

Міністерство освіти і науки України
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 6

Київ КНУБА 2003

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 6. Відповідальний редактор А. А. Худенко. — К.: КНУБА, 2003. — 104 с.

У збірник включені результати наукових досліджень в галузі опалення, вентиляції, теплопостачання та газопостачання.

Розрахований на працівників науково-дослідних і проектних організацій, викладачів, аспірантів та докторантів.

Редакційна колегія: А. А. Худенко (відп. редактор), Ю. К. Росковшенко (заст. відп. ред.), М. В. Степанов (відп. секретар), Е. С. Малкін, В. М. Михайленко, Є. П. Григоровський, О. Л. Підгорний, В. Є. Писарев, В. В. Трофимович, П. М. Єнін, Н. А. Швачко, А. Ф. Строй, В. П. Корбут, П. Л. Зінич, С. Ю. Прокоф'єв, Г. Глінцерер, С. І. Борисенко.

Адреса редакції: Повітрофлотський проспект, 31, КНУБА
03037, Київ, УКРАЇНА
Телефон 249-72-56

Рекомендовано до випуску Вченою радою КНУБА, протокол № 42 від 04.07.2003.

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання (постанова Президії ВАК України № 1—05/6 від 12.06.2002 р.).

Збірник “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання” представлений на сайті Національної бібліотеки України ім. акад. В. І. Вернадського www.nbuv.gov.ua.

© Київський національний університет
будівництва і архітектури, 2003

ІНФОРМАЦІЯ



У травні 2003 р. на засіданні спеціалізованої Вченої ради при Київському національному університеті будівництва і архітектури (КНУБА) відбувся публічний захист дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук Корбута Вадима Павловича на тему “Енергозберігаючі технології створення повітряно-теплових режимів теплових електростанцій”.

В основу дисертації покладено концепцію енергозберігаючих технологій створення повітряно-теплого режиму ТЕС з використанням багатозональних аераційно-механічних систем організації повітрообміну та тепловикористання, що розроблена на базі комплексу теоретичних і експериментальних досліджень. Досліджено та враховано особливості формування та розвитку термогравітаційних (конвективних) потоків в умовах електростанцій. Запропоновані технології впроваджені на ряді крупних ТЕС України та країн СНД.

Корбут Вадим Павлович народився 10 грудня 1946 р. у м. Києві. До 1971 р. працював в інституті “Київпроект”. Після закінчення Київського інженерно-будівельного інституту в 1971 р. вступив до аспірантури і підготував кандидатську дисертацію (керівник, докт. тех. наук, професор Б. М. Лобаєв). З 1975 р. працює на кафедрі теплогазопостачання і вентиляції КНУБА. Він опублікував понад 120 наукових статей, науково-методичних розробок, монографій та навчальних посібників, має 35 авторських свідоцтв і патентів на винаходи. У 1996 р. В. П. Корбут нагороджений відзнакою “Відмінник освіти України”, а у 2002 році йому присвоєно почесне звання “Заслужений будівельник України”. Він є дійсним членом академії будівництва України, головою правління ЗАТ “Енергомонтажвентиляція”. Нагороджений також золотою медаллю “За досягнення в науці” та орденом “Святий Князь Володимир” IV ступеня (2002 р.).

ЗАТ “Енергомонтажвентиляція” має значний досвід науково-дослідних та проектно-конструкторських робіт, підготовки та постачання обладнання, ведення монтажних і налагоджувальних робіт з вентиляції та кондиціонування повітря. Виконуються науково-дослідні роботи з формування повітряного і теплового режимів споруд різного призна-

чення, вдосконалення теплообмінного і повітророзподільного обладнання та систем кондиціонування повітря.

Протягом багатьох років В. П. Корбут є науковим керівником комплексних науково-технічних програм, які з 1991 р. виконуються у межах державної програми "Створення систем і обладнання екологічно безпечних енерготехнологічних комплексів України" і тісно пов'язані з планами держбюджетної тематики КНУБА. Основні напрями робіт: наукове обґрунтування та вдосконалення систем локалізації пилогазових і теплових шкідливостей ТЕС та АЕС, розробка фізико-математичних моделей формування повітряного та теплового режимів у теплонапружених об'ємах будівель різного призначення. В. П. Корбутом розроблено теоретичні основи природної турбулентної конвекції біля вертикальних тепловіддавальних поверхонь (монографія), розроблено та широко впроваджено нові конструкції витяжних аераційних пристроїв при будівництві головних корпусів ТЕС та АЕС із безліхтарним покриттям, а також енергоекологічно ефективні технології формування повітряно-теплових режимів ТЕС і обладнання для їх реалізації.

УДК 697.9:621;697:621

О. Т. Возняк, канд. техн. наук, доцент

А. О. Ковальчук, аспірант

Національний університет

"Львівська політехніка"

ПОВІТРОРОЗПОДІЛ ЗУСТРІЧНИМИ НЕСПІВВІСНИМИ КРУГЛИМИ СТРУМИНАМИ

Нині існує значна кількість різноманітних конструкцій повітро-розподілювачів та схем роздачі припливного повітря як у верхню, так і в робочу зону приміщень [1]. Найбільш раціональним способом повітро-розподілу є подача припливного повітря безпосередньо в робочу зону. Для цього використовуються повітророзподілювачі з високою інтенсивністю погасання параметрів (швидкості V і температури t) припливного повітря. Характерною властивістю таких припливних струмин є підвищена турбулентність у порівнянні із спрямованими струминами.

Одним із способів підвищення турбулентності є використання взаємодії зустрічних припливних струмин. Можна розрізнити взаємодію співвісних зустрічних струмин, струмин спрямованих під кутом одна до одної та неспіввісних зустрічних струмин.

Існує ряд повітророзподілювачів, де використовується ефект взаємодії співвісних та неспіввісних струмин. Згідно з [1] існують повітро-розподілювачі, що представляють влаштування зустрічних повітровипускників власне як варіант перфорації для панельних повітророзподілювачів, де повітровипускні отвори розташовані в кілька рядів.

У цій роботі розглядається можливість досягнення високої інтенсивності погасання параметрів при роздачі припливного повітря неспіввісними зустрічними припливними струминами, що взаємодіють між собою. Розглядається ефект взаємодії зустрічних неспіввісних струмин, що витікають з насадки при відстані між осями зустрічних струмин понад $0,5d_0$ і відстані між зустрічними насадками від $12d_0$ до $33d_0$. В результаті взаємодії струмин утворюється результуючий повітряний потік, який безпосередньо надходить у робочу зону. Основна увага в даній роботі приділена саме дослідженню залежності характеристик результуючого потоку від умов взаємодії струмин.

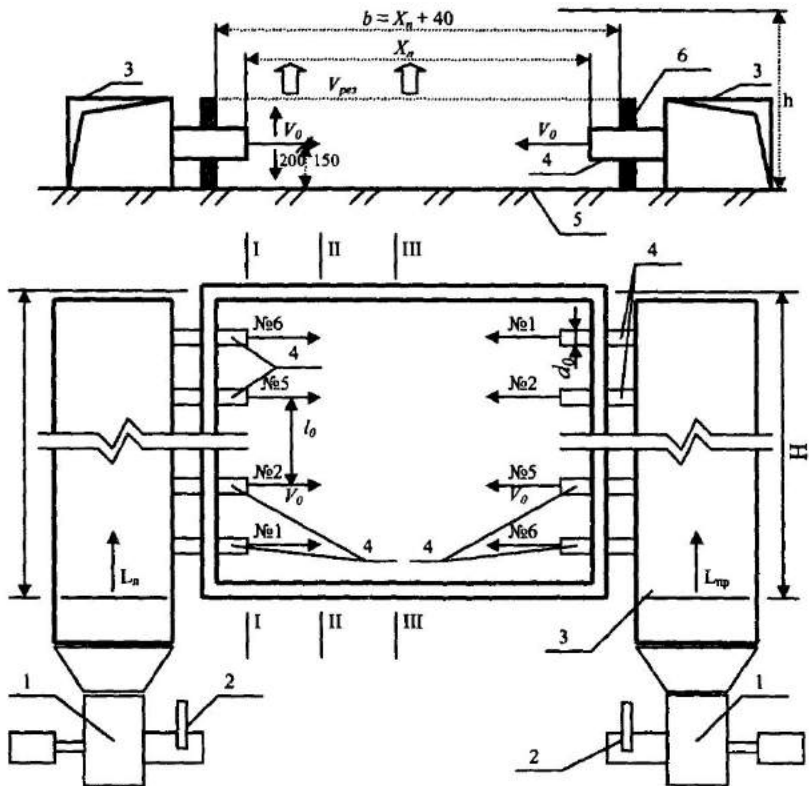


Рис. 1. Схема експериментальної установки

1 – вентиляційний агрегат; 2 – заслінка; 3 – повітропровід $a \times b = 350 \times 350$ мм; 4 – приливні циліндричні насадки $d_0 = 50$ мм та їх номери (1+6); 5 – основа; 6 – конструктивна частина повіторозподільвача: I-I; II-II; III-III, IV-IV, V-V – характерні перерізи приливних струмин; h – відстань до характерної площини полів швидкостей

Важливою характеристикою такого потоку є рівномірність швидкості його руху по всій площині, з якої він спрямовується у робочу зону, що характеризується коефіцієнтом нерівномірності ϕ : $\phi = V_c / V_{max}$, де V_c та V_{max} – відповідно, середня та максимальна швидкість повітря в живому перерізі повіторозподільвача.

Мета даної роботи – вивчити характер розповсюдження результуючого повітряного потоку, визначити та оптимізувати коефіцієнт нерівномірності потоку ϕ для різних випадків взаємодії зустрічних неспіввісних струмин, а саме: при різних значеннях співвідношення відстаней між осями зустрічних струмин (l_0), відстані між зустрічними

насадками (X_n) та співвідношення витрат повітряних потоків, що взаємодіють (L_n та L_{np}).

Експериментальні дослідження проводились на установці, схема якої представлена на рис. 1. Експериментальні дослідження були проведені при таких умовах та спрощеннях:

- струминні ізотермічні;
- припливні насадки – циліндричні патрубки з коефіцієнтом погасання швидкості $m = 6,8$;
- їхній діаметр не змінювався і становив $d_0 = 50$ мм;
- лінійний розмір повітропроводів не змінювався і становив $H = 1,5$ м;
- відстань між осями насадок l_0 була змінною і становила:
 $l_{01} = 100$ мм $= 2d_0$; $l_{02} = 150$ мм $= 3d_0$; $l_{03} = 200$ мм $= 4d_0$;
- довжини струмин X_n , що взаємодіють, були змінними і становили:
 $X_{n1} = 0,6$ м $= 12 d_0$; $X_{n2} = 0,8$ м $= 16 d_0$; $X_{n3} = 1,0$ м $= 20 d_0$;
 $X_{n4} = 1,2$ м $= 24 d_0$;
- співвідношення витрат повітряних потоків $\bar{L} = L_n / L_{np}$, що взаємодіють, змінювалось і становило: $\bar{L}_1 = 1,0$; $\bar{L}_2 = 2,0$; $\bar{L}_3 = 3,0$;
- початкова швидкість повітря в припливних насадках знаходилася в межах: $V = 5 - 15$ м/с.

Заміри швидкості руху повітря V здійснювалися термоелектроанемометром ТА-9 із використанням координатника із сіткою точок 5×5 см у перерізах: I-I; II-II; III-III; IV-IV; V-V. Для проведення експериментальних досліджень була складена матриця планування 4-факторного експерименту без врахування ефекту взаємодії факторів, тобто було прийнято лінійну математичну модель. В якості вхідних факторів були прийняті величини:

- $x_1 = l_0 / d_0$ – відносна відстань між осями патрубків;
- $x_2 = X_n / H$ – відносна відстань між повітропроводами;
- $x_3 = L_n / L_{np}$ – співвідношення витрат повітряних потоків у повітропроводах; цей фактор був введений для створення пульсаційного режиму виходу повітряного потоку і забезпечення тим самим динамічного мікроклімату в приміщенні;
- $x_4 = h / H$ – відносна координата.

Функцією відгуку (параметром оптимізації) служить коефіцієнт нерівномірності $\varphi = V_c / V_{\max}$, де V_c та V_{\max} – відповідно, середня та максимальна швидкість результуючого потоку повітря в розрахунковій площині повітродіподілювача.

Таким чином, необхідно встановити функціональну залежність $\varphi = f(x_1; x_2; x_3; x_4)$.

Матриця планування 4-факторного експерименту

N	$x_1 = x / X_n$	$x_2 = h / H$	$x_3 = L_n / L_{np}$	$x_4 = L_n / L_{np}$	ϕ
1	-	-	-	-	0,53
2	+	-	-	-	0,77
3	-	+	-	-	0,83
4	+	+	-	-	0,87
5	-	-	+	-	0,45
6	+	-	+	-	0,70
7	-	+	+	-	0,75
8	+	+	+	-	0,80
9	-	-	-	+	0,42
10	+	-	-	+	0,67
11	-	+	-	+	0,73
12	+	+	-	+	0,78
13	-	-	+	+	0,35
14	+	-	+	+	0,60
15	-	+	+	+	0,65
16	+	+	+	+	0,70

Отримане рівняння регресії має вигляд:

$$\phi = 66,19 + 7,44 \frac{x}{X_n} + 10,19 \frac{h}{H} - 3,69 \frac{L_n}{L_{np}} - 4,94 \frac{l_0}{d_0} \quad (1)$$

На підставі аналізу коефіцієнтів регресії констатуємо:

- суттєвий вплив на поведінку функції відгуку виявляють фактори x_2 (відносна поперечна координата h / H) та x_1 (відносна поздовжня координата x / X_n), а фактори x_3 (співвідношення витрат) та x_4 (відносна відстань між осями патрубків) – впливають не так істотно;
- чисельне збільшення поздовжньої та поперечної координат веде до зростання функції відгуку, а збільшення співвідношення витрат та відносної відстані між осями патрубків – до її спадання;

Отже, для досягнення підвищення коефіцієнта нерівномірності результуючого потоку ϕ необхідно збільшити відстані від повітровипускних насадок до площини робочої зони, а відстань між осями патрубків та співвідношення витрат – зменшити.

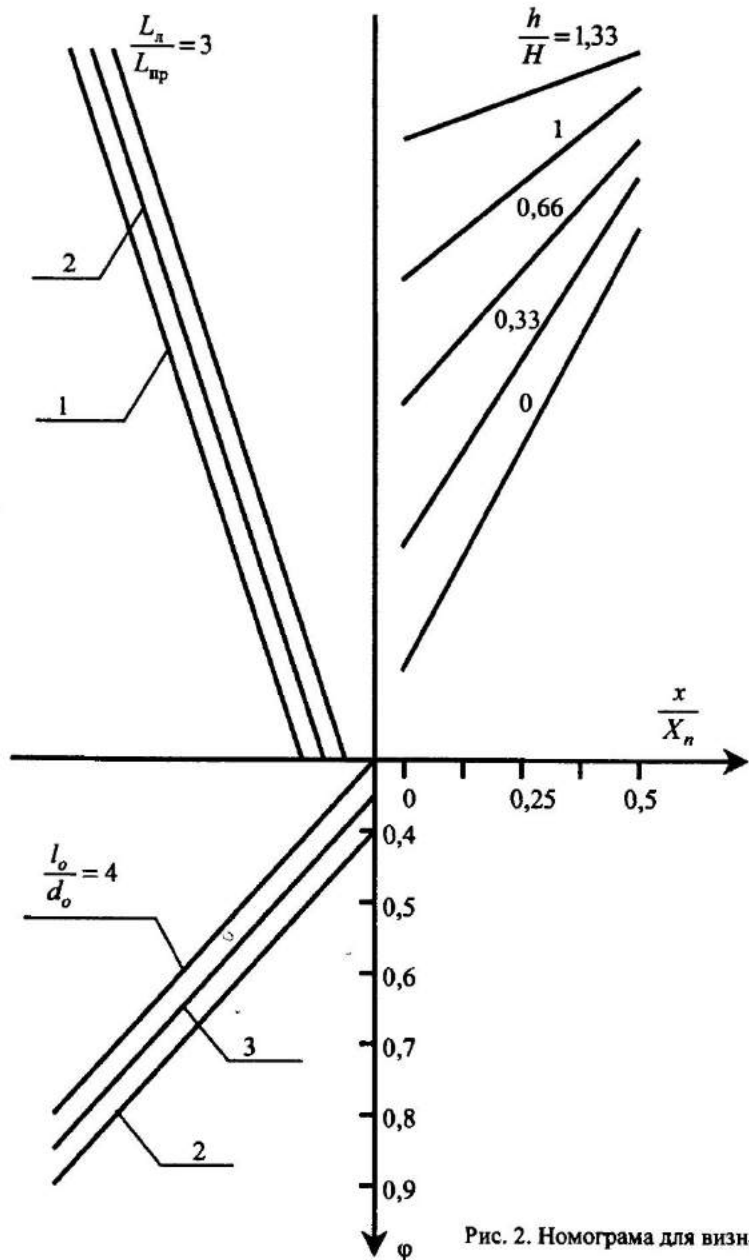


Рис. 2. Номограма для визначення φ

За результатами експериментальних досліджень складена номограма – рис. 2.

Представлена номограма апроксимована залежністю (2):

$$\varphi = 0,1 - 0,05 \cdot \frac{l_o}{d_o} + 0,52 - 0,04 \cdot \frac{L_n}{L_{np}} + 0,05 \cdot \left(1 + 4,5 \frac{h}{H} + \left(10 - 6 \cdot \frac{h}{H} \right) \cdot \frac{x}{X_n} \right). \quad (2)$$

Згідно з отриманими експериментальними даними, оптимальними лінійними співвідношеннями для отримання достатньо високого ступеня рівномірної швидкості виходу результуючого повітряного потоку, тобто максимального значення φ , є такі: $x / X_n = 0,5$; $h / H = 0,15$; $L_n / L_{np} = 1$ ($L_n = L_{np}$); $l_o / d_o = 2$. При цьому ефективність застосування зустрічних неспіввісних круглих струмин буде максимальною.

На основі отриманих результатів констатуємо:

- визначено та оптимізовано коефіцієнт нерівномірності потоку φ для різних випадків взаємодії зустрічних неспіввісних круглих струмин, а саме: при різних значеннях відносних відстаней від повітровипускних насадок до площини робочої зони x/X_n та h/H , а також відносних відстаней між осями циліндричних патрубків (l_o / d_o) та співвідношення витрат повітряних потоків, що взаємодіють (L_n та L_{np});
- побудовано номограму та отримано розрахункові залежності для визначення φ ;
- визначено, що для досягнення підвищення коефіцієнта нерівномірності результуючого потоку φ необхідно збільшити відстані від повітровипускних насадок до площини робочої зони, а відстань між осями патрубків та співвідношення витрат повітряних потоків, що взаємодіють, – зменшити;
- обґрунтовано, що ефективність застосування взаємодії зустрічних неспіввісних круглих струмин в повітророзподілювачах для подачі повітря в робочу, а також у верхню зону приміщення, є високою.

Використана література

1. Справочник проектировщика ЧП Вентиляция и кондиционирование воздуха / Под ред. И. Г. Староверова. – М., Стройиздат, 1977. – 502 с.
2. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. – М., Стройиздат, 1978. – 274 с.
3. *Гримитлин В. Н.* Распределение воздуха в помещениях. – М., Стройиздат 1982. – 163 с.
4. *Возняк О. Т.* Вплив взаємодії струмин на повітророзподіл у приміщенні // Вісн. НУ “Львівська політехніка”. – Львів. 2001. – С. 27–31.

АНАЛІЗ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МІСЦЕВИХ ВІДСМОКТУВАЧІВ

Зменшення втрат тиску в місцевих опорах, зокрема всмоктувальних вентиляційних пристроїв (відсмоктувачів), є актуальною задачею.

У зв'язку з цим нами проведені дослідження коефіцієнтів місцевих опорів циліндричних відсмоктувачів (рис. 1) за ізотермічних умов. Коефіцієнт місцевого опору ζ визначався за методикою І. Є. Ідельчика [7,8]. При визначенні ζ приймалось розрідження, що відповідає максимальному виміряному статичному тиску з врахуванням його зміни на вхідній частині патрубку на відстані до $4d_0$ від всмоктувального отвору. Результати експериментальних досліджень зміни коефіцієнтів місцевого опору ζ при втіканні повітря у відсмоктувачі наведені на рис. 2 та у таблиці. Встановлено, що для зменшення значень величини ζ доцільно збільшувати товщину стінки місцевих відсмоктувачів (рис. 1, 2, таблиця), тобто змінювати умови підтікання всмоктуючого повітря.

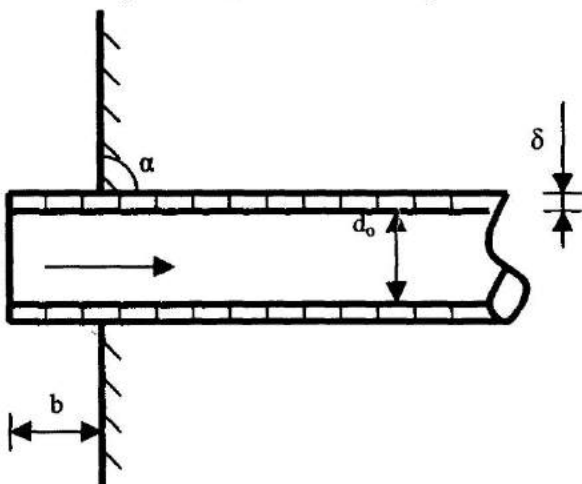


Рис. 1. Схема місцевого відсмоктувача з діаметром всмоктувального патрубка d_0 та товщиною стінки δ

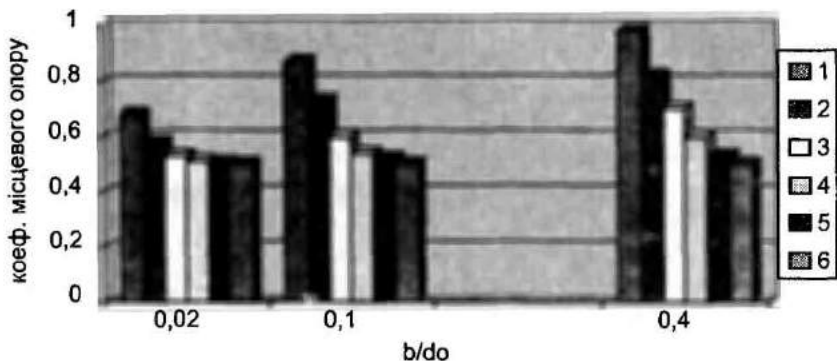


Рис. 2. Графік зміни величини коефіцієнта місцевого опору ζ відсмоктувачів циліндричної форми (рис. 2) при $b/d_0 < 0,5$ та $\alpha = 90^\circ$:

1 – $\delta/d_0 \approx 0,00$; 2 – $\delta/d_0 = 0,01$; 3 – $\delta/d_0 = 0,02$; 4 – $\delta/d_0 = 0,03$; 5 – $\delta/d_0 = 0,04$; 6 – $\delta/d_0 = 0,05$.

