентиляції промислових і громадських споруд, а також для підігрівання і зволоження дуттьового повітря котлоагрегатів використовуються протитечіні насадкові камери, в яких повітря безпосередньо контактує з водою.

За попередніми міркуваннями і літературними джерелами [1,2,3] однаковий аеродинамічний опір контактної камери з гофрованою насадкою і кільцями Рашига будуть мати при різних швидкостях повітря, що нагрівається. Швидкість руху повітря в камері гофрованою насадкою може бути збільшена в 2...2,5 рази порівняно з камерою з кільцями Рашига при аналогічних значеннях аеродинамічного опору. Отже, підвищення швидкості руху повітря в контактній камері може привести до винесення вологи з неї. Винесення вологи в повітропроводи з агрегату знижує ефективність нагрівання в ньому повітря, а також погіршує роботу вентилятора, за умови встановлення агрегату з боку всмоктування насоса. Тому потрібно експериментально встановити значення швидкостей повітря, при яких з'являється винесення дисперсної вологи з контактної камери з гофрованою насадкою.

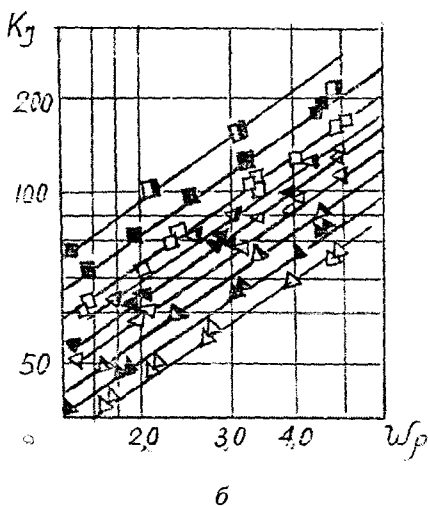
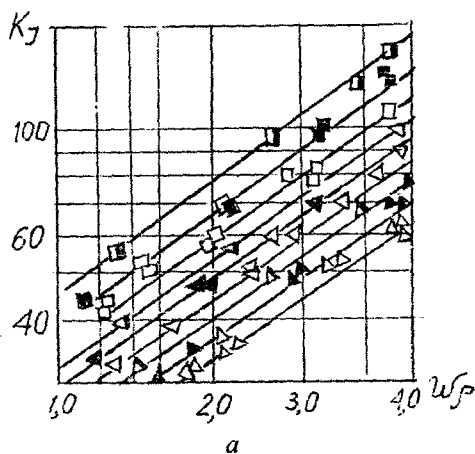
Ентальпійний коефіцієнт перенесення – це відношення кількості повної теплоти до поверхні теплообмінної насадки і середньоінтегральної різниці ентальпій визначався в серії дослідів, які проводилися в умовах, що відповідають режимам експлуатації промислових зразків утилізаційних опалювально-вентиляційних агрегатів.

У дослідях температура води на вході в контактну камеру $t_{\text{вл}}$ змінювалася в межах від 20 до 43 °С, температура повітря $t_{\text{п.п.}}$ - від -10 до 0 °С, густина зрошування від $0,83 \cdot 10^{-3}$ до $4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, початковий вологовміст повітря від 1 до 3 г/кг сухого повітря.

В результаті обробки дослідних даних визначався ентальпійний коефіцієнт перенесення за середньоінтегральною різницею ентальпій.

За поверхню контактного теплообміну приймалася поверхня теплообмінних пластин [4].

Отримані залежності наведено на рис.1, де коефіцієнт перенесення є функцією трьох параметрів: масової швидкості, густини зрошування контактної камери і початкової температури повітря.



$H_{wz} T / M^2 \cdot 4$	$t_{BH} = 0^\circ C$	$t_{BH} = -5^\circ C$	$t_{BH} = -10^\circ C$
6-6,5	$\triangle$	$\blacktriangle$	$\blacktriangle$
12-12,5	∇	$\blacktriangledown$	$\blacktriangledown$
15-16	$\square$	$\blacksquare$	$\blacksquare$

Рис. 1. Теплообмін в контактній камері: а – $t_{wn} = 20 \dots 28^\circ C$;
б – $t_{wn} = 42 \dots 48^\circ C$

Аналогічно до всіх відомих даних з контактного тепло- і масообміну

зростання раніше наведених факторів приводить до зростання коефіцієнта теплообміну.

Цікавить оцінка і аналіз впливу початкової температури води, що нагрівається, і початкової температури повітря.

Зниження температури повітря на вході в контактну камеру веде до зростання ентальпійного коефіцієнта перенесення, що є наслідком зниження кінематичної в'язкості повітря, темп зниження якої більш інтенсивний, ніж зростання числа Прандтля. При зниженні температури повітря від 0 до -30°C кінематична в'язкість повітря знижується в середньому до 20%, число Прандтля збільшується на 15 %.

Аналогічно може бути оцінений вплив початкової температури нагрівної води на ентальпійний коефіцієнт перенесення, який підвищується з її зростанням. Це пояснюється, з одного боку, зниженням кінематичної в'язкості води, яка із зростанням температури від 30 до 50°C зменшується в 2 рази, а з другого, – зі зростанням парціального тиску водяної пари в плівці, котрий при збільшенні температури з 30 до 50°C зростає в 4 рази.