Математичний аналіз результатів досліджень, проведений на основі методу найменших квадратів [5,6], зведений у таблиці.

Таблиця

Математичні залежності зміни величини ζ відсмоктувачів циліндричної форми (рис. 1)

№ п/п	Вид місцевого відсмоктувача	Графічна залежність	Формули	Примітки
1	2	3	4	5
1	Рис. 1.	Рис. 2.	$\zeta = 0,61 + 2,54(b/d_0) - 3,54(b/d_0)^2$	$b/d_0 < 0,5$; $\alpha = 90^\circ$
2			$\zeta = 0,54 + 1,81(b/d_0) - 2,4(b/d_0)^2$	
3			$\zeta = 0,5 + 1,03(b/d_0) - 1,19(b/d_0)^2$	
4			$\zeta = 0,5 + 0,42(b/d_0) - 0,4(b/d_0)^2$	
5			$\zeta = 0,5 + 0,12(b/d_0) - 0,14(b/d_0)^2$	
6			$\zeta = 0,5$	

Примітки: d_0 – діаметр патрубка, м; b – змінна відстань, м; α – кут нахилу відсмоктувача, град.

Аналіз даних наведених на рис. 2 та в таблиці показав: влаштування напівобмеженого стікання місцевого відсмоктувача майже у двічі зменшує значення його місцевих опорів порівняно із відсмоктувачем з вільним стіканням; збільшення товщини стінки місцевого відсмоктувача зменшує значення його місцевих опорів, порівняно із відсмоктувачем з умовно тонкими стінками.

Висновки

Влаштування напівобмеженого стікання місцевого відсмоктувача майже у двічі зменшує значення його місцевих опорів порівняно із відсмоктувачем з вільним стіканням; збільшення товщини стінки місцевого відсмоктувача зменшує значення його місцевих опорів, порівняно із відсмоктувачем з умовно тонкими стінками.

Графічні залежності (рис. 2) є придатні для наближеного визначення коефіцієнтів місцевого опору місцевих відсмоктувачів.

Математичні залежності (таблиця) є універсальні та придатні для наближеного розрахунку коефіцієнтів місцевого опору місцевих відсмоктувачів. Використання цих залежностей дозволяє оптимізувати місцеві відсмоктувачі за конструктивним вирішенням.

Використана література

1. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.

2. *Торговников Б. М., Табачник В. Е., Ефенов Е. М.* Проектирование промышленной вентиляции / Справочник. – К.: Будівельник, 1983. – 256 с.

3. *Богословский В. Н.* и др. Отопление и вентиляция. Ч. 11: / Под. Ред. В. Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.

4. *Czernous A., Zukowski S.* Wykorzystanie wywiewników miejscowych dla ochrony powietrza w pomieszczeniu. Politechnika Warszawska. XXI Sympozjum-AQUA 2000. Plock, 2000. – s.324...329.

5. *Лелянов С. П.* Определение параметров нелинейной регрессии методом наименьших квадратов. Заводская лаборатория, 1967, № 1. – 14...17 с.

6. *Львовский Е. Н.* Статистические методы построения эмпирических формул. – Высшая школа, 1988. – 238 с.

7. *Идельчик И. Е.* Гидравлические сопротивления. – М.: Госэнергоиздат, 1954. – 316 с.

8. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ ВИКОРИСТАННЯ КОНІЧНИХ МІСЦЕВИХ ВІДСМОКТУВАЧІВ У ВИРОБНИЦТВІ

Ефективне вентилявання приміщень є важливою задачею, яка пов'язана зі зменшенням капітальних і експлуатаційних затрат на виробництві. Зокрема, важливим при цьому є удосконалення конструкцій місцевих відсмоктувачів [1–5], кожна з яких можна характеризувати втра-тами тиску і зміною осьової швидкості всмоктувального струменя.

У зв'язку з цим, нами проведені дослідження розподілення осьових швидкостей (рис. 2, табл. 1) та коефіцієнтів місцевих опорів (рис. 3, табл. 2) відсмоктувачів конічної форми (рис. 1, табл. 1, 2) за ізотермічних умов. Повітряні потоки відсмоктувачів (рис. 1) досліджувались по характеру зміни їх осьової швидкості V_{ox} . Коефіцієнт місцевого опору ζ визначався за методикою І. Є. Ідельчика [8,9].

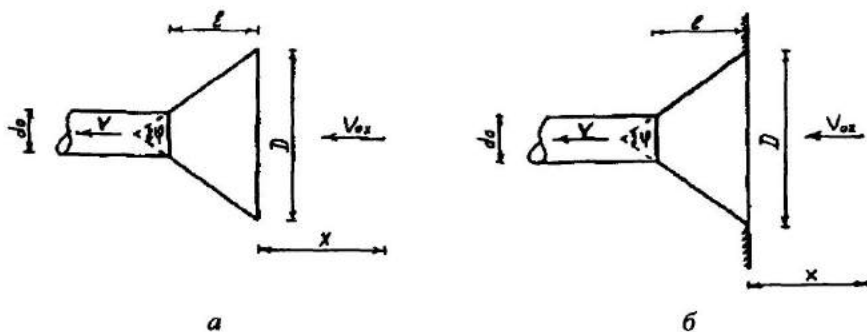


Рис. 1. Схеми конічних відсмоктувачів:

a – вільний з діаметром всмоктувального отвору D при куті розкриття входних країв φ ; *b* – напівобмежений з діаметром всмоктувального отвору D при куті розкриття входних країв φ

Результати експериментальних досліджень зміни відносних швидкостей (V_{ox}/V) та коефіцієнтів місцевого опору ζ при втіканні повітря у відсмоктувачі (рис. 1) при ізотермічних умовах наведені на рис. 2, 3 та у табл. 1, 2. Встановлено, що для інтенсифікації активної зони та змен-

шення значень коефіцієнтів місцевих опорів ζ вільних місцевих відсмоктувачів доцільно влаштовувати напівобмежене стікання повітряного потоку (рис. 2, 3, табл. 1, 2).

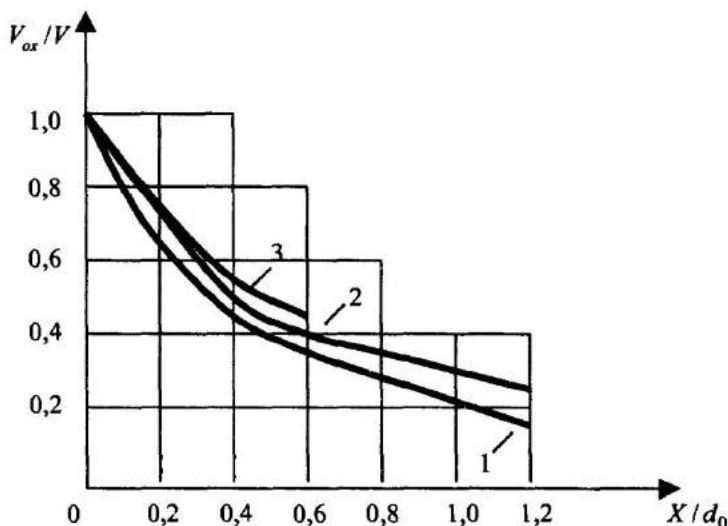


Рис. 2. Графік зміни відносної осьової швидкості $\overline{V_{ox}}$ ($\overline{V_{ox}} = V_{ox}/V$, V_{ox} – осьова швидкість на відстані x від всмоктувального отвору, м/с; V – середня за витратою швидкість у всмоктувальному отворі, м/с) з відносною відстанню \overline{X} ($\overline{X} = X/d_0$, X – біжуча осьова координата, м; d_0 – діаметр патрубку (рис. 1), м) при втіканні повітря у відсмоктувачі конічної форми (рис. 1 а, б):

1 – вільний з гострими краями (рис. 1 а, $\varphi = 60^\circ$, $l/D = 0,49$); 2 – напівобмежений (рис. 1 б, $\varphi = 60^\circ$, $l/D = 0,49$); 3 – вільний з гострими краями (рис. 1 а, $\varphi = 21^\circ$, $l/D = 1,5$)

Математичний аналіз результатів досліджень, проведений на основі методу найменших квадратів [6,7], зведений у табл. 1, 2.

Аналіз кривих (рис. 2, 3) показав: напівобмежені відсмоктувачі мають у 1,3–1,5 рази більшу зону дії, ніж вільні такої ж форми; напівобмежені відсмоктувачі мають приблизно у 1,1–2 рази менше значення коефіцієнтів місцевого опору, ніж вільні такої ж форми; кращі кінематико-аеродинамічні характеристики має напівобмежений конічний відсмоктувач з кутом розкриття країв $\varphi = 60^\circ$.

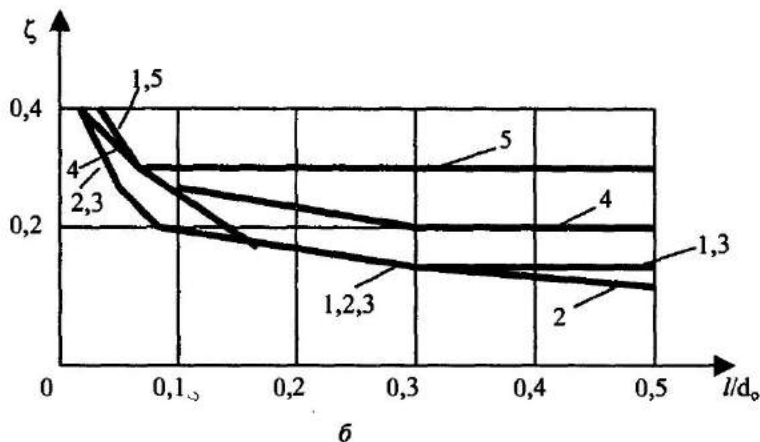
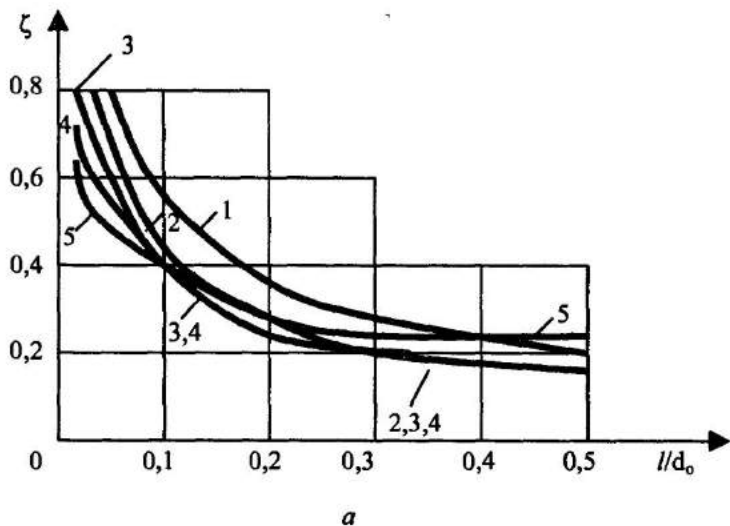


Рис. 3. Графіки зміни коефіцієнтів місцевого опору відсмоктувачів конічної форми (рис. 1 а, б):

а) вільного (рис. 1 а) з діаметром всмоктувального отвору D при куті розкриття вхідних країв φ (1 - $\varphi = 30^\circ$; 2 - $\varphi = 45^\circ$; 3 - $\varphi = 60^\circ$; 4 - $\varphi = 90^\circ$; 5 - $\varphi = 120^\circ$); б) напівобмеженого (рис. 1 б) з діаметром всмоктувального отвору D при куті розкриття вхідних країв φ (1 - $\varphi = 30^\circ$; 2 - $\varphi = 45^\circ$; 3 - $\varphi = 60^\circ$; 4 - $\varphi = 90^\circ$; 5 - $\varphi = 120^\circ$)

Математичні залежності зміни відносної осевої швидкості $\overline{V_{ox}}$ (V_{ox}/V) повітряного потоку з відстанню \overline{X} (X/d_0)

№ п/п	Тип місцевого відсмоктувача	Вид місцевого відсмоктувача	Графічна залежність	Номер кривої	Формули
1	Вільний конічний з діаметром всмоктувального отвору D ($\varphi = 60^\circ, l/D = 0,49$)	Рис. 1, а	Рис. 2	1	$\frac{V_{ox}}{V} = 0,99 - 1,43 \left(\frac{X}{d_0} \right) + 0,66 \left(\frac{X}{d_0} \right)^2$
2	Напівобмежений конічний з діаметром всмоктувального отвору D ($\varphi = 60^\circ, l/D = 0,49$)	Рис. 1, б		2	$\frac{V_{ox}}{V} = 0,98 - 1,15 \left(\frac{X}{d_0} \right) + 0,42 \left(\frac{X}{d_0} \right)^2$
3	Вільний конічний з діаметром всмоктувального отвору D ($\varphi = 21^\circ, l/D = 1,5$)	Рис. 1, а		3	$\frac{V_{ox}}{V} = 1 - 1,31 \left(\frac{X}{d_0} \right) + 0,55 \left(\frac{X}{d_0} \right)^2$

Примітки: 1. x – біжуча осева координата, м; V_{ox} – осева швидкість на відстані x від всмоктувального отвору, м/с; V – середня за витратою швидкість у всмоктувальному отворі, м/с; d_0 – діаметр всмоктувального патрубку, м; D – діаметр всмоктувального отвору, м; l – змінна відстань, м; φ – кут розкриття відсмоктувача, град. 2. Математичні залежності дійсні при $x/d_0 < 1,4$.

**Математичні залежності зміни коефіцієнтів місцевих опорів ζ
відсмоктувачів конічної форми**

№ п/п	Тип місцевого відсмоктувача	Вид місцевого відсмоктувача	φ , град	Графічна залежність	Номер кривої	Формули
1	2	3	4	5	6	7
1	Вільний конічний	Рис. 1, а	30	Рис. 3, а	1	$\zeta = 0,9 - 3,15(l/d_0) + 3,5(l/d_0)^2$
			45		2	$\zeta = 0,86 - 3,72(l/d_0) + 4,64(l/d_0)^2$
			60		3	$\zeta = 0,75 - 3,32(l/d_0) + 4,29(l/d_0)^2$
			90		4	$\zeta = 0,71 - 3,19(l/d_0) + 4,45(l/d_0)^2$
			120		5	$\zeta = 0,62 - 2,12(l/d_0) + 2,78(l/d_0)^2$
2	Напів-обмежений конічний	Рис. 1, б	30	Рис. 3, б	1	$\zeta = 0,4 - 1,42(l/d_0) + 1,85(l/d_0)^2$
			45		2	$\zeta = 0,31 - 0,86(l/d_0) + 0,89(l/d_0)^2$
			60		3	$\zeta = 0,325 - 1,06(l/d_0) + 1,43(l/d_0)^2$
			90		4	$\zeta = 0,375 - 1,06(l/d_0) + 1,43(l/d_0)^2$
			120		5	$\zeta = 0,4 - 0,7(l/d_0) + 1,01(l/d_0)^2$

Примітки:

1. d_0 – діаметр патрубку; l – змінна відстань, м; φ – кут розкриття відсмоктувача, град;

2. Математичні залежності дійсні при $(l/d_0) \leq 0,2$.

Висновки

Графічні залежності (рис. 2, 3) є придатні для визначення осьової швидкості, довжини зони дії та значень коефіцієнтів місцевого опору відсмоктувачів конічної форми.

Математичні залежності (табл. 1, 2) є універсальні та придатні для наближеного розрахунку осьової швидкості, довжини зони дії та значень коефіцієнтів місцевого опору відсмоктувачів конічної форми при $l/d_0 \leq 0,2$.

Напівобмежені відсмоктувачі мають у 1,3–1,5 раза більшу зону дії, ніж вільні такої ж форми; напівобмежені відсмоктувачі мають приблизно у 1,1–2 рази менше значення коефіцієнтів місцевого опору, ніж вільні такої ж форми.

Кращі кінематико-аеродинамічні характеристики має напівобмежений кінцевий відсмоктувач з кутом розкриття країв $\varphi = 60^\circ$.

Використання графічних (рис. 2, 3) та математичних залежностей (табл. 1, 2) дозволяє оптимізувати місцеві відсмоктувачі за конструктивним вирішенням, а отже, й зменшити економічні затрати на виробництві.

Використана література

1. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
2. *Торговников Б. М., Табачник В. Е., Ефенов Е. М.* Проектирование промышленной вентиляции / Справочник. – Киев: Будівельник, 1983 – 256.
3. *Богословский В. Н.* и др. Отопление и вентиляция. Ч 11: / Под ред. В. Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.
4. *Czernous A., Zukowski S.* Wykorzystanie wywiewników miejscowych dla ochrony powietrza w pomieszczeniu. Politechnika Warszawska. XXI Sympozjum-AQUA 2000. Plock, 2000. – s. 324...329.
5. *Жуковський С. С., Черноус О. В.* Експериментальні дослідження кінематичних характеристик ізотермічних всмоктувальних повітряних потоків. VI Міжнародна наукова конференція “Актуальні проблеми будівництва та інженерії довкілля”. Львів – Кошице – Жешув: Ч П. – Львів, 2001. – 14 – 18 с.
6. *Леянов С. П.* Определение параметров нелинейной регрессии методом наименьших квадратов. Заводская лаборатория, 1967, № 1. – 14...17 с.
7. *Львовский Е. Н.* Статистические методы построения эмпирических формул. – Высшая школа, 1988. – 238 с.
8. *Идельчик И. Е.* Гидравлические сопротивления. – М.: Госэнергоиздат, 1954. – 316 с.
9. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

РЕГУЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРЯ ЗА ДОПОМОГОЮ РЕГЕНЕРАТИВНИХ ПОБІЧНО-ВИПАРНИХ ПОВІТРООХОЛДЖУВАЧІВ

В деяких цехах і виробничих ділянках підприємств станкоінструментальної, електронної, фармацевтичної, кондитерської та цукрової промисловості, на складах для деяких видів продукції за технологічними умовами необхідно підтримувати температуру повітря 10...25 °С та відносну вологість 5...40%.

Низька відносна вологість може бути досягнута при осушенні повітря холодильними машинами, вологопоглинаючими водними розчинами абсорбентів, які, в свою чергу, охолоджуються оборотною або артезіанською водою чи холодильними машинами, та абсорбційними апаратами. Використання холодильних машин пов'язано із значними енерговитратами, а використання тільки сорбційних осушувачів повітря не може забезпечити у теплий період низькі температури чи температури, близькі до температури атмосферного повітря внаслідок нагріву повітря при сорбуванні з нього вологи. До того ж сорбційні апарати мають невеликий діапазон зміни тепловолісних параметрів повітря на виході з установки.

Як відомо, джерелом для виробництва холоду може бути використана термодинамічна невривноваженість у системі "повітря – вода", яка виражена психометричною різницею температур ($t_c - t_m$), де t_c – температура сухого термометра, а t_m – температура мокрого термометра. Виробництво холоду можливе при обробці повітря в регенеративних побічно-випарних повітроохолоджувачах (РПВП) з охолодженням повітря до температури точки роси. Схема РПВП показана на рис. 1 а, а на рис. 1 б – процеси обробки повітря на H-d-діаграмі вологого повітря.

Повний потік G_n повітря охолоджується при контакті з сухою поверхнею внутрішньої стінки (стан т. 2', рис. 1а), потім на виході з РПВП розподіляється на два потоки: корисний G_k і допоміжний G_d . Допоміжний потік рухається протитоком з іншого боку стінки, що зволожується водою, насичується вологою за рахунок теплоти повного потоку повітря і станом т. 3 викидається у навколишнє середовище. Корисний потік повітря (стан т. 2) використовується за призначенням.

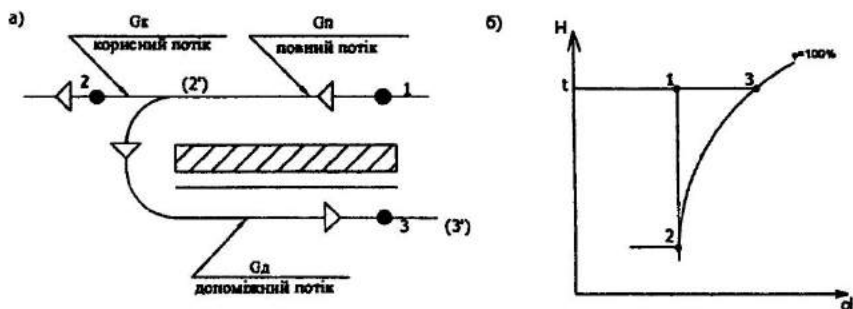


Рис. 1. Схема регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача (а) і процесу обробки повітря на H-d-діаграмі (б)

У роботі [1] розглянуті питання нормалізації вологісного стану повітря у спорудах в холодний період року. Представлено заходи щодо запобігання конденсації вологи у приміщеннях, у тому числі такий захід, як осушення повітря охолодженням. Однак задача регулювання температури та відносної вологості повітря, що подається в приміщення потребує подальшого розгляду. При вирішенні цієї проблеми цікавим є сумісне використання регенеративних побічно-випарних повітроохолоджувачів та сорбційних осушувачів повітря, що знайшло вирішення у пропозиції [2].

На кресленнях (рис. 2,4,6,8) наводимо схеми щодо регулювання параметрів повітря за допомогою регенеративних побічно-випарних повітроохолоджувачів з варіантами виконання, а на рис. 3,5,7,9 відповідно графіки на H-d-діаграмах вологого повітря, що пояснюють їх дію.

Повітроосушувальна установка (рис. 2) включає вентиляторний агрегат 1, сорбційний осушувач повітря 2, що з'єднані повітропроводом 3, регенеративний побічно-випарний повітроохолоджувач 4 з патрубками повного 5, корисного 6 та допоміжного 7 потоків повітря. Патрубок повного 5 потоку повітря з'єднаний з повітропроводом 3, а патрубок корисного 6 потоку повітря з осушувачем повітря. Повітроосушувальна установка (рис. 4) додатково містить обводний повітропровід 8 з регулюючим клапаном повітря 9, який з'єднує повітропровід 3 з патрубком корисного потоку повітря 6 регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача 4. Повітроосушувальна установка містить клапан повного потоку повітря 10, що розташований на патрубку повного потоку повітря 5 регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача 4. Повітроосушувальна установка (рис. 6) додатково містить повітряний канал 11 з повітряним регулюючим клапаном 12, який з'єднує повітро-

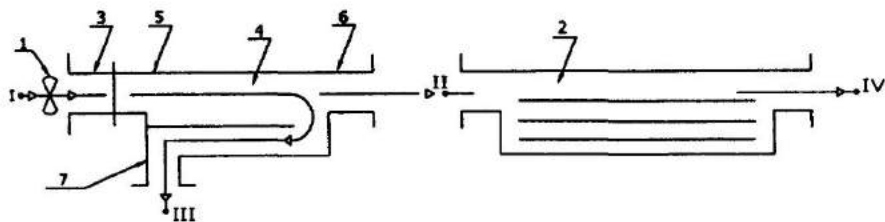


Рис. 2. Схема регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача з осушувачем повітря

провід 3 з патрубком допоміжного потоку повітря 7, та допоміжний повітропровід 13 з допоміжним регулюючим клапаном 14, який з'єднує патрубок допоміжного потоку повітря 7 за повітряним каналом 11 з патрубком корисного потоку повітря 6 регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача 4. Повітроосушувальна установка (рис. 8) додатково містить на повітропроводі 3 за вентиляторним агрегатом 1 допоміжний сорбційний осушувач повітря 15.

В схемах на рис. 2,4,6,8 використання регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача дає змогу за рахунок термодинамічної нерівноважності у навколишньому середовищі знизити температуру повітря, що подається в осушувач. При зменшенні температури зазначеного повітря підвищується сорбційна спроможність сорбента осушувача, та зменшується температура повітря, яка подається до споживача. Крім того, саме використання регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача дає змогу знизити енерговитрати на обробку повітря, його охолодження в порівнянні з традиційними холодильними машинами.

Використання обвідного повітропроводу з регулюючим клапаном повітря дозволяє за рахунок змішування корисного потоку повітря та необробленого потоку атмосферного повітря отримати параметри повітря на виході з регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача у межах від параметрів атмосферного повітря до його температури точки роси. Це дозволяє з допомогою регулюючого клапана змінювати стан повітря (температуру та відносну вологість) на виході з повітроосушувальної установки і разом з тим допомагає споживачеві повітря регулювати його параметри після повітроосушувальної установки з урахуванням змін у стані атмосферного повітря та своїх технологічних потреб.

Використання клапана повного потоку повітря дозволяє у деяких режимах перепускати повітря в обхід регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача, наприклад, по обвідному повітропроводу.

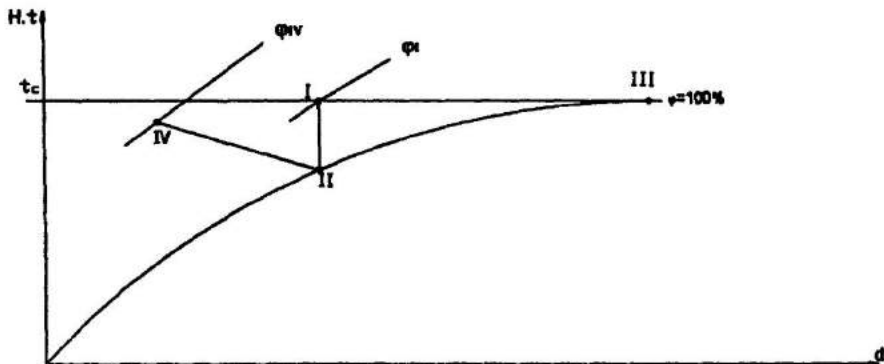


Рис. 3. Процеси обробки повітря на H-d-діаграмі у РПВП за схемою на рис. 2

Використання повітряного каналу з повітряним регулюючим клапаном та допоміжного повітропроводу з допоміжним регулюючим клапаном дає можливість за рахунок перепуску атмосферного повітря до допоміжного потоку повітря та наступного змішування з корисним потоком повітря у більш широкі межі змінювати параметри повітря перед сорбційним осушувачем повітря внаслідок цього розширити межі тепловолігісних параметрів повітря на виході з повітроосушувальної установки.

Спорядження повітроосушувальної установки допоміжним сорбційним осушувачем повітря дозволяє ефективно працювати при високій відносній вологості атмосферного повітря і цим забезпечити роботу установки у теплий період року при будь-яких тепловолігісних параметрах атмосферного повітря.

Таким чином, запропонована удосконалена повітроосушувальна установка розширює діапазон зміни тепловолігісних параметрів на виході з установки за рахунок зниження нижньої межі температур повітря та забезпечує економію енергоресурсів та охолодження повітря.

Повітроосушувальна установка працює таким чином.

Потік повітря з навколишнього середовища за допомогою вентиляторного агрегату 1 всмоктується у повітроосушувальну установку (рис. 2) та скрізь повітропровід 3 і патрубок повного потоку повітря 5 поступає у регенеративний побічно-випарний повітроохолоджувач 4. Далі згідно з відомим принципом роботи регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача 4 потік повітря з навколишнього середовища стану I (рис. 3) (позначення стану повітря на кресленнях та H-d-діаграмах вологого повітря співпадають) у ньому розділяється на

дві частини: корисний та допоміжний. Допоміжний потік насичується вологою за рахунок теплоти повного потоку повітря і викидається у навколишнє середовище у стані т. III скрізь патрубок допоміжного потоку повітря 7 (рис. 2). Корисний потік повітря, охолоджений з параметрами т. II (рис. 3) поступає крізь патрубок корисного потоку повітря 6 (рис. 2) у сорбційний осушувач повітря 4, де осушується, та за рахунок теплоти сорбції, що виділяється при поглинанні сорбентом вологи із повітря, трохи підігрівається. Стан повітря на виході із установки характеризується т. IV (рис. 3). З параметрами т. IV повітря використовується за призначенням. Використання регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача 4 (рис. 2) дозволяє за рахунок термодинамічної нерівноважності у атмосферному повітрі охолодити потік повітря перед сорбційним осушувачем повітря 2 і тим компенсувати підігрів повітря у осушувачі повітря 2. Межею значення температури повітря у т. II (рис. 3) є температура точки роси.

При використанні обвідного повітропроводу 8 (рис. 4) з регулюючим клапаном 9 при необхідності відкриття регулюючого клапана 9 частина повітря з навколишнього середовища спрямовується у обхід регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача 4. Це дозволяє на виході з патрубка корисного потоку повітря 6 отримувати при змішуванні корисного і атмосферного потоків повітря різну температуру повітря, що спрямовує у сорбційний осушувач повітря 2, і цим регулювати параметри повітря на виході з повітроосушувальної установки. Стан повітря перед осушувачем повітря може змінюватися від описаного т. II до т. I (рис. 5). Як приклад, наведена т. V, при цьому стан повітря на виході з установки – т. IV.

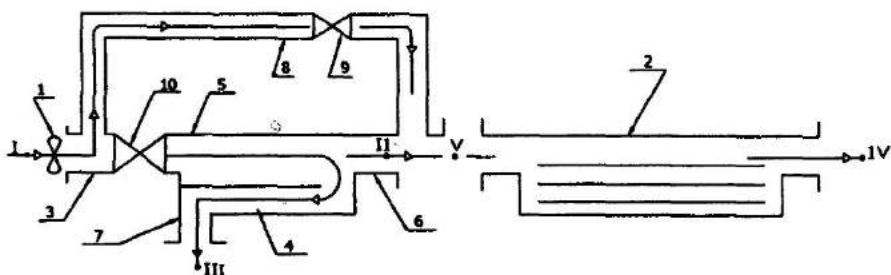


Рис. 4. Схема регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача з осушувачем повітря і обводним повітропроводом

Клапан повного потоку повітря 10 (рис. 4) дозволяє у випадках, коли нема потреби у охолодженні повітря, спрямовувати атмосферне

повітря (кран повного потоку повітря 10 перекрито) повз регенера-
тивний побічно-випарний повітроохолоджувач 4 у сорбційний осушу-
вач повітря 2.

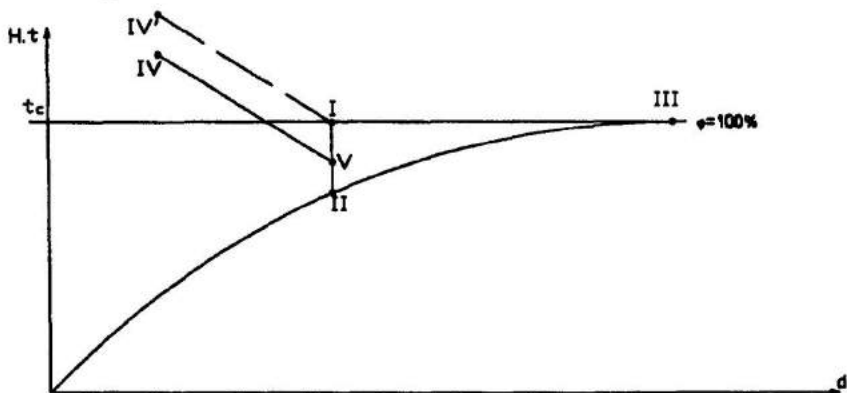


Рис. 5. Процеси обробки повітря на h-d-діаграмі у РПВП за схемою на рис. 4

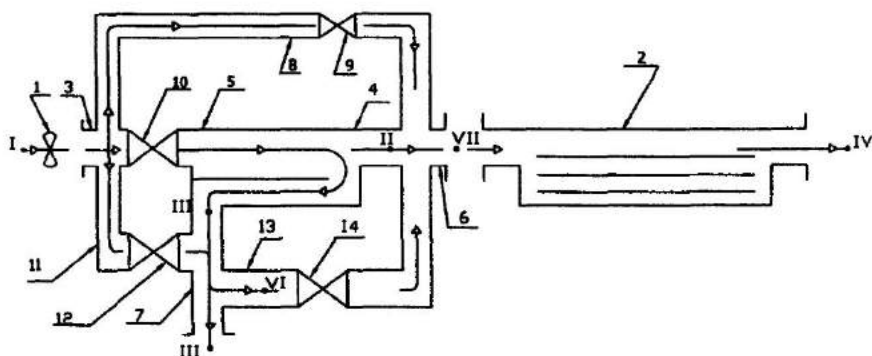


Рис. 6. Схема регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача
з осушувачем повітря, об'єдним повітроводом і повітряним каналом

При використанні повітряного каналу 11 (рис. 6) з повітряним ре-
гулюючим краном 12 та допоміжного повітроводу 13 з допоміж-
ним регулюючим краном 14 при необхідності регулювання відкрит-
тям регулюючого крана 14 можливо у більш ширших межах зміню-
вати параметри повітря перед сорбційним осушувачем повітря 2. На-
приклад (рис. 7), процес змішування атмосферного повітря (стан т. I),
яке поступає по повітряному каналу 11 (рис. 5), з допоміжним потоком

повітря (стан т. 3, рис. 7) визначаються у залежності від ступеня відкриття повітряного регулюючого клапана 12 (рис. 6) точкою на лінії I–III (рис. 7); хай це буде т. VI. Процес змішування повітря стану т. VI з корисним потоком повітря у патрубку корисного потоку повітря 6 (рис. 6) буде визначатися у залежності від ступеня відкриття допоміжного регулюючого клапана 14 точкою на лінії II–VI (рис. 7); припустимо, що це буде т. VII. Таким чином, т. VII може знаходитися на будь-якій частині площини I–II–III, що дозволяє регулювати стан повітря після осушувача повітря 2 (рис. 6) при роботі останнього у сталому режимі у значній межі тепловологісних параметрів атмосферного повітря.

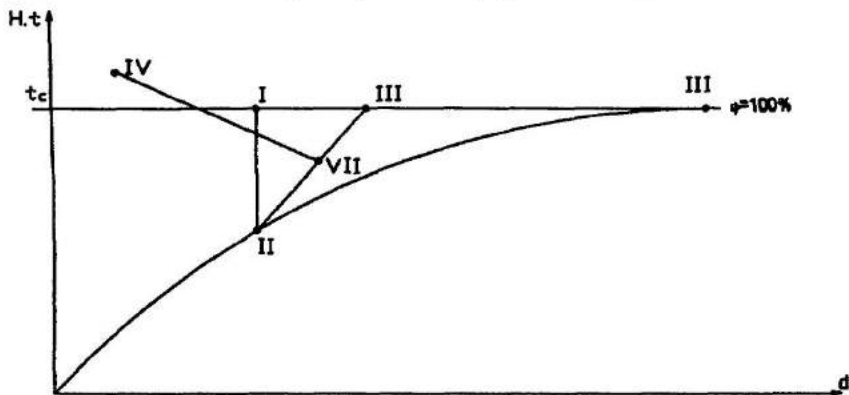


Рис. 7. Процеси обробки повітря на H-d-діаграмі у РПВП за схемою на рис. 6

При наявності допоміжного сорбційного осушувача повітря 15 (рис. 8) реалізуються умови роботи запропонованої повітроосушувальної установки при відповідній вологості атмосферного повітря близької до 100% (стан I, рис. 9). При цьому у допоміжному осушувачі повітря 15 (рис. 8) атмосферне повітря осушується у процесі I–VIII (рис. 9), потім охолоджується у регенеративному побічно-випарному повітроохолоджувачі 4 (рис. 8) у процесі VIII–II (рис. 9) і поступає у сорбційний осушувач повітря 2 (рис. 8), де осушується у процесі II–IV (рис. 9).

Повітроосушувальна установка може бути реалізована з використанням пересувного повітроосушувача [3] продуктивністю 1000 м³/год., який, наприклад, при осушці повітря з $\phi = 80\%$ до $\phi = 30\%$ нагріває у адсорбері повітря від 30°C до 40°C. Оптимальна продуктивність, як відомо, регенеративних побічно-випарних повітроохолоджувачів знаходиться у межах 500 м³ – кілька десятків тисяч м³ на годину. Тобто під такий пересувний повітроосушувач за відомими методами можливо

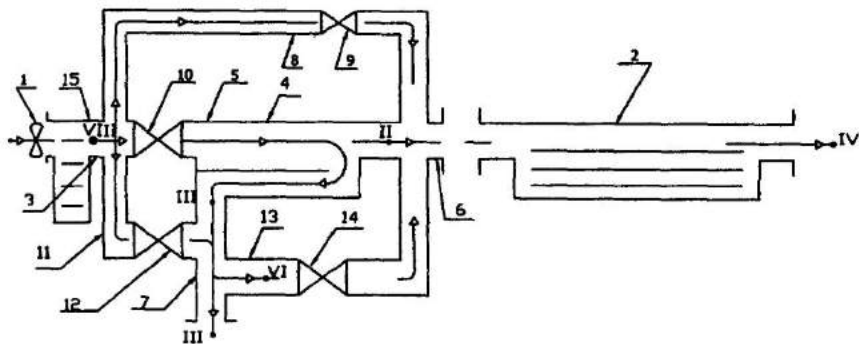


Рис. 8. Схема регенеративного побічно-випарного повітроохолоджувача з осушувачем повітря, обводним повітроводом, повітряним каналом і допоміжним сорбційним осушувачем повітря

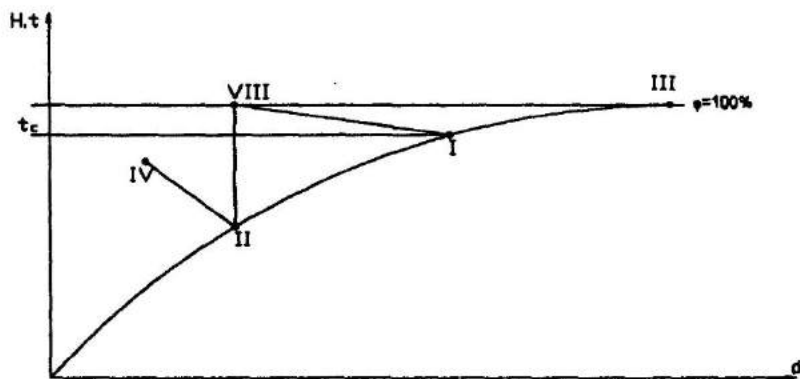


Рис. 9. Процеси обробки повітря на H-d-діаграмі у РПВП за схемою на рис. 8

розрахувати та спроектувати регенеративний побічно-випарний повітроохолоджувач.

На рис. 10 наведено узагальнення можливостей обробки повітря в повітроосушувальних установках згідно з схемами на рис. 2,4,6,8 з урахуванням принципу дії РПВП та сорбційного осушувача повітря. Прийнято для спрощення аналізу, що характеристики осушувача повітря є незмінними. На H-d-діаграмі (рис. 10) є такі процеси:

- а-б – власне процес осушування в установці;
- по лінії I-II – охолодження у РПВП 4 повного (і власне корисного) потоку повітря (схеми на рис. 2,4);

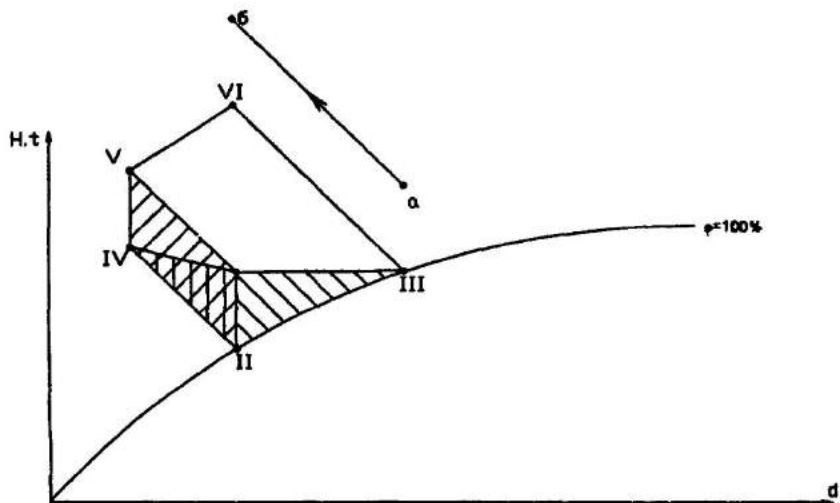


Рис. 10. Узагальнення на H - d -діаграмі вологого повітря процесів тепловологісної обробки повітря у різних модифікаціях повітроосушувальної установки

- по лінії I–II–III обробка повітря у РПВП 4 допоміжного потоку повітря (область I–II–III – область параметрів, котрі можуть забезпечити схеми на рис. 6,8 або тільки РПВП 4 при змішанні корисного, допоміжного та повного (т. I) потоків повітря);
- по лінії II–IV – осушка у сорбційному осушувачі повітря 2 корисного потоку (схеми на рис. 2,4,6,8) (область I–II–IV–I – область параметрів, котрі може забезпечити схеми на рис. 2,4,6,8);
- по лінії I–V – осушка потоку повітря станом I у сорбційному осушувачі повітря 2 при закритих клапанах повного потоку повітря 10 в схемах на рис. 4,6,8 (область I–II–IV–V–I – область параметрів, котрі можуть забезпечити схеми на рис. 4,6,8);
- по лінії III–VI – обробка повітря у схемах на рис. 6,8 у сорбційному осушувачі повітря 2 по змішанню повітря стану II і III, коли частка повітря стану II по відношенню до частки повітря стану III мала. У загальному випадку процес осушення повітря відбувається у напрямку а–б від пунктів лінії I–III (область параметрів II–IV–V–VI–III–II – область параметрів, які можуть забезпечити схеми на рис. 6,8).

Схема на рис. 8 може забезпечити працю повітроосушувальної установки при відносній вологості повітря до 100%.

Таким чином, нові пропозиції по обробці повітря з використанням регенеративних повітроосушувальних установок дозволяють розширити межі зміни тепловологісних параметрів обробленого повітря при одночасній економії енергії на охолодження повітря.

Використана література

1. *Пісарев В. Є., Довгалюк В. Б.* Нормалізація вологого стану повітря у спорудах в холодний період року. Збірник “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”, 2001, вип. 3. – С. 15–22.
2. Патент України № 42182 А. Повітроосушувальна установка. Пісарев В. Є., Довгалюк В. Б. Промислова власність, 2001, № 9.
3. *Сыщиков В. И.* Сорбционные осушители воздуха – Л., Изд-во литературы по строительству. 1969. – 89 с.

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИРОДНОГО ПОВІТРООБМІНУ В ПРИМІЩЕННІ

Посилені дії, що прагнуть до поліпшення теплових характеристик будинків, що будуються, а також існуючих, шляхом ущільнення огорожуючих конструкції, викликали пошуки ефективних методів, що дозволяють провести дослідження дійсної величини повітрообміну в приміщеннях і будинках. Методи маркірування газами, що маркірують, де повітрообмін є функцією змін концентрації газу, обумовленого як показник, належать до більш точних методів, ніж застосовувані методи тиску.

Ідея методу газу, що маркірує, полягає в аналізі змін концентрації газу, який упорскується в повітря. Цей газ не є складовою частиною повітря (т. з. маркер), що відрізняє його від класичного газового методу і що передбачає інший спосіб аналізу одержуваних зразків [1]. У класичному газовому методі аналіз проводиться на основі хімічної реакції, яка відбувається у тестових фільтрах. Метод газу, що маркірує, заснований на використанні резонансного явища захоплення електронів електронегативними молекулами досліджуваних з'єднань, а також іонізуючих властивостей газу. З загальнодоступних, що мають низьке розкривання, безпеку для середовища, термостійкість і хімічну стійкість, обрана шестифториста сірка (SF_6).