На підставі графіків (рис.1) отримано рівняння, що дає змогу аналітично визначити коефіцієнт теплообміну залежно від масової швидкості повітря і густини зрошування та температури води на вході в контактну камеру:

$$K_t = A(\omega\rho)^{0,8}(H_w)^{0,6}(t_{\text{вп}})^{0,65}, \quad (1)$$

Значення коефіцієнта залежить від початкової температури повітря: при $t_{\text{п.п.}} = -10^{\circ}\text{C}$ $A = 0,96$; при $t_{\text{п.п.}} = -6^{\circ}\text{C}$ $A = 0,86$ і при $t_{\text{п.п.}} = 0^{\circ}\text{C}$ $A = 0,76$.

Ефективний тепло- і масообмін в апаратах з насадкою можна досягти тільки при рівномірному і достатньому зрошуванні насадки, а також відповідних співвідношеннях між кількістю рідини, що стікає по насадці і швидкістю руху газу, який рухається в протилежному напрямку. Недостача зрошення не забезпечує повного змочування насадки, що зменшує поверхню контакту між рідиною та газом, надлишок рідини викликає часткове затоплення насадки, що також зменшує поверхню контакту. Збільшення швидкості газу веде до внесення дисперсної вологи.

Застосування регулярної гофрованої насадки дає змогу збільшити діапазон густини зрошування до $4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ і швидкості газу від 1 м/с

до 3,5 м/с на відміну від рекомендованих для насадкових апаратів густини зрошування в межах $1,4 \cdot 10^{-3} \dots 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ і швидкості газу від 1 до 3 м/с [5]. На графіках залежності аеродинамічного опору контактної камери з регулярною насадкою від густини зрошування і швидкості руху повітря спостерігаються дві області з різними кутами нахилу ліній залежності $\Delta P = f(H_w)$.

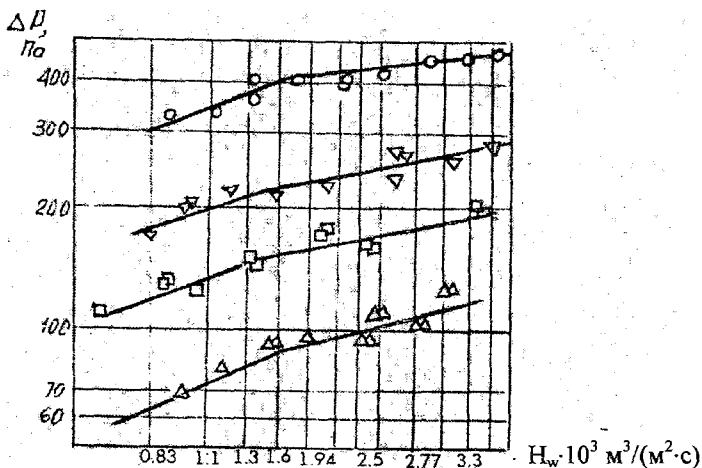


Рис 2. Аеродинамічний опір контактної камери:
 $\Delta - \omega = 2,25 \text{ м/с}$; $\square - \omega = 2,7 \text{ м/с}$;
 $\nabla - \omega = 2,95 \text{ м/с}$; $O - \omega = 3,5 \text{ м/с}$; $h = 525 \text{ мм}$

Точка перелому кожної лінії відповідає значенню густини зрошування, при якій відбувається повна змочуваність насадки.

Аеродинамічний опір контактної камери при максимальних значеннях густини зрошування і швидкості руху повітря міститься в межах від 400 до 500 Па.

З порівняння аеродинамічного опору регулярної гофрованої насадки з неупорядкованими кільцями Рашига КК-50 [6] випливає, що при всіх однакових умовах аеродинамічний опір регулярної гофрованої насадки в 2...2,5 рази нижчий.

Встановлено, що інтенсивне винесення дисперсії вологи з контактної камери починається при швидкості руху повітря понад 3,5 м/с, що

потребує встановлення краплеуловлювачів при створенні апаратів, розрахованих на великі швидкості руху повітря.

Список літератури

1. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1983. – 319 с.
2. Теплообменники для утилизации тепла уходящих газов //Сумитото дзикинай ико, Нснп.Ров 1985, 33, №99. – (яп).
3. Даракчиев Р.Д., Конев Н.Н. Пасхалев Г.П., Истаткова Е.П. Исследование возможности интенсификации контактных экономайзеров при помощи новых высокоэффективных насадок //Теплоэнергетика. – 1985. – № 3. – с. 71–73.
4. Берман Л.Д. Определение средней разности энтальпий воздуха и воды при расчете градирен и мокрых кондиционеров //Холодильная техника. – 1960. – №1. – с. 34–37.
5. Бакластов А.М., Горбенко В.А., Удыма П.Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок. – М.: Энергоиздат, 1981. – 330 с.
6. Утилизация низкопотенциальных тепловых ресурсов на химических предприятиях /В.Г.Григорьев, В.К.Нейман, С.Д.Чураков и др. – М.: Химия, 1987. – 240 с.

УДК 536.34

Е.С.Малкін, доктор технічних наук, професор

П.М.Гламаздин, доцент

Київський національний університет будівництва і архітектури

НОВІ ТЕНДЕНЦІЇ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОПАЛЮВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ

Розглянуто аналіз процесів теплообміну сучасних опалювальних приладів. Для забезпечення можливості коректного порівняння приладів при близьких характеристиках запропоновано порівняти їх за здатністю забезпечувати мінімальне розрегулювання системи опалення на протязі опалювального сезону та роботу системи при найбільш економічному графіку температур теплоносія.