Аналіз зміни змісту газу відбувається у хроматографічному наборі, оснащеному детектором ECD. Рис. 1 надає основну схему газового хроматографа. Газ-носії протікає з балона через дозуюче устаткування, хроматографічну колону і детектор. Сигнал детектора для окремих складових проби записується на реєстраторі у виді характеристичних смуг (пиків). Роль реєстратора може виконувати електронний інтегратор або комп'ютер.

Зразок аналізованої суміші, що містить уведений SF_6 , вводиться в потік чистого азоту (N_2) перед хроматографічною колоною. Компоненти аналізованого зразка, які з'являються по черзі, вводяться в детектор, сигнал якого записується на реєстраторі. Час, після якого з'являється складовий елемент на виході колони, вимірюваний з моменту введення зразка в потік несучого газу, призначено для його ідентифікації. Поверхня ж під кривою на хроматографі є пропорційною до кількості складового елемента.

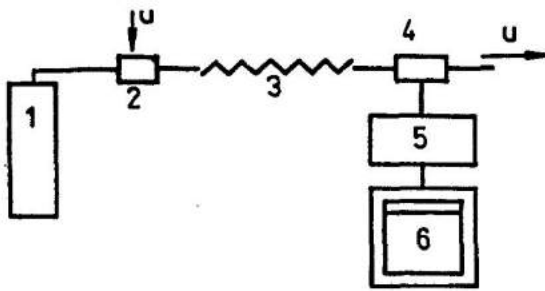


Рис. 1. Схема дослідницької установки з хроматографічною системою
 1 – балон з несучим газом, 2 – дозатор, 3 – хроматографічна колона, 4 – детектор,
 5 – електрометр, 6 – ресстратор, u – витрата газу-носія

Експериментальними об'єктами можуть бути: будівельний об'єкт (приміщення, будинок), матеріал підданий проникненню повітря, елемент або конструкційна система (наприклад, вікно, вентиляційний канал).

Методика досліджень передбачає наступну черговість дій:

- вибір об'єкта, опис визначальних факторів,
- ін'єкція маркера,
- витяг зразка,
- детекція,
- кінцева розробка, інтерпретація, масовий баланс.

Дослідження проводять в лабораторних і натурних умовах.

З метою запобігання помилок в інтерпретації експериментальних результатів виміру з використанням маркерів, завжди варто провести масовий баланс маркера в місці відбору проб, тобто:

Метод із застосуванням маркерів годиться також для практичного використання у всіх випадках, де істотним є якісне і кількісне визначення щільності елемента, головним чином – вікон і дверей.

Використовуючи можливості методу, що маркірує, проведено цікаві з точки зору мікрокліматичного і вентиляційного, дослідження протікань повітря в межах квартири (рис. 2) [2]. Експеримент проведений у приміщеннях квартири площею 75 м^2 , розміщеної на 3 поверсі 5-поверхового будинку. Відповідно до теорії протікань у будинку, квартира ця знаходиться в т. з. нульовій зоні, при утрудненій вентиляції.

Після визначення з рис. 3 тимчасових величин, можна одержати кратність повітрообміну. У приміщеннях 2, 3, 4, 5 (рис. 2) склали во-ни відповідно $n = 0.5, 0.3, 1.0, 1.2 \text{ год}^{-1}$. Для всієї квартири середній повітрообмін склав 0.5 год^{-1} .

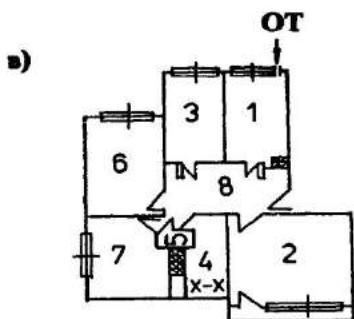
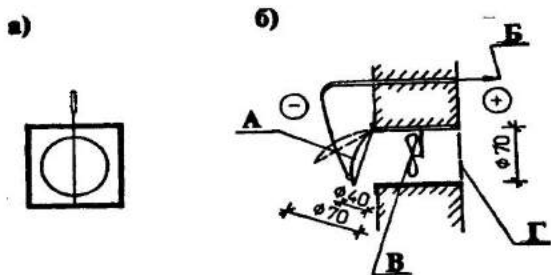


Рис. 2. Схема досліджуваної квартири з рішенням припливної вентиляції зовнішнім отвором:

а) припливний отвір; б) поперечний розріз; в) схема досліджуваної квартири, А) регулюючий трос; Б) дросельна засувка; У) повітряний гвинт; ОТ) розміщення припливного отвору в квартирі і напрямок вітру в час експерименту

$SF_6 \cdot 10^{-10}$,
г/см³ · 10²

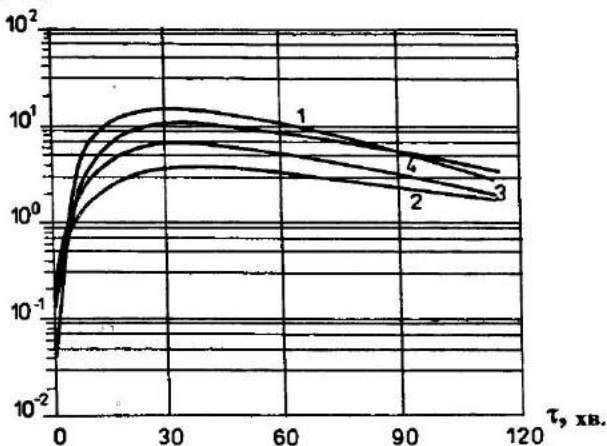


Рис. 3. Діаграма кривих SF_6 і повітрообмін у досліджуваних приміщеннях
1 – приміщення 5 (рис. 3) – повітрообмін $n = 1.2 \text{ год}^{-1}$, 2 – прим. 3 – $n = 0.3 \text{ год}^{-1}$,
3 – прим. 4 – $n = 1.0 \text{ год}^{-1}$, 4 – прим. 2 – $n = 0.5 \text{ год}^{-1}$

Результати досліджень (діаграма кривих C і повітрообмін у приміщеннях) представлені на графіку рис. 3 підтверджують невелику витяжну силу вентиляції ванною (прим. 4, рис. 2) або вбиральні (прим. 5). З балансового аналізу (5) випливає, що близько 60% повітря виходило за територію кухні (прим. 1), з яких тільки 10% було перехоплено каналом ванною (прим. 5), а близько 18% проникнуло в кімнату, яка є сусідньою з кухнею (прим. 2). Цікавим був факт протікання в кімнату, розташовану по тій же стороні, що і кухня (прим. 3) близько 14% використаного повітря. Це не відповідає прийнятим принципам вентиляції, що визначає головний напрямок протікання потоку на підвітряну сторону або в напрямку вакууму, що знаходиться у вентиляційних каналах.

Відносно значне протікання використаного повітря в приміщення 3 може бути пов'язане з напрямком припливу і витяжки повітря крізь щілини у вікні (коефіцієнт повітропроникності для вікон $a = 1.5 \text{ м}^3/\text{мчасПа}^{0.7}$). Створений вакуум був настільки великий, що викликав засмокування повітря з кухні. Кількісне визначення величини протікання, що дає метод, який маркірує, може бути додатне для практичного рішення відповідної сукупності протікання повітря в області квартири і необхідності установки додаткових отворів або припливних регуляторів.

Висновки

Метод, що маркірує, може знайти широке застосування для рішення проблем вентиляції й інфільтрації повітря, щільності і визначення повітрообміну.

Метод має велику точність, вимірювальну чутливість і можливість складання масового балансу газу, що маркірує.

Кількісне визначення величини протікань і повітрообміну дає можливість аналізувати правильність прийнятих конструкційно-функціональних рішень, а також стосуються щільності навколишньої конструкції і необхідності установки додаткових отворів або припливних регуляторів.

Використана література

1. *Piotrowski J., Faryniak L., The Application of Chromatography Method in the Research into Infiltration Heat Losses. Institute of Heating and Ventilating Warsaw University of Technology, Warsaw, 1994, p. 111 + 114.*
2. *Piotrowski J., Individual System of Air Intake in Rooms with Tight Partitions. Elsevier, Oxford, 2000, p. 693 - 698.*

УДК 536.1

А. А. Худенко, *докт. техн. наук, проф.*,
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ТЕПЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТОСОВНО ЖИВИХ ОРГАНІЗМІВ

Вступ

Теплове моделювання стосовно живих організмів застосовують у медицині, радіобіології, пожежній техніці, санітарно-гігієнічному нормуванні мікроклімату приміщень та багатьох інших галузях науки і техніки. Головною метою теплового моделювання є визначення тепловтрат організму в залежності від факторів навколишнього середовища і нормування допустимого опромінювання різного виду енергіями.

У роботі [1] наведені результати теплового моделювання впливу на метаболізм птахів температурних параметрів навколишнього середовища. Аналіз результатів теплового моделювання теплоізоляційного покриття більше як 30 різновидів арктичних та тропічних птахів наведений у роботі [2]. Характеристика методів теплового моделювання у відношенні до людини у скафандрі космонавта наведена у роботі [3].

Методика теплового моделювання, за якою проводились дослідження, полягала у наступному: виготовляли геометричну модель об'єкта, який досліджується у вигляді сполучення сферичних та циліндричних форм (рис.1), аналітично визначались тепловтрати моделі і отримані результати порівнювались з експериментальними результатами, які були отримані з біологічних досліджень такого типу організмів. Розходження розрахункових та експериментальних даних складало 10–15% [4].

Крім не досить високої точності такий метод теплового моделювання стосовно живих організмів має інші суттєві недоліки: дуже складно визначати променистий теплообмін, особливо при направленому асиметричному опромінюванні моделі, теплопровідність ізоляційного покриття відповідає тільки тим умовам, за якими відбувались досліди, практично

неможливо визначати метаболізм організму в залежності від зміни параметрів навколишнього середовища.

Мета дослідження

Метою даної роботи є подальше вдосконалення теплового моделювання стосовно живих організмів шляхом застосування термографічного методу визначення теплових параметрів джерел та стоків теплоти.

Сутність вдосконалення методу

Сутність теплового моделювання з використанням термографічних засобів вимірювання полягає у наступному: виготовляють геометрично подібну порожнисту модель живого організму, порожнину моделі заповнюють водою, температуру якої регулюють з метою моделювання метаболізму, на зовнішню поверхню моделі наносять суцільний шар, або покриття у вигляді окремих точок рідинно-кристалічної речовини, яка змінює свій колір в залежності від температури. Точність, з якою реагують рідинні кристали на температурну дію наведена у таблиці [5].

Таблиця

Рідинний кристал	Кольоровий перехід		
	Червоний, °C	Зелений, °C	Синій, °C
№ 32	32,5	33,1	33,7
№ 34	34,7	35,1	35,7
№ 36	36,4	36,8	37,4
№ 38	38,6	39,1	39,7
№ 40	40,6	41,1	41,7
№ 43	43,3	43,9	44,6
№ 45	45,1	45,6	46,2
№ 49	49,8	50,0	51,2

Методика моделювання

Розглянемо методику термографічного теплового моделювання теплообміну людини стосовно такої ситуації: людина у приміщенні з температурою t_n асиметрично опромінюється джерелом променистої теплової енергії. Необхідно визначити коефіцієнт конвективного теплообміну тієї частини поверхні людини, яка опромінюється, площу по-

верхні опромінювання, її температуру та кількість променистої енергії, яка надходить на поверхню тіла людини.

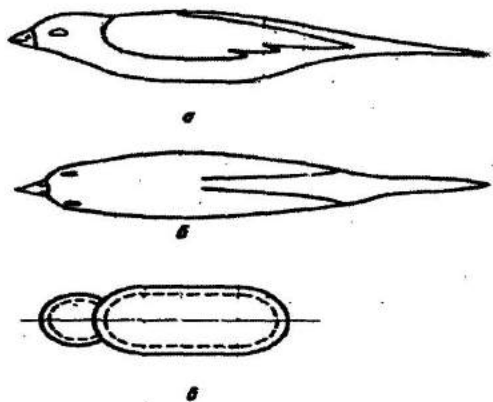


Рис. 1. Схема моделі тіла птаха

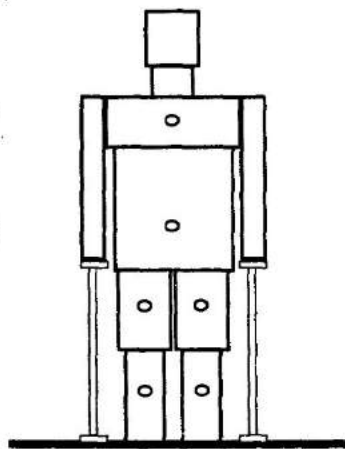


Рис. 2. Схема моделі поверхні людини

Для визначення зазначених параметрів виготовляють порожнистий макет людини (рис. 2).

Порожнину макета заповнюють водою з можливістю підтримувати за допомогою електронагрівника її температуру на рівні 37°C , що відповідає стану спокою людини, коли вона продукує приблизно 100 Вт енергії. Зовнішня поверхня моделі за своїми теплофізичними характеристиками повинна відповідати теплофізичним характеристикам легкого кімнатного одягу. На зовнішню поверхню моделі наносять відповідно підібраний за температурним інтервалом шар рідиннокристалічної речовини. Після включення джерела променистої теплоти і виведення його на стаціонарний режим проводять заміри характеристик температурного поля моделі, за якими визначають параметри, зазначені вище.

Конвективний теплообмін. Коефіцієнт конвективного теплообміну поверхні моделі, яка опромінюється визначають наступним чином. Заміряють площу поверхні опромінювання F_i (вона має інший колір у порівнянні з поверхнею моделі, яка не опромінюється) і враховують за кольоровими показниками термограми її середню температуру t_i . За значеннями t_i і t_n визначають критеріальну залежність $(Gr \cdot Pr)_m$,

$$(Nu)_m \text{ і коефіцієнт конвективного теплообміну } \alpha_k = \frac{Nu_m \cdot \lambda_m}{\ell}.$$

Кількість теплоти, яка надходить у приміщення з площі опромінюваної поверхні моделі внаслідок конвективного її теплообміну буде складати $Q_k = \alpha_x \cdot F_i (t_i - t_n)$.

Променистий теплообмін. Кількість променистої теплоти (результуючий тепловий потік), який надходить з джерела теплоти F_d на поверхню моделі F_i визначається за відомою формулою:

$$Q_{\text{рез}, F_d - F_i} = F_d \cdot \epsilon_{\text{пр}} \cdot C_s \left[\left(\frac{T_d}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{F_d - F_i}.$$

У наведеній формулі невідомим є кутовий коефіцієнт у системі “джерело теплоти – поверхня опромінювання моделі”. Значення кутового коефіцієнта можна визначити як співвідношення ефективних теплових потоків, який надходить з джерела теплоти на поверхню опромінювання F_i і який випромінює у навколишній напівпростір джерело теплоти F_d .

Ефективний тепловий потік, який надходить з джерела теплоти F_d на поверхню опромінювання моделі F_i (її площа визначена за термограмою) з температурою T_i (її значення визначене за термограмою) буде дорівнювати власному і відбитому випромінюванню поверхні F_i , тобто:

$$Q_{\text{эф}, F_d - F_i} = F_i \cdot \epsilon_i \cdot C_s \left(\frac{T_i}{100} \right)^4.$$

Ефективне випромінювання джерела теплоти у напівпростір складає:

$$Q_{\text{эф}, F_d} = F_d \cdot \epsilon_d \cdot C_s \left(\frac{T_d}{100} \right)^4.$$

Кутовий коефіцієнт в системі “джерело теплоти – поверхня опромінювання моделі” дорівнює:

$$\varphi_{F_d - F_i} = \frac{Q_{\text{эф}, F_d - F_i}}{Q_{\text{эф}, F_d}}.$$

За значеннями кутового коефіцієнта визначають кількість променистої теплоти $Q_{F_d - F_i}$, яка надходить з джерела теплоти на поверхню людини.

Значення кутових коефіцієнтів для простих за конфігурацією поверхонь опромінювання можна визначити також аналітично.

Висновки

За результатами досліджень можна зробити такі висновки.

Вдосконалений метод термографічного теплового моделювання може бути ефективно застосований для отримання точної кількісної інформації при дослідженнях теплообміну людини в умовах приміщення і навколишнього середовища, при визначенні нормативів промислового опалення та охолодження, при дослідженні геліосистем та при вирішенні багатьох інших проблем опалювально-вентиляційної техніки.

Окрім кількісної інформації, за допомогою термографічного теплового моделювання можна отримувати також якісну інформацію щодо процесів теплообміну, зокрема щодо ламінарних та турбулентних течій повітря в умовах природної та вимушеної конвекції. При обтіканні тіла, поверхня якого покрита шаром рідиннокристалічної речовини, потоком повітря буде спостерігатись різкий кольоровий перехід ламінарної течії у турбулентну: в місцях переходу суцільне кольорове забарвлення буде переходити в краплинне забарвлення, яке характерне для турбулентного потоку повітря.

Використана література

1. *J. R. King and D. S. Farner* "Energy Metabolism, Thermoregulation and Body Temperature", vol. 2. Comparative Physiology of Birds, edited by Marshall, 1981. – P. 215–287.

2. *R. S. Birkebak and E. A. Lefebvre* "A Review of Insulative Properties of Animal Fur", submitted to Bioenergetics of Animals Conference, AIBS, 1985.

3. *J. D. Hardy*, editor, Physiological Problems in Space Exploration, Charles C Thomas, Publisher, Springfield, Ill., 1964.

4. *Биребак, Криммерс, Лефевр*. Тепловое моделирование в применении к живым организмам. – Труды Америк. общ-ва инж.-мех. Серия С. Теплопередача, № 1, 1966. – С. 137–144.

4. *Купер Т., Филд Р., Мейер Я.* Жидкокристаллическая термография и ее применение для исследования конвективного теплообмена. – Труды Америк. общ-ва инж.-мех. Серия С. Теплопередача, № 3, 1975. – С. 79–81.

ОСОБЕННОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ КОТЛОАГРЕГАТОВ И ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С БАШЕННЫМИ ГРАДИРНЯМИ

При эксплуатации башенных градирен испарительного типа на ТЭС и АЭС возникает проблема избыточного увлажнения воздуха не только территории электростанции, но и за ее пределами, что вызывает обледенение и накопление влаги зданиями и сооружениями, создает дискомфорт и повышенную заболеваемость проживающих вблизи людей, снижает прозрачность атмосферного воздуха, а также изменение в целом микроклимата.

Одним из возможных направлений снижения увлажнения при испарительном охлаждении воды в башенных градирнях является увеличение высоты подъема, а также осушка паровоздушного факела, например, путем совместной работы градирни с выбросными устройствами продуктов сгорания, после котлоагрегатов или газотурбинных установок (ГТУ).

В отечественной практике в 90-х годах на основании ряда зарубежных разработок рассматривалась возможность использования испарительной градирни для отвода продуктов сгорания от ГТУ или котельных установок. Предварительные расчеты показали эффективность данных разработок по улучшению экологической ситуации в санитарно-защитной зоне ТЭС и на прилегающих территориях за счет увеличения высоты подъема газовоздушного факела при организованном сбросе отходящих продуктов сгорания после ГТУ или котлоагрегатов в вытяжную башню градирни. При этом появляется возможность не только улучшить микроклимат на прилегающей территории, но и повысить эффективность работы испарительных градирен и, соответственно, паротурбинной части электростанции в теплый период года.

Практическое внедрение этой разработки предполагает решения ряда конкретных задач, связанных с аэродинамикой внутреннего и внешнего режима градирни, возникающих при введении в нее отходящих газов ГТУ (котлов), а также опытно-конструкторских проработок. Учитывая отсутствие аналогов в отечественной и мировой энергетике

разработок такого рода, рассмотрим некоторые работы, в которых изучается проблема введения дымовых газов в градирню. Анализ основных тенденций градирнестроения за рубежом [1] показывает, что среди новейших проектов – поперечноточные градирни высотой 100 м, с естественной тягой, используемые также для отвода продуктов сгорания. Кроме новых проектов, системы отвода дымовых газов через градирню можно реализовать и на стадии реконструкции действующих электростанций [2, 3].

На наш взгляд, это направление во многом обязано успеху эксплуатации опытной “трубы-градирни” на ТЭЦ Volklingen [4, 5, 6, 7]. На опытном энергоблоке (паровая турбина 205 МВт и газовая турбина 35 МВт) система мокрой сероочистки дымовых газов расположена внутри поперечноточной башенной градирни и удаление очищенных дымовых газов происходит вместе с уходящим из оросителя градирни воздухом через вытяжную башню. Поскольку при мокрой сероочистке дымовые газы охлаждаются от 150° до 50–55 °С, их независимый отвод через высокую дымовую трубу потребовал бы подогрев. Совместное удаление продуктов сгорания и паровоздушной смеси позволило избежать этого.

Остановимся более подробно на конкретных конструктивных предложениях, описывающих систему устройств для ввода дымовых газов в градирню (рис. 1).

В работе [8] предлагается следующая конструкция. Ввод очищенных дымовых газов в градирню 1: газы, (прошедших сероочистку), осуществляется в центр градирни отдельными трубками или центральной трубой 6, которая проходит через каплеуловитель и ороситель. После диффузора 8 в газоотводной трубе предусматривается ороситель и каплеуловитель 9. Для увеличения скорости выполняется суженное сечение 10. Такая конструкция исключает накопление твердых частиц, содержащихся в дымовых газах, на конструкциях оросителя и градирни. Вода, прошедшая ороситель 9, направляется в цикл сероочистки по линии 11.

На рис. 2 представлен иной вариант ввода дымовых газов в градирню, также после сероочистки [9]. Для этого используются несколько труб с подъемными участками, пересекающими водоуловитель градирни и имеющими на выходе очищенных газов свои каплеуловители, предотвращающие попадания в градирню воды, уносимой газами из установки для очистки их от серы. Скорость дымовых газов предлагается принимать равной 5 м/с. На внутренних поверхностях подъемных участков труб выполняются наклонные выступы, с которых вода, падающая из

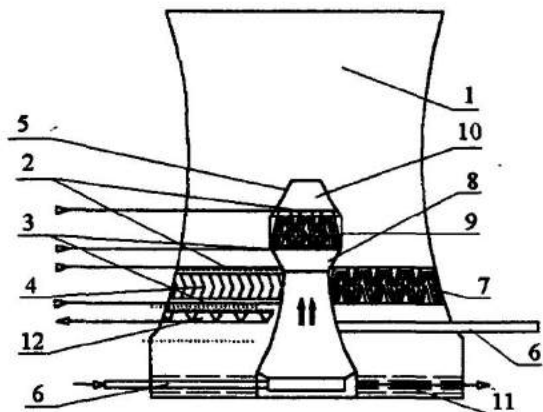


Рис. 1. Устройство для ввода очищенных дымовых газов в градирню

1 – градирня; 2 – насадки для промывки пароулавливателя и очистительных пакетов перепускной трубы сверху вниз; 3 – насадки, для омывания пароулавливателя и очистительных пакетов снизу вверх; 4 – каплеулавливатель; 5 – конфузор перепускной трубы; 6 – ввод дымового газа; 7 – влагоотделитель; 8 – диффузор перепускной трубы; 9 – пакетный каплеуловитель; 10 – выходная труба; 11 – улавливающее устройство для отделяющейся воды; 12 – оросительная система.

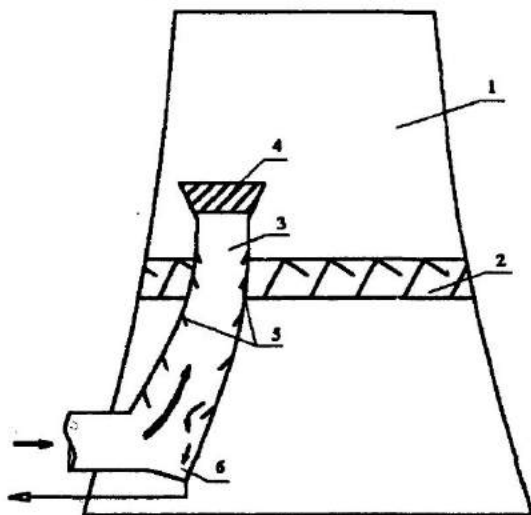


Рис. 2. Устройство для ввода очищенных дымовых газов в градирню

1 – градирня; 2 – влагоуловитель; 3 – перепускная труба; 4 – капленакопитель; 5 – каплеобразующие насадки в перепускной трубе; 6 – основание перепускной трубы-накопителя влаги

каплеуловителя и образующаяся на стенках труб в результате конденсации, должна стекать в виде крупных капель и отводиться затем из расположенного снизу вертикального участка трубы – накопителя влаги для ее повторного использования.

Важным фактором формирования оптимальных режимов градирни в условиях введения в нее дымовых газов являются процессы их перемешивания с воздухом. Используемые для этой цели направляющие пластины создают дополнительное сопротивление и уменьшают естественный воздухообмен градирен. Для устранения этого недостатка в работе [10] предлагается вводить газы центральной трубой 1, из которой они, как видно на рис. 3 распределяются по газовым каналам 3 с помощью кольцевого коллектора 2. Трубы 3 на конце загнуты и могут поворачиваться вокруг своей оси 4. Таким образом, имеется возможность устанавливать оптимальный угол в зависимости от воздушного потока внутри градирни. Дополнительно можно изменять угол наклона газоотводящих труб.

Как дополнительный аргумент в пользу комбинированного решения “труба-градирня” приведем результаты исследований распространения выбросных факелов дымовой трубы и трубы-градирни.

Изучение дымовых факелов трубы и “трубы-градирни” проводилось [5] на моделях, помещенных в аэродинамическую трубу и в реальных условиях эксплуатации опытной ТЭЦ Фельклинген, а также с помощью расчетной трехмерной модели. Результаты экспериментальных исследований на физических и расчетных моделях, а также натурных испытаний удовлетворительно согласуются между собой. На рис. 4 схематически представлены результаты исследований дымовых факелов трубы и “трубы-градирни”. Приведенные результаты исследований показывают значительно большую устойчивость и высоту распространения факела “трубы-градирни” по сравнению с факелом трубы. Указанное положение вполне объяснимо с физической точки зрения, ввиду значительно большего объема выбросного факела из “трубы-градирни” по сравнению с объемом дымовых газов, а также меньшей, чем у воздуха плотностью паровоздушной смеси.

Анализ существующих исследований показывает, что увеличение высоты подъема факела башенных градирен и уменьшение его относительной влажности существенно зависят от:

- способа и уровня подачи в градирню продуктов сгорания после ГТУ или котлов;
- отбора увлажненного и нагретого воздуха из градирни с последующей подачей к компрессорной группе ГТУ или котлам;

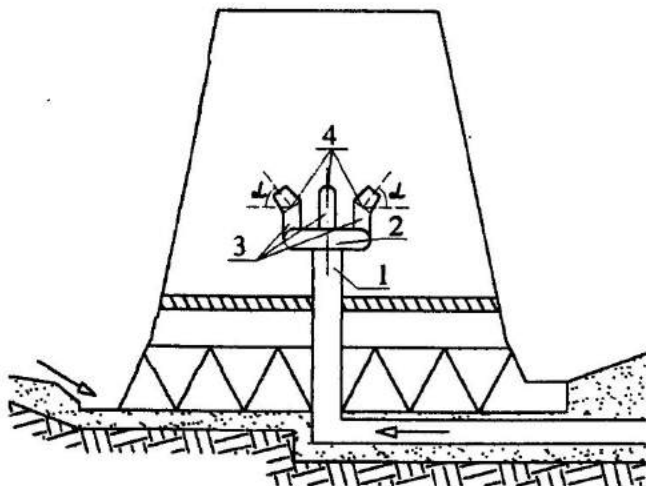


Рис. 3. Устройство для ввода дымовых газов в градирню

1 – центральный ствол; 2 – распределительный кольцевой коллектор; 3 – газовые каналы с регулируемым поворотным выпуском; 4 – ось поворота выпускного патрубка

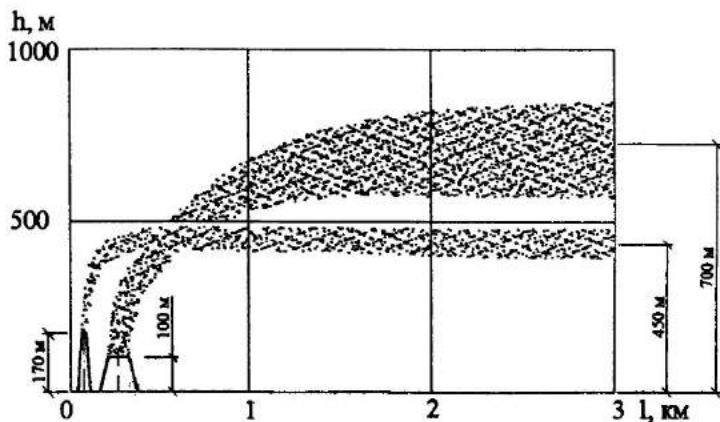


Рис. 4. Выбросные факелы дымовой трубы и "трубы-градирни"

- применения конструктивных элементов, обеспечивающих условия интенсифицированного и равномерного выхода паровоздушного факела из башни, при ветровом воздействии.

На рис. 5 показан вариант подачи в градирню отводящих продуктов сгорания после котлов или ГТУ, и забора воздуха через отверстия наружных ограждений башенной градирни. Принцип действия предлагаемой установки сводится к следующему.

В башенной градирне 3, которая используется для охлаждения циркуляционной воды после конденсатора паровой турбины 6 при традиционной паросиловой энергоустановки, атмосферный воздух за счет контакта с охлаждаемой водой в оросительной системе 5 башенной градирни нагревается и насыщается влагой в результате капельного уноса и частичного испарения циркуляционной воды. Часть этого воздуха после каплеуловителя 4 башенной градирни, в необходимом количестве для сжигания топлива в котлах или газотурбинной установке 1 забирается воздухопроводом 7 из объема градирни 3 и поступает через дутьевые агрегаты в топку теплоагрегатов 1. Уходящие газы после теплоагрегатов направляются в водяной поверхностный подогреватель 2, в котором вырабатывается горячая вода, используемая для целей теплофикации или собственных нужд электростанции. Наличие водоподогревателя 2 определяется параметрами уходящих газов после котлов или ГТУ (в некоторых случаях водоподогреватели не предусматриваются). Продукты сгорания от газотурбинной установки после охлаждения в подогревателе 2 до температуры 150–200 °С по газоходу [8] подаются в верхнюю зону башенных градирен.

На рис. 6 показан вариант совместной работы теплогенераторов с градирней, при котором отбор увлажненного и нагретого в градирне воздуха производится за каплеуловителем из центральной части градирни.

Уходящие газы от котлов или ГТУ подаются выше уровня отбора воздуха. Вытяжные и приточные воздухопроводы расположены по схеме “труба в трубе”, что сокращает площади, занимаемые газоходами. Подвод уходящих газов теплоагрегатов в градирню возможен в одном или двух местах и определяется конструктивными соображениями.

В связи с этим, представляют интерес схемы подачи уходящих газов от котлов или ГТУ в различные устройства, расположенные в устье градирни и предназначенные для увеличения аэродинамического и теплового подъема факела градирни.

Анализ конструктивных решений башенных градирен, существующие теоретические разработки внутренних теплообменников про-

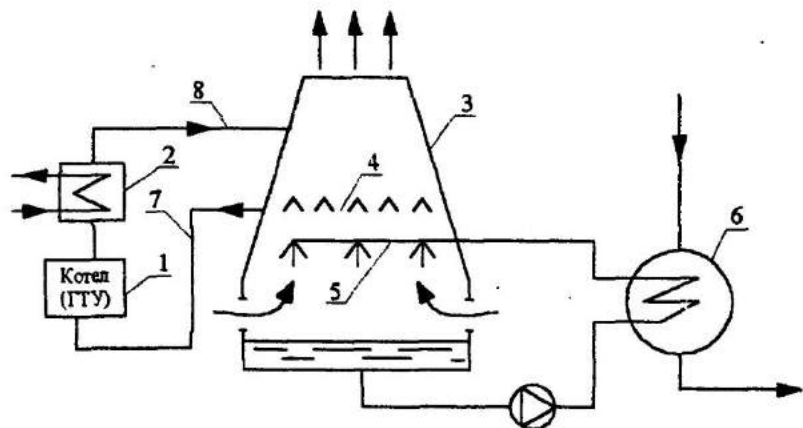


Рис. 5. Схема совместной работы теплоагрегатов (котел или ГТУ) с башенной градирней при подводе отводящих продуктов сгорания в верхнюю зону градирни и заборе воздуха из градирни после каплеуловителя

1 – котел (ГТУ); 2 – водоподогреватель; 3 – башенная градирня; 4 – каплеуловитель; 5 – оросительная система; 6 – конденсатор; 7 – воздуховод; 8 – газоход

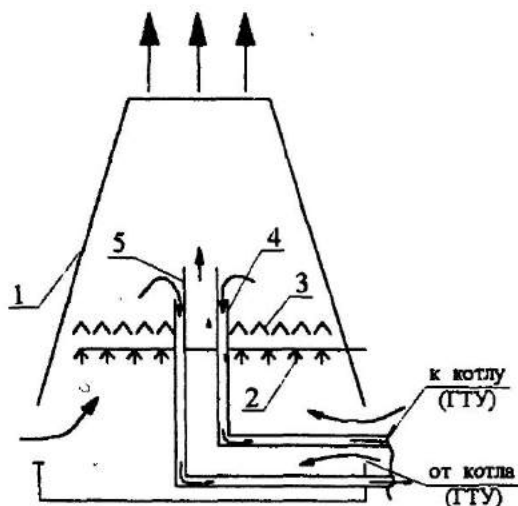


Рис. 6. Совместная работа теплогенераторов с башенной градирней при расположении приточно-вытяжных трубопроводов по схеме "труба в трубе"

1 – башенная градирня; 2 – оросители; 3 – каплеуловители; 4 – забор воздуха для котельной или ГТУ; 5 – сброс уходящих газов от котельной (ГТУ)

цессов показывают значительную недостаточность таких работ в условиях взаимодействия паровоздушного факела после испарительного охлаждения воды с отходящими дымовыми газами котлоагрегатов или ГТУ. Отсутствуют также исследования и предложения по влиянию конструктивных элементов оголовка градирни, а также ввода продуктов сгорания во внутренний объем на аэродинамический и тепловой подъем факела, особенно с ветрового потока. Такое состояние вопроса не позволяет обоснованно управлять процессами эффективной работы градирни и создания нормального микроклимата в районах ТЭС и АЭС.

Литература

1. Джуринский М. Б. Основные тенденции градирнестроения за рубежом. – Энергетическое строительство. – 1990, № 9. – С. 61–63.
2. Romschgasentschweelung ohne Witderaufheirung. (Реконструкция градирен для дымовых газов). – Chem. Rrod. 1987, 16, № 4. – P. 28.
3. Stifler Walter. Durchbruch ohm Probleme Ranchgasableitung durch den Kuhlturn. (Выполнение отверстий в оболочке градирни). Beton. 1988. – С. 306–311.
4. Градирни и сероочистка ТЭС Volkjingen (ФРГ). РЖ энергетика. 1987 г. 6063.
5. Loidinger B., Natusch K., Sholl G./Volkingen фирмы Saarbergerke A. S. (ФРГ). Rouchgasav leitune ijber Kuhlturnl (Удаление дымовых газов через градирню) // “Brenst-Warme-Kroft”; 1485, 37, № 10. – С. 375–379.
6. Heinzkroftwerk Volkingen (ТЭЦ Volkingen) // Brennst-Warm-Kraft. – 1989. 41, № 6. – С. 264–266.
7. Andres Otfried, Bush Sieter, Gebhard Georg, Orther Georg. Rauchgasableitung uber Naturzugkuhlturne (Отвод дымовых газов в атмосферу через башенные градирни). – “Energie”, 1988, 40, № 7. – P. 44–50, 52–53.
8. Hoitrer Meiuз, Idelbuscher Meuirich, Gresch Meuirich, Pewert Heribert, Holter Heinz. Vorzichtung zur Einleitung Von gawaschenen Komchgasen in einen Kuhlturn. (Устройство для ввода очищенных газов в градирню). Заявка ФРГ № 343.37.07 от 14.04.84.
9. Holter Heinz, Igelbuscher Heinreich, Gresch Heinrich, Dewerk Heribert, Einleitrohre in Kuhlturnen (Трубы для подачи очищенных дымовых газов в градирни) Заявка ФРГ. № 3437267 от 11.10.84.
10. Ioryk Sigurd, Anordnung zur Einloitung gerinigter vor-rugsneise nablereinigter, Kauchgase in den Kuhluttstrom lines Kuhlturnes. Saarberwerke. A. C. (Устройство для ввода дымовых газов в градирню). Заявка ФРГ № 3509542 от 16.03.85).

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМУ ПРИМІЩЕНЬ З ЕЛЕКТРИЧНОЮ КАБЕЛЬНОЮ СИСТЕМОЮ ОПАЛЕННЯ ТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНОЇ ДІЇ (ЕКСО-ТА) ПРИ МІНІМАЛЬНІЙ В УКРАЇНІ ТЕМПЕРАТУРІ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ

КиївЗНДІЕП разом із НПП “Елетер” вперше в Україні провів теоретичні [1] й експериментальні [2] дослідження теплофізичних характеристик моделі приміщення типового житлового будинку, обладнаного “теплою” підлогою. Для цієї мети використовувалася найбільш перспективна конструкція електронагрівальної підлоги, що складається з низькотемпературного ізольованого кабелю, покладеного під теплоаккумуляційним шаром важкого бетону. Якщо таку підлогу включати на “зарядку” уночі (наприклад, з 23 до 7 годин ранку, коли “дешева” електроенергія), а інший час використовувати акумуляовану всім приміщенням теплоту, то така система виявиться за капітальними витратами набагато дешевшою інших традиційних систем опалення.

На підставі нової методики, розробленої в КиївЗНДІЕП [1], була досліджена триповерхова модель типового кутового приміщення в натуральну величину багатопверхового будинку з електропідлогою, що працює в акумуляційно-переривчастому режимі. Під час випробувань у кліматичному комплексі КиївЗНДІЕП [2], крім впливу зимових кліматичних умов для найнижчих в Україні розрахункових для опалення зовнішніх температур $t_{н.п} = -25^{\circ}\text{C}$, моделювався також вплив сусідніх приміщень даного поверху, верхнього і нижнього поверхів. Такий великомасштабний експеримент уперше проведений у лабораторних умовах.

Два цикли експериментальних досліджень включали наступні задачі:

1) для електропідлоги товщиною 90 мм (існуюча модель) визначити й експериментально підтвердити умови, при яких основні показники акумуляційно-переривчастого режиму (температура поверхні електропідлоги й амплітуда коливань температури внутрішнього повітря) будуть відповідати діючим в Україні нормам;

2) для підлоги товщиною 160 мм (удосконалений варіант) визначити й експериментально перевірити можливість її експлуатації в аку-

муляційно-переривчастому режимі для всього діапазону розрахункових температур зовнішнього повітря для умов України.

У цій статті розглянемо можливості удосконаленого варіанта електропідлоги.

Режими роботи 160-мм підлоги при зовнішній температурі -25°C

Другий цикл експериментальних досліджень був проведений після реконструкції електропідлоги, при якій поверх існуючої підлоги товщиною $\delta_1 = 90$ мм був покладений додатковий теплоакумулюючий шар. При виборі матеріалу для додаткового шару виходили з результатів розрахунково-аналітичних досліджень, згідно з яким зниженню температури поверхні електропідлоги в теплоакумуляційному режимі сприяє його виконання з матеріалів з максимальним значенням комплексу $(\lambda \cdot \rho)$ – добуток теплопровідності бетону, λ , Вт/(м·К), на його щільність, ρ , кг/м³. Крім того, для зручності монтажу усередині моделі було бажано використовувати готові штучні вироби невеликого розміру. З наявного асортименту будівельних матеріалів найбільш придатною для цієї мети виявилася бетонна тротуарна плитка, що випускається серійно, виміряна щільність якої склала $\rho = 2400$ кг/м³. Для виготовлення додаткового шару була використана плитка прямокутної форми товщиною $\delta = 70$ мм, у підсумку загальна товщина теплоакумулюючого шару після реконструкції електропідлоги склала $\delta_2 = 160$ мм.

Крім того, при реконструкції підлоги були вжиті заходи для підвищення рівномірності температури поверхні підлоги. Для цього по всьому периметру підлоги вертикально до стін були покладені теплоізоляційні прокладки висотою в товщину тротуарної плитки з екструдированого пінополістиролу з дуже низьким коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,029$ Вт/(м·К). Ширина прокладок на границях підлоги із зовнішніми стінами складала 30 мм, а на границях із внутрішніми стінами – 15 мм. Призначення цих прокладок полягає в тому, щоб зменшити відтоки теплоти до зовнішніх і внутрішніх стін моделі і відповідно підвищити температуру граничних зон по периметру підлоги. Зменшення температурної нерівномірності приводить до зниження температурних максимумів при акумуляційно-переривчастому опаленні нагрітою підлогою.

Для більш повного використання нічного періоду зарядки електропідлоги нами було запропоновано обмежувати подачу електроенергії на кабелі, що гріють, при досягненні нормованого значення температури поверхні підлоги. Реалізація такого методу зарядки електро-

підлоги була здійснена за допомогою регулятора температури, що раніше використовувався як автомат безпеки від перегріву електропідлоги. Датчик цього регулятора був змонтований у верхньому ярусі бетонного шару і був розташований на глибині приблизно 20 мм від поверхні підлоги, тому треба було внести поправки до показів датчика по середній температурі поверхні підлоги. У період зарядки електропідлоги при досягненні заданого значення температури підлоги відбувалося вимикання всіх кабелів, що гріють, одночасно, а при охолодженні підлоги – їхнє повторне включення в роботу.

З реконструйованою 160-мм підлогою при температурі зовнішнього повітря $t_n = -25^\circ\text{C}$ була намічена наступна серія дослідів:

- 1) стаціонарний режим, регулювання апаратури і приладів;
- 2) акумуляційно-переривчастий режим з підтопкою кабелем верхнього ярусу, виконуваною автоматично при зниженні температури внутрішнього повітря;
- 3) акумуляційно-переривчастий режим з автоматичною підтопкою електричним конвектором.

Автоматична комфортна підтопка верхнім кабелем чи конвектором

В експериментах при товщині підлоги $\delta_1 = 90$ мм було встановлено, що підтопка електроконвектором має безсумнівну перевагу перед підтопкою верхнім кабелем електропідлоги, це полягає в тому, що при підтопці конвектором у 3,3 раза зменшується споживання дорогої електроенергії в денний час. Для підтвердження цього важливого висновку було вирішено провести аналогічні експерименти для електропідлоги зміненої конструкції, що працює при температурі зовнішнього повітря $t_n = -25^\circ\text{C}$.

Попередньо були виконані розрахунки за методикою КиївЗНДІЕП [1] процесу опалення моделі з товщиною підлоги $\delta_2 = 160$ мм з денною підтопкою електропідлоги при нормативній розрахунковій температурі для опалення, мінімальне значення якої в Україні складає $t_{np} = (-25)^\circ\text{C}$. Як показали розрахунки, для отримання нормальних умов у приміщенні, обладнаному електропідлогою такої конструкції, необхідна денна підтопка одним верхнім кабелем протягом 4 годин.

В експериментах з підтопкою верхнім кабелем чи електроконвектором використовувалася одна і та сама система автоматичного регулювання по температурі внутрішнього повітря, перевагою якої є ідентичні умови дослідів і можливість порівняння їхніх результатів.

Умови експериментів, уточнені після обробки результатів дослідів 1 (підтопка верхнім кабелем) і дослідів 2 (підтопка електроконвектором), наведені в таблиці.

Таблиця

Фактичні значення температур зовнішнього і внутрішнього повітря в експериментах з підтопкою при $t_{np} = (-25)^\circ\text{C}$

Параметр	Середні значення у досліді
<i>Дослід 1, акумуляційно-переривчастий режим з підтопкою верхнім кабелем при $t_{np} = -25^\circ\text{C}$</i>	
Середня температура підлоги за період використання приміщення, $^\circ\text{C}$	24,49
Середня температура зовнішнього повітря t_{np} , $^\circ\text{C}$	-24,08
Середня температура внутрішнього повітря, $^\circ\text{C}$	18,82
<i>Дослід 2, акумуляційно-переривчастий режим з підтопкою електроконвектором при $t_{np} = -25^\circ\text{C}$</i>	
Середня температура підлоги за період використання приміщення, $^\circ\text{C}$	24,28
Середня температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$	-24,16
Середня температура внутрішнього повітря, $^\circ\text{C}$	19,05

Результати експериментів у графічній формі наведені на рис. 1, де показані температури внутрішнього повітря (крива 1) і поверхні підлоги (крива 2), і на рис. 2, де зіставлені надходження теплоти від підлоги (крива 3) і внутрішніх стін у дослідів 1 і 2. Порівняльний аналіз наведених даних показує:

1. Експерименти були проведені практично в рівних умовах. Проте у цих дослідів істотно розрізнялася споживана електрична потужність. Незважаючи на те, що автоматичне регулювання підтопки здійснювалося в обох дослідів тим самим регулятором, налагодженим на підтримку однієї і тієї самої температури повітря усередині приміщення, однак після включення в роботу верхнього кабелю протягом 4 годин не відбулося жодного його вимикання. Це пояснюється тим, що збільшення температури внутрішнього повітря в приміщенні при підтопці верхнім кабелем відбувалося настільки повільно, що за час дослідів не відбулося перевищення межі чутливості регулятора (близько $0,7^\circ\text{C}$). Спожита електроенергія за час підтопки склала 3,34 кВт·год, позиція 5, див. рис. 2.

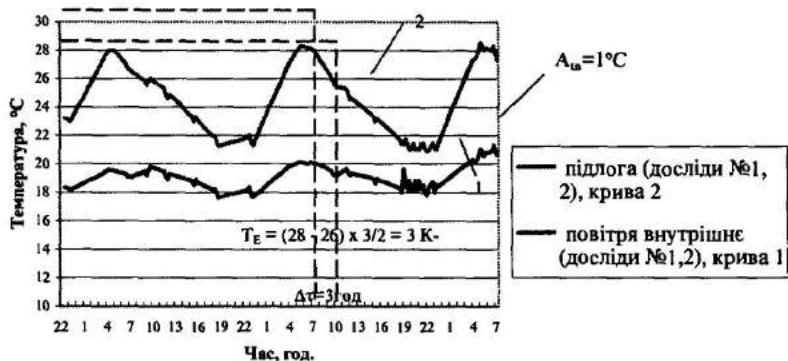


Рис. 1. Температури підлоги і повітря: експеримент при $t_n = -25^\circ\text{C}$, підтопка верхнім кабелем (ліворуч) або конвектором (праворуч)

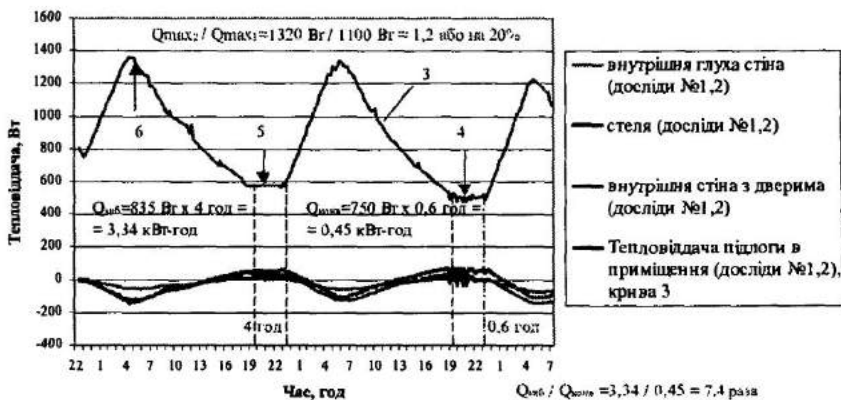


Рис. 2. Тепловіддача підлоги і внутрішніх стін: експеримент при $t_n = -25^\circ\text{C}$, підтопка верхнім кабелем (ліворуч) або конвектором (праворуч)

При підтопці конвектором безпосередній час роботи включеного конвектора споживаною потужністю 750 Вт склав 0,6 години. Таким чином, витрачена на підтопку кількість електроенергії дорівнювала 0,45 кВт-год, позиція 4, рис. 2, що в 7,4 рази менше, ніж для верхнього кабелю. Причинами цього факту є те, що при підтопці верхнім кабелем значна частина енергії витрачається на нагрівання маси підлоги. Після включення підтопки верхнім кабелем у кілька разів зростає градієнт температур між поверхнею кабелю і всіма іншими елементарними об'ємами теплоакуючого шару, незалежно від того, де ці об'єми розташовані – над кабелем чи під ним. Тому теплота передається від

кабелю, що гріє, в усі сторони, розподіляючись по всій масі підлоги, і тільки її невелика частина віддається в приміщення.

2. Нами була виконана експериментальна перевірка можливості дотримання норм DIN 44576 по температурі поверхні підлоги житлових приміщень для найгірших кліматичних умов України, що відповідають мінімальній розрахунковій температурі для опалення зовнішнього повітря $t_{н} = -25$ °С. Результати дослідів з удосконаленою ЕКСО з денною підтопкою електроконвектором наведені на рис. 1 праворуч.

Нагрівання підлоги включалося в 23 години. Приблизно в 5:30 температура її поверхні досягала 28 °С і регулятор починав працювати в режимі почергового вмикання-вимикання, з інтервалом близько 25 хв. У 7 годин ранку подача електроенергії в систему нагрівання припинялася, і до 23 годин підлога охолоджувалась. Коли температура повітря в приміщенні знижувалась до 18 °С, автоматично включався конвектор, періодичність умикання-вимикання якого складала 25–30 хв. Загальна тривалість періоду денної підтопки дорівнювала 4 години, з них безпосередній час роботи включеного конвектора був менше 0,6 години.

Якщо проаналізувати отримані результати в зіставленні з рекомендаціями DIN 44576, то в період використання приміщення, тобто з 7 до 22 годин, мала місце надмірна температура $\theta_{Fmax} = 28$ °С, тривалість дії цієї надмірної температури склала $\Delta\tau = 3$ години, з 7 до 10 годин ранку. Звідси знаходимо нормативний параметр $T_E = (\theta_{Fmax} - \theta_{порівн}) \cdot \Delta\tau/2 = (28 - 26) \cdot 3/2 = 3$ К·год, що задовольняє нормам DIN 44576 [3] $T_E \leq 4$ К·год.

Потрібно також відзначити, що амплітуда коливань температури повітря в даному експерименті склала $A_{\theta} = \pm 1$ °С. Отже, за показниками комфортності приміщення з ЕКСО істотно краще, ніж це допускається діючими нормами для акумуляційно-переривчастого (наприклад, пічного, ТАП і т. п.) опалення, і в розрахункових для України умовах задовольняє західним санітарним нормам, зокрема, наведеним у DIN 44576.

Отриманий досвід випробувань в умовах, наближених до реальних, використаний при розробці вітчизняної нормативно-технічної бази, необхідної для оснащення житлових приміщень ЕКСО-ТА.

3. При аналізі результатів дослідів з підтопкою верхнім кабелем і конвектором, виконаними при мінімальній для України розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря $t_{нр} = -25$ °С, звертає на себе увагу те, що в порівнянні з такими ж дослідями, у яких температура зовнішнього повітря була істотно вищою і складала близько -10 °С, не відбулося збільшення витрат електроенергії на підтопку, а навпаки, ці витрати навіть трохи знизилися:

- верхнім кабелем у $5,0 \text{ кВт} / 3,34 \text{ кВт} = 1,5$ раза;
- електроконвектором у $1,5 \text{ кВт} / 0,45 \text{ кВт} = 3,3$ раза.

Це є наслідком збільшення товщини електропідлоги й інших удосконалень її конструкції.

4. Якщо зіставити експериментальні дані по тепловіддачі підлоги в приміщення в аналогічних дослідах з 90-мм підлогою ($Q_1 = 1080 \text{ Вт}$, [1]), і з 160-мм ($Q_2 = 1300 \text{ Вт}$, позиція 6, див. рис. 2), неважко бачити, що під час підтопки тепловіддача підлоги в приміщення в останньому випадку приблизно на 20% вища ($1300 \text{ Вт} / 1080 \text{ Вт} = 1,2$ раза), що є прямим наслідком зробленої зміни конструкції електропідлоги. Звідси виникає питання, які ж граничні можливості удосконаленої підлоги, якщо її використовувати в найпростішому варіанті, без підтопки. Результати експериментальних досліджень такого варіанта показали температуру зовнішнього повітря $t_{н.п} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таким чином, у результаті виконаного збільшення товщини теплоакумуючого шару до 160 мм і додаткової теплової ізоляції по периметру шару, що акумулює, істотно підвищені теплоакумуляційні властивості електропідлоги і відповідно знижена максимальна температура її поверхні в акумуляційно-переривчастому режимі.

Удосконалена конструкція може бути використана при розрахункових температурах зовнішнього повітря нижче $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ – за рахунок 8-годинної нічної зарядки електропідлоги в комбінації з денною автоматичною комфортною підтопкою, що включається на короткий час в залежності від температури зовнішнього повітря.

Через те що в Україні витрати енергії на опалення денною підтопкою при температурах зовнішнього повітря нижче $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ незначні, вибір методу підтопки при акумуляційно-переривчастому опаленні приміщення електропідлогою удосконаленої конструкції практично не впливає на техніко-економічні показники системи.

Використана література

1. Черних Л. Ф. Фізико-математична модель теплового режиму приміщення з електротеплоакумуляційною системою опалення підлогою, що гріє. – Будівництво України, 2002, № 5. – С. 36–39.
2. Шевельов В. Б., Розинський Д. Й., Черних Л. Ф., Польовий П. П. Експериментальні дослідження натурної моделі житлового приміщення, обладнаного ЕКСО. – Будівництво України, 2002, № 3. – С. 16–20.
3. DIN 44576. Электрическое отопление помещений. Аккумуляционное отопление нагретым полом. Немецкий стандарт. ДК 697. 278: 692.53:001.4. Март 1987 г.

РЕКОНСТРУКЦІЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ЗИМОВИХ ТЕПЛИЦЬ АНГАРНОГО ТИПУ

В тепличних господарствах України сьогодні експлуатуються різні теплиці, в тому числі, значні площі займають зимові гідропонні теплиці ангарного типу, розроблені ще в 60-х роках минулого століття.

Ці теплиці відрізняються від сучасних тим, що їхнє опалення здійснюється з допомогою трубних регістрів, розташованих по периметру споруди і агрегатів повітряного обігріву типу АПВС, розташованих в торцях. При цьому регістри покрівельного обігріву, крім функцій опалювальних приладів, виконують ще й функції несучих конструкцій.

Теплиці ангарного типу порівняно з блочними, як правило, мають завищені тепловитрати. Крім того, поєднання несучих конструкцій теплиці з системою водяного шатрового опалення, розташованою у верхній (під покрівлею) зоні споруди призводить до суттєвого збільшення тепловитрат і не в змозі забезпечувати рівномірне розподілення теплоти по її висоті.

Параметри мікроклімату теплиць, як споруд з невисокою тепловою інерцією, в значній мірі залежать від поточних характеристик зовнішнього середовища. Суттєва зміна зовнішніх чинників протягом невеликих проміжків часу (добі) призводить до перевитрат теплової енергії, або до переохолодження рослин. Це пояснюється, з одного боку, невисокою тепловою усталеністю споруди, а з іншого – наявністю в ній теплоінерційних систем водяного опалення. Очевидно, що для зменшення цих втрат і оперативного реагування на зміни характеристик зовнішнього середовища, системи забезпечення заданих параметрів мікроклімату слід обладнувати сучасними засобами автоматичного контролю і автоматики.

Наведені вище недоліки ангарних теплиць є найбільш важливими з точки зору їх опалення і вентиляції. Для усунення цих недоліків можна застосувати відомі методи теплового захисту рослин, а для зменшення тепловитрат споруди, поряд з впровадженням засобів автоматизації, слід вдосконалити розподіл теплової енергії в теплиці та зробити системи обігріву менш інерційними.

Система опалення існуючих теплиць – комбінована, повітряно-водяна.

Водяне опалення виконано на базі трубних регістрів, які розташовані зі сторони зовнішніх бокових та шатрового огорожень.

Повітряне опалення передбачено тільки для покриття пікових навантажень і уявляє собою калориферно-вентиляторну систему (АПВС-110-80) з викидом нагрітого повітря у верхню зону споруди.

Основні показники існуючих систем опалення наведені нижче:

Потужність систем опалення (розрахункова) – 423 КВт

– в тому числі:

– цокольний обігрів – 139 КВт;

– покрівельний – 243 КВт;

– магістральні трубопроводи – 41 КВт.

З метою заощадження теплової енергії в таких теплицях кафедрою “Теплогазопостачання і вентиляції” Київського національного університету будівництва і архітектури разом з лабораторією енергозбереження науково-дослідного і навчального центру агрокомбінату “Пуща-водиця” в 2001 році виконані роботи з реконструкції їх систем опалення. Суть запропонованих технічних рішень зводилася до того, щоб подати теплоту безпосередньо в зону росту рослин. Для цього передбачалось розмістити над ґрунтом в міжряддях трубні нагрівачі, які підключені до трубопроводів бокового обігріву (рис. 1). Систему покрівельного обігріву передбачалось відключити. Для управління роботою системи опалення і регулювання її теплопродуктивності на вузлі вводу теплоносія запропоновано встановити трьохходовий змішувальний клапан, обладнаний відповідними засобами контролю і автоматики. Циркуляція води в системі забезпечувалась насосом фірми “Willo”.

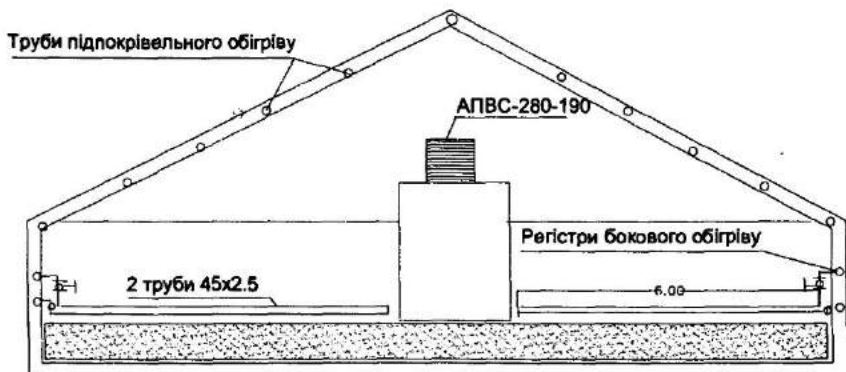


Рис. 1. Ангарна теплиця з трубними нагрівачами в нижній зоні

Запропоновані технічні рішення були реалізовані в одній із теплиць агро комбінату “Пуща-водиця” м. Київ (рис. 2).

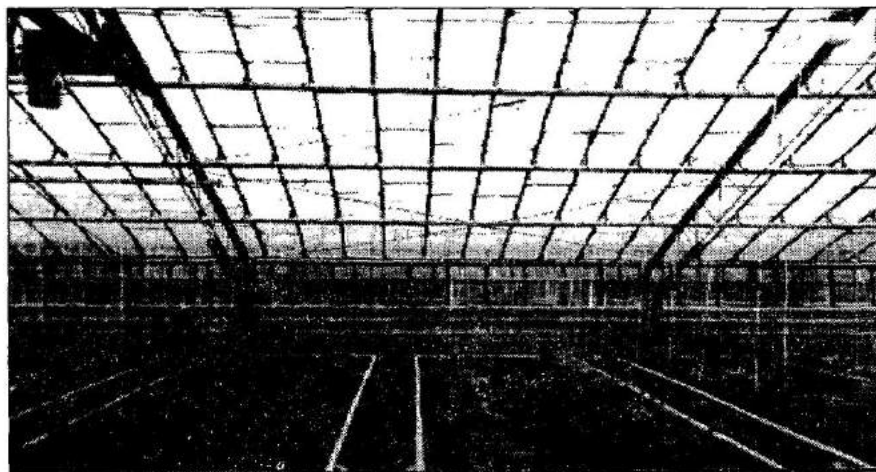


Рис. 2. Розташування трубних нагрівачів в теплиці

З метою визначення ефективності запропонованих технічних рішень вузли теплового вводу дослідної і контрольної теплиць були обладнані лічильниками теплової енергії.

Системи повітряного опалення працювали в режимах пікових навантажень. Трубопроводи покрівельного обігріву в дослідній теплиці були виключені. Системи опалення в обох теплицях забезпечували оптимальний тепловий режим для вирощування овочів.

Теплиці експлуатувалися протягом сезону 2000–2001 року. Показники витрати теплової енергії в дослідній (№ 38) і контрольній (№ 37) теплицях наведені в таблиці 1.

Витрати теплоти при роботі системи опалення в (2000–2001 рр.)

Місяць	Середні температури зовнішн. повітря	Витрати теплоти в теплицях				Різниця Гкал
		№38		№37		
		Середньо-добові Гкал/добу	сумарні Гкал/міс.	Середньо-добові Гкал/добу	сумарні Гкал/міс.	
жовтень	8,3	2,6	40	2,9	44,82	4,82
листопад	4,94	2,98	89,5	3,34	100,2	10,7
грудень	1,86	3,17	98,3	3,54	109,9	11,6
січень	-0,02	3,34	103,6	3,73	115,86	12,26
лютий	-2	3,9	19,2	4,36	122,08	12,88
березень	3,4	2,96	91,9	3,21	99,5	7,6
квітень	11,9	2,28	70,9	2,63	81,6	10,7
травень						
			$\Sigma = 513,4$		$\Sigma = 673,96$	$\Sigma = 70,56$

Витрати труб, арматури і матеріалів на переобладнання однієї теплиці розміром 14×70 м наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Витрати труб і арматури

Назва	Одиниці виміру	Кількість	Вартість одиниці, грн.	Загальна вартість, грн.	
Труби сталеві водогазопровідні: $d_y = 25$	м	181	4,24	767,44	
	$d_y = 32$	м	88	5,46	480,48
	$d_y = 40$	м	65	6,63	430,95
	$d_y = 50$	м	891	8,5	7573,5
Теж, електрозваренні $d_y = 70$	м	21	11,31	237,51	
	$d_y = 80$	м	98	14,43	1414,14
	$d_y = 100$	м	2	18,86	37,72
Кран шаровий $d_y = 25$	шт.	10	15	150	
Засувка фланцева $d_y = 100$	шт.	1	120	120	
	$d_y = 80$	шт.	5	98	490
Клапан електромагнітний поворотний $d_y = 50$	шт.	1	4090	4090	
Насос "Willo" TOP-S 65/10	шт.	1	2900	2900	
Клапан електромагнітний $d_y = 25$	шт.	1	600	600	
Опори	шт.	174	1	174	
				$\Sigma = 19465,74$	

Важливим моментом в роботі контрольної і дослідної теплиць є факт більш швидкого росту овочів і початок плодоносіння та більший вихід стандартної продукції. Так, за термін з лютого по квітень 2001 року збір товарної продукції в дослідній теплиці становив 5106 кг на суму 21082,8 грн., а контрольній — 4462 кг на суму 18617,1 грн. З наведеного очевидним стає економічна доцільність переобладнання систем опалення таких теплиць.

Економічний ефект від впровадження запропонованих технічних рішень, розрахований за приведеними витратами при вартості теплової енергії 100 грн. за 1 Гкал становить 4623 грн./рік, а термін окупності системи 2,5 роки.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ І ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОМАСО- ОБМІННИКІВ ЗМІШУВАЛЬНОГО ТИПУ (ТМЗД)

Гідравлічні дослідження

У Київському національному університеті будівництва і архітектури були запропоновані контактні пароводяні теплообмінники, що базуються на взаємодії пристінного відцентрованого струменя води з радіальним диспергованими струменями пари [1]. Проведені постановочні дослідження при внутрішньому діаметрі корпусу $d = 32$ мм та діапазоні тисків пари $9+40$ кПа, води – $18+50$ кПа; температурі води $1,4+15$ °С, принципово підтвердили можливість досягнення в апаратах такого типу коефіцієнтів тепловіддачі від пари до води до $(70+100) \cdot 10^4$ Вт/(м²·К). Проте недостатній обсяг і діапазон досліджень не дав можливості отримати узагальнюючі залежності для визначення гідродинамічних і теплотехнічних характеристик таких теплообмінників та перевірити їх працездатність при інших теплоносіях, наприклад в системі вода – вода. Для виконання комплексу досліджень було розроблено і змонтовано експериментальний стенд, наведений на рис. 1.

Дослідження виконані в діапазоні тисків води, що гріється, – $10+300$ кПа, пари та води, що гріє, – $8+200$ кПа; швидкостях води на виході з сопла – $2+30$ м/с; температури холодної води – $5+70$ °С; діаметрах корпусів – $32+150$ мм; діаметрів перфорованого насадку – $20+100$ мм; діаметрів перфораційних отворів – $2+3$ мм.

В даному повідомленні наведені результати обробки експериментальних даних по гідравлічному опору ТМЗД.

Результати теплотехнічних досліджень будуть наведені в наступному повідомленні.

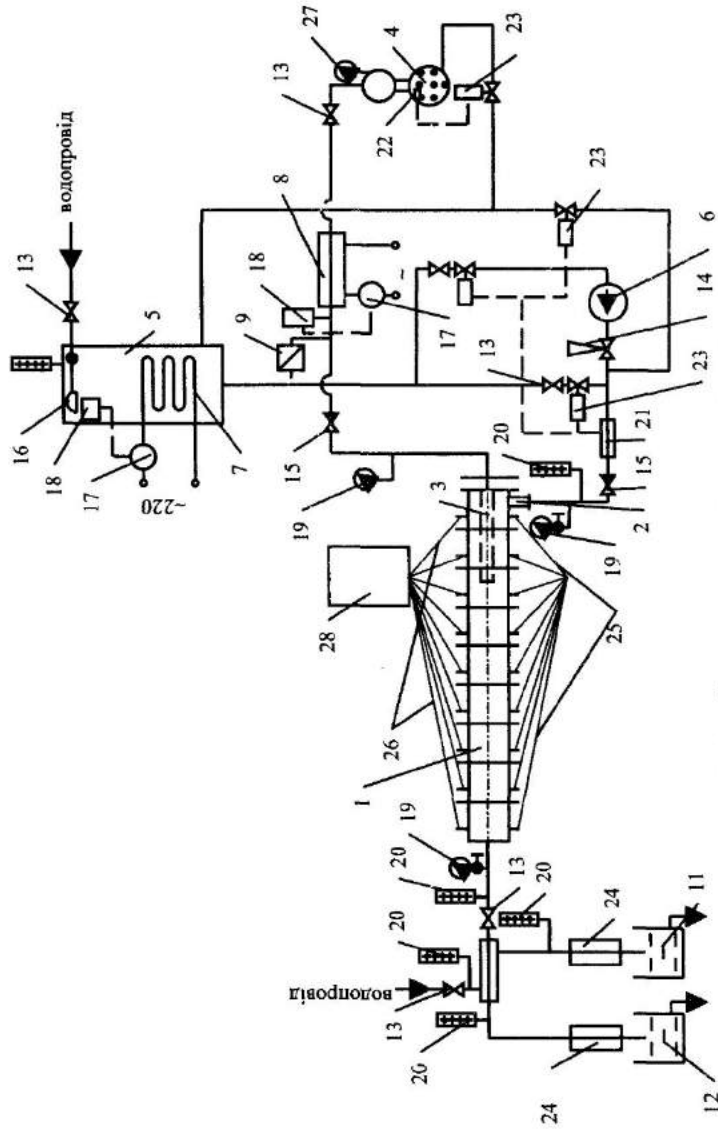


Рис. 1. Схема експериментального стеленду:

1. Дослідний теплообмінник. 2. Патрубок тангенційного півводу води. 3. Насадок для диспергованої пари. 4. Електричний паровий котел. 5. Бак підготовки водопровідної води. 6. Насос подачі; дослідний теплообмінник. 7. Електричний нагрівач для попередньої підготовки води. 8. Теплообмінник для випаровування крапельної вологи з пари. 9. Прилад для визначення ступеню сухості пари. 10. Теплообмінник для охолодження скляної води. 11. Мірний бак для охолоджуваної води. 12. Шарові крани. 13. Шарові крани. 14. Регулятор тиску води, що подається на теплообмінник. 15. Зворотні клапани. 16. Шаровий клапан з поплавком. 17. Терісторний перетворювач напруги. 18. Датчик температури. 19. Манометр. 20. Термометри. 21. Датчик витрат води. 22. Датчик рівня води у котлі. 23. Регульовані клапани. 24. Водоміри. 25. Термометри. 26. Датчики тиску. 27. Електроконтактний манометр. 28. Диференціальний манометр.

Гідравлічна схема ТМЗД наведена на рис. 2.

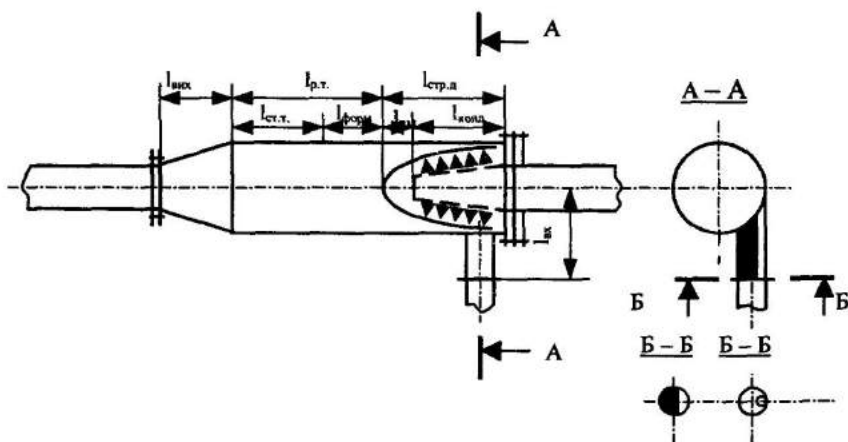


Рис. 2. Гідравлічна схема ТМЗД

Гідравлічний опір ТМЗД складається з таких величин:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{вх}} + \Delta P_{\text{стр.д}} + \Delta P_{\text{р.т}} + \Delta P_{\text{вих}},$$

де $\Delta P_{\text{вх}}$ – гідравлічний опір на вході у тепломасообмінник; $\Delta P_{\text{стр.д}}$ – гідравлічний опір ділянці відцентрованої струменевої течії води; $\Delta P_{\text{р.т}}$ – гідравлічний опір ділянці розвиненої течії води у тепломасообміннику; $\Delta P_{\text{вих}}$ – гідравлічний опір виходу з тепломасообмінника.

$$\Delta P_{\text{вх}} = a \left(\frac{d_1}{d_{\text{вх}}} \right)^n \bar{w}_{\text{вх}}^2,$$

де a – коефіцієнт, $\text{H} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$; d_1 – внутрішній діаметр трубопроводу, що підводить воду, м; $d_{\text{вх}}$ – гідравлічний діаметр вхідного отвору (сопла), м; $\bar{w}_{\text{вх}}$ – середня швидкість води у вхідному отворі, м/с.

Значення коефіцієнта a та показника ступеню n при різних конструкціях вхідного патрубку наведені в табл. 1.

Найменування величини \ Конструкція вхідного патрубка	1	2	3
Коефіцієнт $a, \text{H}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$	131,6	142,0	156,0
Показник ступеню n	1,05	0,33	0,25

$$\Delta P_{\text{вих}} = b \left(\frac{d_{\text{к}}}{d_{\text{вих}}} \right)^m w_{\text{вих}}^2,$$

де b – коефіцієнт, $\text{H}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; $d_{\text{к}}$ – внутрішній діаметр корпусу ТМЗД, м; $d_{\text{вих}}$ – діаметр вихідного патрубку, м; $w_{\text{вих}}$ – швидкість води у вихідному отворі, м/с.

Значення коефіцієнта b та показника ступеню m при різних кутах конфузора на виході з ТМЗД наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Найменування величини \ Кут конфузора $\alpha, ^\circ$	$\leq 7,5$	≤ 15	≤ 30
Коефіцієнт $b, \text{H}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$	158,0	162,0	185,0
Показник ступеню m	0,10	0,15	0,25

$\Delta P_{\text{р.т}}$, згідно з [2] становить

$$\Delta P_{\text{р.т}} = \frac{4 \cdot 0,0395 \cdot \rho \cdot \bar{w}_{\text{р.т}}^2}{\text{Re}^{0,25}} \cdot l_{\text{р.т}},$$

де ρ – густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\bar{w}_{\text{р.т}}$ – середня швидкість води на ділянці розвиненої течії, м/с; $l_{\text{р.т}}$ – довжина ділянки розвиненої течії, м;

$\text{Re} = \frac{\bar{w}_{\text{р.т}} d_{\text{к}}}{\nu}$ – число Рейнольдса; $d_{\text{к}}$ – діаметр корпусу, м; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$.

$$\Delta P_{\text{стр.д}} = a_1 c_f \rho \frac{\bar{w}^2}{2} f_{\text{к}},$$

де c_f – коефіцієнт повного тертя струмини з поверхнею. Згідно з [3]

$$c_f = 0,427(\lg \text{Re}_{\text{вх}} - 0,407)^{-2,64};$$

\bar{w} – середня швидкість струмини, м/с

$$\bar{w} = \frac{\bar{w}_{\text{вх}} + \bar{w}_{\text{р.т}}}{2};$$

f_k – поверхня контакту струмини з внутрішньою поверхнею корпусу, м²

$$f_k = \pi d_k l_{\text{стр.д}};$$

$l_{\text{стр.д}}$ – довжина ділянки струменевої течії; a_1 – коефіцієнт, який враховує додатковий опір на поверхні контакту струмини з гріючим диспергованим теплоносієм

$$a_1 = 1 + \frac{1}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{гр}})^{0,1} \cdot \bar{w}_{\text{вх}}^{0,5}} \cdot \left(\frac{m_{\text{гр}}}{m_{\text{в}}} \right)^{0,2};$$

$P_{\text{вх}}$ – тиск води на вході, Па; $P_{\text{гр}}$ – тиск гріючого енергоносія на поверхні контакту зі струминою, Па; $m_{\text{гр}}$, $m_{\text{в}}$ – маса гріючого енергоносія та води відповідно, кг.

Згідно з даними [4] кут розкриття струменю $\alpha = \arctg 0,149 = 8,5^\circ$.

Звідси довжина струменю

$$l_{\text{стр}} = \frac{\frac{d_k}{2} - d_{\text{вх}}}{\text{tg}\alpha} = \frac{\frac{d_k}{2} - d_{\text{вх}}}{0,149}, \text{ м.}$$

Але з іншого боку

$$l_{\text{стр}} = \pi d_k n,$$

де n – кількість витків струменю.

Тоді довжина струменевої ділянки визначиться за залежністю:

$$\begin{aligned} l_{\text{стр.д}} = n \bar{d}_{\text{стр}} &= n \cdot \frac{\frac{d_k}{2} + d_{\text{вх}}}{2} = \frac{l_{\text{стр}}}{\pi d_k} \cdot \frac{\frac{d_k}{2} + d_{\text{вх}}}{2} = \\ &= \frac{\frac{d_k}{2} - d_{\text{вх}}}{0,149 \pi d_k} \cdot \frac{\frac{d_k}{2} + d_{\text{вх}}}{2} = \frac{d_k^2 - d_{\text{вх}}^2}{0,298 \pi d_k}, \text{ м.} \end{aligned}$$

Використана література

1. *Малкін Е. С., Солodka Н. В.* Рациональное теплоснабжение промышленных предприятий. – К.: “Вісник інженерної академії України”. – 1999. № 1. – С. 15–20.
2. *Михеев М. А., Михеева И. М.* Основы теплопередачи. – М.: Энергия. – 1973. – 319 с.
3. *Повх И. Л.* Техническая гидромеханика. – М.–Л.: Машиностроение. – 1964. – 55 с.
4. *Бахарев В. А.* К теории и расчету свободных турбулентных струй. – Л.: Сборник трудов ВНИИ охраны труда в г. Ленинграде. – 1965. – С. 12–26.

АЛГОРИТМІЗАЦІЇ ТА ПРОГРАМУВАННЯ ОПТИМАЛЬНОГО СИНТЕЗУ БАГАТОКОНТУРНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Складність вирішення задач оптимального синтезу сучасних теплопровідних мереж зумовлена тим, що їм відповідають дискретні нелінійні математичні моделі з багатоекстремальним економічним критерієм, особливо для задач оптимальної реконструкції та розвитку теплових мереж. Це пояснюється тим, що існуючі ділянки трубопроводів призводять до виникнення зон розривів та ліній локальних мінімумів, кожна з якої відповідає рішенню із збереженням деяких існуючих елементів без жодних змін, а у місцях перетину цих ліній утворюються додаткові точки локальних мінімумів. Ці задачі є складними у математичному плані, тому що система умов та обмежень нелінійна, дискретна та має логічні нерівності (типу “можна” та “неможна”) і треба враховувати багато факторів та технічних обмежень, які зумовлені складністю структури та великими розмірами теплових мереж. Крім того, суттєвими є дискретність типорозмірів обладнання, нерівномірність розподілу навантажень, неоднаковість умов прокладання ділянок трубопроводів, а також обмеження тиску у вузлах мережі та швидкості течії цільового продукту (ЦП). Не слід забувати про дискретність розміщення джерел та насосних станцій (НС) і т. ін.

Отже, потрібна розробка нових математичних моделей та методів дискретної оптимізації для вирішення окремих задач, а також використання та розвиток людино-машинних підходів, які дозволяють перейти до постановки та вирішення комплексної проблеми оптимального синтезу розвинутих теплових мереж.

Методичне значення узагальнюючих математичних моделей у тому, що вони дозволяють зробити новий крок у формалізації задач оптимального синтезу багатоконтурних систем теплопостачання (БКСтп). Це потребує більш чіткого формулювання та упорядкування вихідних посилянь, а також розширення числа факторів та змінних, які вважаються суттєвими. Ці моделі дають змогу більш обґрунтовано співвідносити зміст задач з їх математичною складністю і проводити диференціацію наявних підходів та розрахункових методів для їх вирішення.

Разом із цим узагальнюючі моделі повинні бути не дуже абстрактними, мати реальну інформацію, щоб їх можна було б реалізувати за допомогою сучасних засобів обчислювальної техніки.

Побудуємо математичну модель для оптимального синтезу БКСтп, спростивши вимоги щодо надійності (тобто система синтезується як би з абсолютно надійних елементів, і йдеться про оптимізацію заново проєктуючої системи, коли нема необхідності в урахуванні її існуючої частини), використавши наступні прийоми.

1. Замінімо задачі забезпечення надійності системи, що проєктується багатократним розглядом задачі аналізу її надійності.

2. Спростимо математичну модель або укрупненням схеми, або переходом до еквівалентної щодо надійності конфігурації системи в якій присутні лише елементи, що мають безпосередній вплив на її надійність.

3. Зробимо оптимальний синтез надійної розгалуженої системи за допомогою побудови графа-дерева.

4. Зведемо задачу до типової, яка має добре відпрацьовані математичні моделі (наприклад, лінійного, кусково-лінійного або динамічного чи стохастичного програмування).

Загальна задача та її змістовна декомпозиція, яка спирається на перелічені прийоми, створює нові можливості для комплексної та гнучкої алгоритмізації оптимального синтезу БКСтп із навантаженням резервуванням.

Загальна схема алгоритмів декомпозиції може бути одним з можливих способів реалізації ідеї побудови ітераційних розрахункових процесів за допомогою розщеплення загальної задачі. Ця схема орієнтована на множинність початкових наближень з метою обробки більш широкої області можливих рішень й максимального наближення до глобального оптимуму задачі. Ця схема розрахована на роботу в режимі діалогу зі спеціалістом-проєктувальником.

Принципова блок-схема алгоритмів декомпозиції наведена на рисунку. Розрахунковий процес складається з дев'яти основних етапів.

На першому етапі здійснюється вибір на вихідній надмірній схемі БКСтп "дерев початкового наближення" (ДПН), які мають характерні властивості. Наприклад, дерево найкоротша відстань (ДНВ) від головного джерела до вузлів споживання має усі максимально надійні (з точки зору схеми) шляхи $\pi_j (j \in J)$ одностороннього постачання, які мають найбільші (для кожного j) значення $R(\pi_j)$. Можуть розглядатися й інші варіанти: оптимальне дерево (ОД) або декілька дерев, які отримуються

в результаті рішення схемно-структурної задачі; оптимальне підготовлене дерево (ОПД) з урахуванням витрат в кільцевих вітках; дерево найменшої сумарної довжини (ДНСД); будь-яке інше обране дерево на вихідній схемі.

Другий етап зводиться до розрахунку надійності шляхів постачання у ДПН й виділення у ньому двох підмножин вузлів: $J(R^{100})$, що мають вузли, які не будуть резервуватися та визначати “периферійну” розгалужену частину системи; і $J(R^{\Phi})$ – “головної частини”, вузли якої повинні бути закільцьовані.

На третьому етапі робиться побудова “надійної” схеми для $J(R^{\Phi})$ за допомогою резервування вузлів цієї підмножини додатковими зв'язками, які існують у вихідній надмірній схемі. Для кожного j з $J(R^{\Phi})$ здійснюється перебір усіх віток схеми, що зв'язують його із суміжними вузлами. Це приводить до утворення контуру, тому обирається та вітка, яка замикає контур із найбільшою кількістю вузлів, що входять до нього і проходить через одно з джерел. Якщо в цьому контурі знайдуться вузли з $J(R^{\Phi})$, які ще не оброблені, то вони також вважаються зарезервованими, оскільки їх двостороннє постачання вже забезпечене. У процесі виконання такої процедури $J(R^{100})$ може співпасти з J . Це буде означати, що ДПН не потрібне резервування і проектуюча система буде далі оптимізуватися як розгалужена система.

Зміст четвертого етапу – у проведенні оптимізації частково закільцьованої конфігурації системи методом багатоконтурної оптимізації. В результаті, виходячи з обраного ДПН, отримуємо такий варіант БКСтп, який буде мати структурну надійність (з погляду на структуру й довжину шляхів постачання вузлів), а також оптимальний розрахунковий потік розподіл (з погляду діаметрів трубопроводів, діючих тисків та продуктивності джерел).

На п'ятому етапі робиться перебір та обробка інших ДПН (шляхом повторного звернення до попередніх процедур) та вибір найбільш економічного варіанта між отриманими локально-оптимальними рішеннями для системи, що проектується.

На шостому, сьомому й восьмому етапах робиться перебір найбільш небезпечних аварійних ситуацій (моделюється вихід з ладу головних ділянок магістралей, що тягнуться від джерел, і для кожної з них забезпечується повторення усіх операцій, що необхідні для визначення відповідних оптимальних параметрів елементів, но відносно зниженого рівня навантажень у споживачів, тобто для $Q' = \phi_j Q_j$. Одразу ж робиться порівняння діаметрів труб на вітках, кількість НС і діючих на-

порів для них, отриманих згідно з аварійною ситуацією, що розглядається, з тими, які були визначені раніше для нормальних умов експлуатації. Для подальшого розрахунку залишають підвищені параметри елементів, якщо збільшення мало місце.

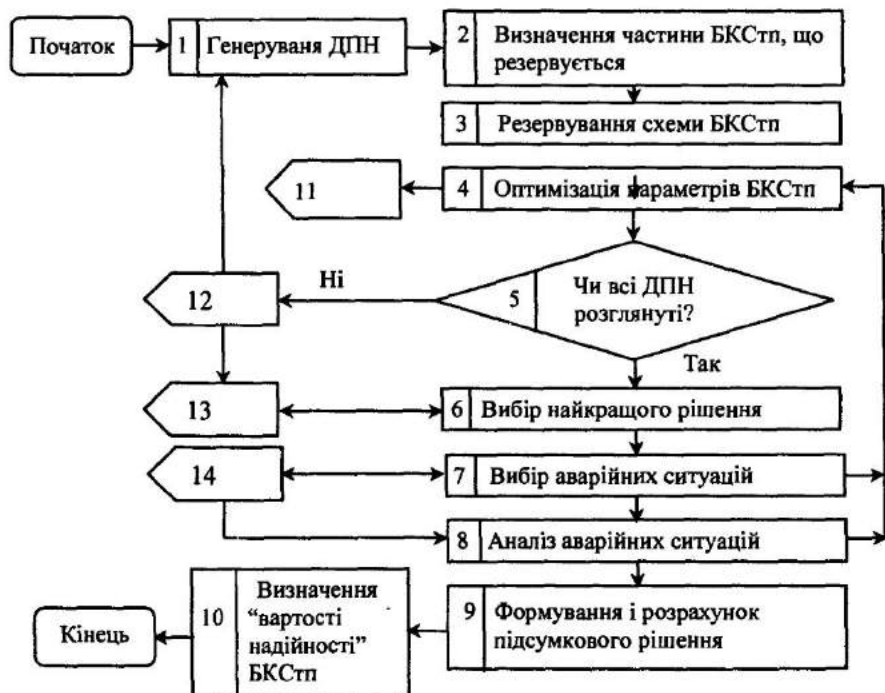


Рисунок. Принципова блок-схема алгоритмів декомпозиції для оптимального синтезу БКСтп (11–14 – діалог користувача з ЕОМ)

Дев'ятий етап – формування підсумкового оптимального рішення (із проведенням необхідних допоміжних розрахунків).

Десятий етап – визначення “вартості надійності”, тобто збільшення загальних витрат у синтезуєму БКСтп порівняно з її нерезервованим варіантом.

У загальній схемі алгоритмів оптимального синтезу БКСтп передбачаються точки діалогу з проектувальником (11–14) для стеження за ходом розрахункового процесу, корективовці даних, повторення окремих блоків чи навпаки, скорочення або припинення розрахунку і т. ін.

Такий підхід до формалізації проблеми оптимально сполучається з її декомпозицією на відносно самостійні підзадачі меншої складності, а також з використанням релаксаційних алгоритмів та евристичних процедур. Це потребує побудови обґрунтованих ефективних ітераційних процесів та їх реалізацію і автоматизацію у вигляді програмно-обчислювальних комплексів.

Використана література

1. Меренков А. П., Ощепкова Т. Б., и др. Оптимальный синтез многоконтурных систем с нагруженным резервированием. – Иркутск: Наука, 1980. – 180 с.
2. Хасилев В. Я., Меренков А. П., Каганович Б. М. Методы и алгоритмы расчета тепловых сетей. – М.: Энергия, 1978. – 176 с.
3. Беляев Л. С. Решение сложных оптимизационных задач в условиях неопределенности. – Новосибирск, 1978. – 128 с.

СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Развитие энергетического комплекса Украины в условиях импорта природного газа требует разработки и применения высокоэффективных энергосберегающих технологий. Однако применяющееся в настоящее время теплогенерирующее оборудование установлено из расчета максимальных тепловых нагрузок, что предполагает его работу в режимах, отличных от номинальных, приводящих соответственно, к перерасходу топлива. В то же время, установка менее мощного оборудования не обеспечит требуемую производительность в периоды пиковых нагрузок (например, для отопления – периода холодной пятидневки), а установка систем модульного типа хотя и уменьшает данные недостатки, но требует значительных капитальных затрат. Необходимо также отметить, что при установке теплогенерирующих установок большой мощности эти колебания режимов работы сглаживаются за счет преобладающей доли потребления тепла на технологические нужды, что выдвигает на первый план проблему расширения режимов работы теплоэнергетического оборудования малой мощности, применяемого в основном для систем децентрализованного теплоснабжения.

В настоящее время известен способ регулирования тепловой мощности оборудования, заключающийся в изменении положения температурного максимума в топочном пространстве [1], путем использования аэродинамики закрученных потоков, что при их взаимодействии и одинаковой направленности крутки могут приближать максимум к поверхностям нагрева или отдалять.

Однако этот способ предполагает взаимодействие закрученных потоков, причем, как правило, эти потоки имеют коэффициент крутки более 0,6, что предполагает образование внутренней рециркуляционной зоны в каждом из потоков и наличие прецессирующего вихревого ядра, обладающего своими собственными колебаниями, что в определенных случаях могут вызвать распад вихревой структуры. То есть для применения данного способа необходимо выявить поле скоростей образован-

ного в результате взаимодействия закрученных потоков, а также рассмотреть устойчивость этой структуры с течением времени.

Для решения данной задачи была использована формула Прандтля для длины пути перемешивания и полученное на основании его в [2] выражение для определения результирующей скорости в зависимости от координат и времени:

$$U(y, t) = 0,5(U_1 + U_2) + 0,5(U_1 - U_2)(1,5y/b - 0,5(y/b)^3), \quad (1)$$

где U_1, U_2 – радиальные скорости результирующих потоков; y – расстояние от центра взаимодействия потоков; b – эмпирическая постоянная, принятая в данном случае равной 0,2.

Однако, применение данного выражения не дает искомого результата в случае одинаковых скоростей, поэтому расчет велся не для центра взаимодействия потоков, а для границы одного из потоков, то есть координата Y для первого потока находилась как $y = y_2 + b$, а для второго $y = y_2$.

Для определения скоростей закрученных потоков использовались полученные выражения для осциллирующей составляющей продольной скорости закрученного потока с учетом воздействия прецессирующего вихревого ядра:

$$u_1(x, y, t) = \Omega(x_2 + b)(1 + \exp(-(x_2 + b)^2/4vt))(\sin(nt) - \exp(-y/\delta)\sin(nt - y/\delta)), \quad (2)$$

$$u_2(x, y, t) = \Omega x_2(1 + \exp(-x_2^2/4vt))(\sin(nt) - \exp(-y/\delta)\sin(nt - y/\delta)). \quad (3)$$

В результате численного моделирования был построен график изменения результирующей скорости в поперечном сечении (рис. 1).

Анализ этого графика показал, что изменение скорости в зоне перемешивания потоков носит плавный характер, а сам переход от скорости потока U_1 к U_2 занимает незначительную часть области, что позволяет сделать вывод о локальном изменении поля скоростей.

Построенная в результате численного моделирования зависимость результирующей скорости от времени (рис. 2) показала, что в начальный период времени происходит рост скорости в зоне перемешивания, а затем его стабилизация, что позволяет говорить о применимости данного метода в теллогенерирующих установках.

ИЗМЕНЕНИЕ РАДИАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ВРЕМЕНИ

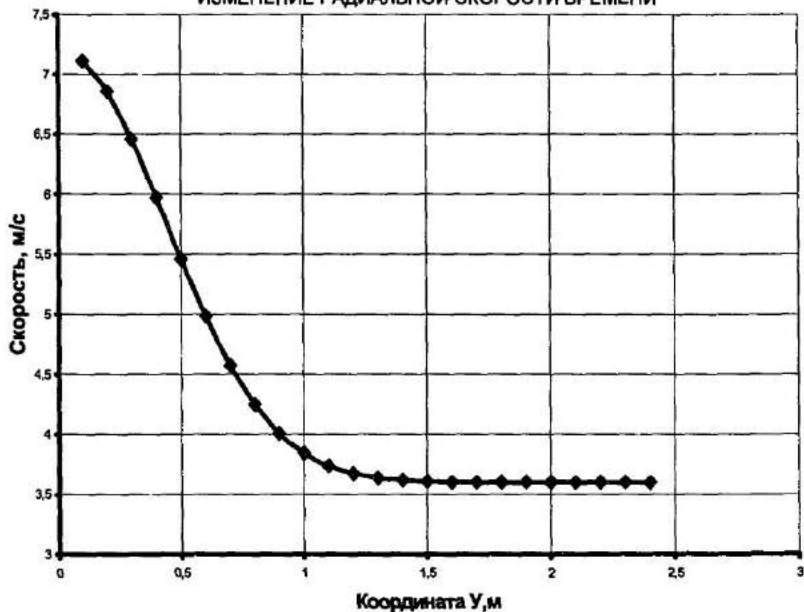


Рис. 1. Изменение результирующей скорости на границе струй

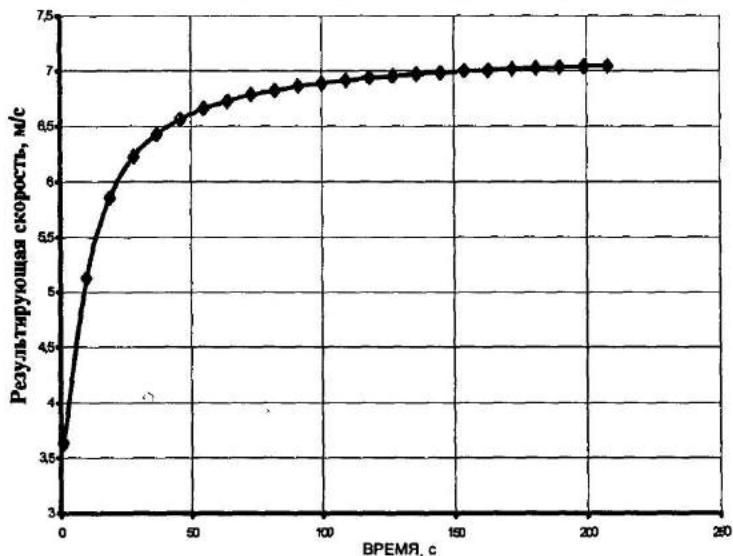


Рис. 2. Зависимость результирующей скорости от времени

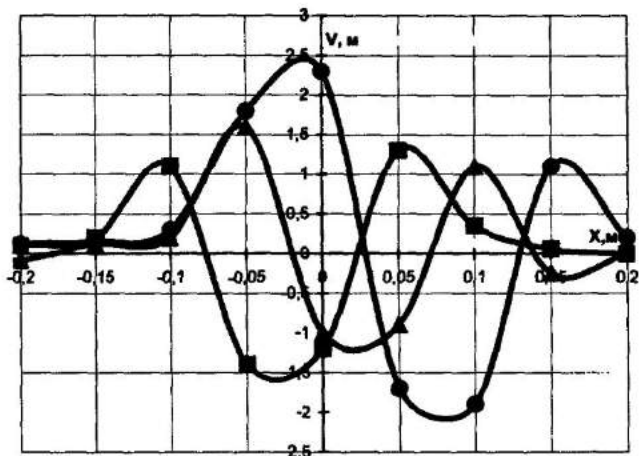


Рис. 3. Изменение результирующей скорости в поперечном сечении:
 • — при $t = 10$, ■ — при $t = 100$, ▲ — при $t = 200$ с

Однако построенные графики (рис. 3) распределения результирующей скорости в поперечном сечении в различные моменты времени позволяют сделать вывод о смещении от центра максимума скорости, что может объясняться расширением закрученных струй и проникновением внешней части одного закрученного потока во внутреннюю рециркуляционную область второго. Данный вывод говорит о использовании взаимодействующих закрученных потоков только в теплогенерирующих установках с малой глубиной топки, то есть в теплогенерирующих установках малой мощности.

Таким образом, в результате проведенных исследований выявлено, что для увеличения диапазона режимов работы теплогенерирующих установок путем смещения температурного максимума в топочном пространстве возможно использование специфики аэродинамики закрученных потоков, при этом было выявлено, что результирующая скорость при наложении потоков устойчива с течением времени, но смещается в связи с расширением струй, что ограничиваем данный метод установками с малой глубиной камеры сгорания.

Использованная литература

1. Найденов Г. Ф. Газогорелочные устройства с регулируемыми характеристиками факела. — К.: Техніка, 1974. — 108 с.
2. Штихлинг Г. Теория пограничного слоя. — М.: Наука, 1974. — 711 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛО- І МАСОПЕРЕНОСУ ПРИ ТЕЧІЇ ВОДИ В ТРИЩИНУВАТОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Задача тепло- і масопереносу при течії води в тріщинуватому середовищі є однією з важких задач конвективного теплообміну в зв'язку з чим реалізується до певної міри спрощені математичні моделі процесу. Розглянемо одну з таких моделей, побудованої на основі теорії тонкого пласта і методу ліній течії [1], [2]. Конвективний тепловідносини відбувається при русі води в однорідному пласті висотою $2h$ при необмеженій товщі порід покрівлі й підшови (вісь апплікату по нормалі до площини руху води xOy):

$$c_0 \frac{\partial T_0}{\partial t} = \lambda_0 \frac{\partial^2 T_0}{\partial z^2}, \quad |z| > h; \quad (1)$$

$$\begin{cases} nc_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \alpha(T_2 - T_1) - c_1 \bar{\vartheta} \operatorname{grad} T_1, & x, y \in \Omega; \\ (1-n)c_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} = \alpha(T_1 - T_2) + \lambda \frac{\partial^2 T_2}{\partial z^2}, & |z| < h; \end{cases} \quad (2)$$

$$\operatorname{div} \bar{\vartheta} = 0; \quad \bar{\vartheta} = -k \operatorname{grad} H; \quad x, y \in \Omega, \quad |z| < h; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} T_0|_{z=0} = T_1|_{z=0} = T_2|_{z=0} = T_+; \quad T_1|_{\omega_H} = T^+; \\ x, y \in \Omega, \quad \omega_H \in \Omega; \end{aligned} \quad (4)$$

$$Q = 2h \int_{\omega_p} \bar{\vartheta}_n ds; \quad \omega_p \in \Omega, \quad (5)$$

де $\bar{\vartheta} = \{\vartheta_x, \vartheta_y\} = \vartheta_x \bar{i} + \vartheta_y \bar{j}$; $\operatorname{grad} = \bar{i} \frac{\partial}{\partial x} + \bar{j} \frac{\partial}{\partial y}$; T — температура (чи концентрація домішок); n — пористість; λ — коефіцієнт теплопровідності (дифузії); c — об'ємна теплоємність; t — час; ω — контур дрени, свердловини чи б'єфа; Q — дебіт; індекси 0, 1, 2, n , p відносяться від-

повідно до порід в масиві, що оточує область фільтрації Ω , води й ґрунту в ній, контурів нагнітання (живлення) й розвантаження (водозабору).

У задачі (1) — (5) перше рівняння — рівняння збереження енергії в шарах, які оточують область фільтрації, система рівнянь (2) — це рівняння конвективного теплопереносу в двофазному середовищі, причому індекс "1" відповідає рухомій рідині, а "2" — блокам породи, яку вона омиває; α — коефіцієнт між фазового теплообміну [3]; рівняння (3) — рівняння гідродинаміки течії за умови (5); T^+ і T_+ — відповідно температура на контурі нагнітання ω_n і початкова температура пласта.

Введемо середню по висоті шару температуру $T_i = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h T_i dz$,

$i = 1, 2$ й зробимо заміни

$$\theta = \frac{T_+ - T}{T_+ - T^+}; \quad z_1 = \frac{z - h}{h}; \quad t_1 = \frac{\alpha t}{c_2(1-n)}; \quad \xi = \frac{\alpha}{c_1} \int_{\omega_H}^z \frac{dY}{\vartheta_Y};$$

$$\gamma = \frac{\alpha h^2}{\lambda_0(1-n)}; \quad \beta = \frac{c_0}{c_1}; \quad k = \frac{c_1 n}{c_2(1-n)},$$

де $\vartheta_z = \frac{\vartheta_Y - \hat{z} \vartheta_X}{f^{-1}(c, \hat{z})}$; $\hat{z} = \frac{y}{x}$; $c = f(x, \hat{z})$ — рівняння лінії течії; v_x, v_y — розв'язок рівняння (3) при умові (5).

Задача (1) — (5) з врахуванням зроблених заміन набуває вигляду:

$$\frac{\partial^2 \theta_0}{\partial z_1^2} = \beta \gamma \frac{\partial \theta_0}{\partial t_1}, \quad z_1 > 0; \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial \theta_1}{\partial \xi} - \theta_1 + \theta_2 &= k \frac{\partial \theta_1}{\partial t_1}, \\ \frac{1}{\gamma} \frac{\partial \theta_2}{\partial z_1} + \theta_1 - \theta_2 &= \frac{\partial \theta_2}{\partial t_1}, \end{aligned} \right\} z_1 = 0; \quad (7)$$

$$\theta_0|_{t_1=0} = \theta_1|_{t_1=0} = \theta_2|_{t_1=0} = \theta_0|_{z_1 \rightarrow \infty} = 0; \quad \theta_1|_{\xi=0} = 1. \quad (8)$$

При застосуванні інтегрального перетворення Лапласа до задачі (6) — (8) по змінній t_1 , при $z_1 = 0$ одержуємо розв'язок в зображеннях

$$\tilde{\theta}_1 = \frac{1}{s} \exp \left\{ - \left(1 + ks - \frac{1}{s + b\sqrt{s+1}} \right) \xi \right\}; \quad (9)$$

$$\tilde{\theta}_2 = \frac{\tilde{\theta}_1}{s + b\sqrt{s+1}}. \quad (10)$$

В останньому виразі параметр b враховує вплив на температурне поле притоку тепла від порід, що оточують область течії, причому

$$b = \sqrt{\frac{\beta}{\gamma}}.$$

При $b = 0$, тобто при відсутності притоку тепла від порід підшоши та покрівлі зображення (9), (10) наберуть вигляду розв'язків, одержаних в дослідженнях [1].

Повертаючись від зображень (9), (10) до оригіналів (температур) на основі застосування теореми А. М. Ефроса [3] можна отримати залежності для визначення відносних температур води і блоків породи у вигляді

$$\theta_1(\xi, \tau) = U(\xi, \tau, b) = e^{-\xi} \left[1 + \sqrt{\xi} \int_0^{\tau} e^{-u} I_1(2\sqrt{\xi u}) u^{1/2} \cdot \operatorname{erfc} \frac{bu}{2\sqrt{\tau-u}} du \right]; \quad (11)$$

$$\theta_2(\xi, \tau) = V(\xi, \tau, b) = e^{-\xi} \int_0^{\tau} e^{-u} I_0(2\sqrt{\xi u}) \cdot \operatorname{erfc} \frac{bu}{2\sqrt{\tau-u}} du,$$

де $\tau = t_1 - k\xi$.

Як показано у праці [3], зображення (9) можна звести до добутку таких зображень:

$$\tilde{\theta}_1 = e^{-(1+ks)\xi} \left\{ \frac{1}{q(s)} + \frac{b}{\sqrt{sq(s)}} + \frac{1}{sq(s)} \right\} e^{\frac{\xi}{q(s)}},$$

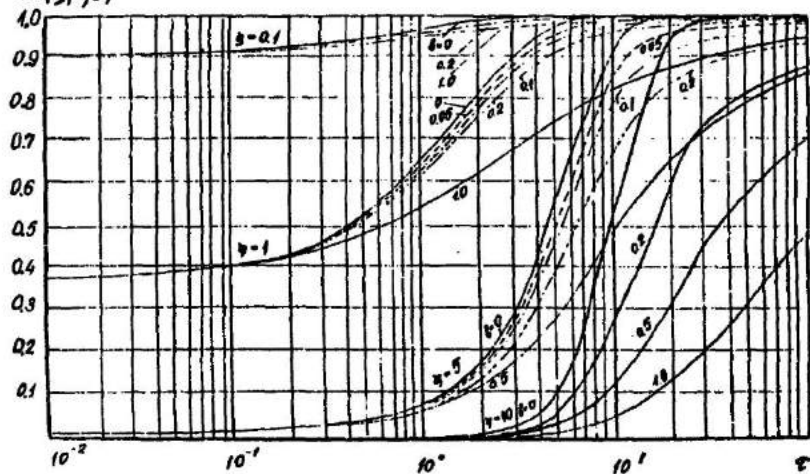
де $q(s) = s + b\sqrt{s+1}$.

Тоді залежність для визначення температури води можна подати і у такому вигляді:

$$\theta_1 = U(\xi, \tau, b) = \theta_2 + e^{-\xi} \int_0^{\tau} e^{-u} I_0(2\sqrt{\xi u}) \cdot \frac{b(2\tau-u)}{2\sqrt{\pi(\tau-u)^3}} e^{\frac{b^2 u^2}{4(\tau-u)}} du. \quad (12)$$

Можна показати, що відповідні розв'язки (11) та (12) тотожні. Оригінал (11) можна одержати з розв'язку (12), інтегруючи його частинами. Значення функції $U(\xi, \tau, b)$ для різних величин її узагальнених координат часу τ і довжини ξ наведені в таблиці і на рисунку у вигляді графіків.

$U(\xi, \tau, b)$



τ	b						
	0	0.01	0.05	0.1	0.2	0.5	1.0
$\xi = 0.1$							
0	0.9048	0.9048	0.9048	0.9048	0.9048	0.9048	0.9048
0.01	0.9057	0.9057	0.9057	0.9057	0.9057	0.9057	0.9057
0.05	0.9093	0.9092	0.9092	0.9092	0.9091	0.9089	0.9086
0.1	0.9135	0.9134	0.9134	0.9133	0.9131	0.9126	0.9118
0.3	0.9285	0.9284	0.9280	0.9276	0.9268	0.9247	0.9219
0.5	0.9409	0.9407	0.9403	0.9393	0.9378	0.9340	0.9239
0.7	0.9511	0.9509	0.9499	0.9488	0.9468	0.9416	0.9352
0.9	0.9596	0.9593	0.9581	0.9567	0.9542	0.9478	0.9401
1.0	0.9632	0.9629	0.9616	0.9602	0.9574	0.9504	0.9422
3.0	0.9945	0.9941	0.9923	0.9902	0.9863	0.9764	0.9643
5.0	0.9992	0.9988	0.9975	0.9958	0.9926	0.9841	0.9724
6.0	0.9997	0.9994	0.9982	0.9967	0.9939	0.9860	0.9754

τ	b						
	0	0.01	0.05	0.1	0.2	0.5	1.0
$\xi = 1.0$							
0	0.3679	0.3679	0.3679	0.3679	0.3679	0.3679	0.3679
0.01	0.3715	0.3715	0.3715	0.3715	0.3715	0.3714	0.3713
0.05	0.3861	0.3860	0.3859	0.3857	0.3855	0.3846	0.3834
0.1	0.4038	0.4037	0.4033	0.4029	0.4021	0.4000	0.3968
0.3	0.4702	0.4698	0.4682	0.4663	0.4627	0.4532	0.4407
0.5	0.5301	0.5293	0.5225	0.5185	0.5155	0.4976	0.4754
0.7	0.5839	0.5827	0.5780	0.5723	0.5619	0.5358	0.5045
0.9	0.6321	0.6305	0.6242	0.6167	0.6030	0.5691	0.5295
1.0	0.6543	0.6525	0.6454	0.6370	0.6217	0.5842	0.5408
3.0	0.9061	0.9022	0.8871	0.8694	0.8373	0.7615	0.6778
5.0	0.9767	0.9730	0.9587	0.9417	0.9102	0.8329	0.7426
10.0	0.9994	0.9972	0.9883	0.9773	0.9560	0.8970	0.8170
$\xi = 10$							
1	0.0021	0.0021	0.0020	0.0019	0.0017	0.0012	0.0008
3	0.0306	0.0299	0.0271	0.0241	0.0193	0.0108	0.0051
5	0.1198	0.1161	0.1026	0.0885	0.0667	0.0324	0.0130
7	0.2719	0.2625	0.2289	0.1944	0.1426	0.0648	0.0241
9	0.4547	0.4387	0.3813	0.3223	0.2346	0.1044	0.0376
10	0.5449	0.5259	0.4575	0.3879	0.2822	0.1256	0.0450
30	0.9996	0.9858	0.9309	0.8640	0.7382	0.4486	0.2030
50	1.0000	0.9907	0.9539	0.9082	0.8188	0.5818	0.3183
70	1.0000	0.9931	0.9668	0.9259	0.8526	0.6507	0.3976
90	1.0000	0.9935	0.9679	0.9361	0.8729	0.6943	0.4552
100	1.0000	0.9939	0.9698	0.9399	0.8903	0.7107	0.4786

Підкреслимо, що розв'язки задачі (1) — (5) одержані для довільної, що дуже важливо, плоскої течії рідини, яка характеризується в кожній точці області Ω вектором швидкостей $\vec{v}(\partial_x, \partial_y)$, хоча вказані розв'язки можна застосовувати і для одномірної течії (плоскопаралельної чи плоскорадіальної), а також для течії рідини, для якої аналітично вектор швидкостей знайти не вдається. В цьому випадку можна використати запропонований нами метод ліній або смуг течій [1], побудувавши

графічно або з допомогою моделювання потенціальних течій гідродинамічну сітку руху води. Це дає змогу побудувати миттєві теплові поля рідини і блоків порід, температуру рідини на контурі розвантажування (водозабір, експлуатаційна свердловина тощо) і оцінити вплив теплопритоку від порід підшви та покрівлі.

Використана література

1. Кононенко Г. М. Исследование тепло- и массопереноса при фильтрации жидкости. — К., 1983. — 64 с. Препр. (АН УРСР Ін-т математики; 83-2).

2. Кононенко Г. М. Комбинирование модели тепло- и массопереноса: принцип построения, структура, алгоритмы и методы их реализации. — К., 1985. — 64 с. (АН УРСР Ін-т математики; 85—95).

3. Кононенко Г. М. Про один розв'язок задачі тепло- і масопереносу / Математичні методи в науково-технічних дослідженнях: Зб. наук. праць — К.: Ін-т математики НАН України, 1996. — С. 156—162.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІЕТИЛЕНОВОГО ВОДОНАГРІВАЧА

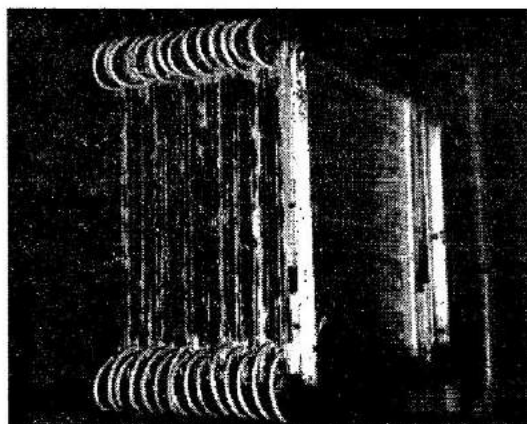
Теплообмінники, в яких теплообмінна поверхня виготовлена з еластичних полімерних матеріалів, наприклад з поліетилену [1], в найбільшій мірі можуть бути застосовані в системах утилізації низькотемпературних джерел теплової енергії як нагрівачі повітря або води. Для утилізації теплоти гарячих газів А. Я. Ткачук, Є. С. Зайченко та ін. запропонували [2] опалювальний радіатор, виконаний з поліетиленової плівки, складеної вдвоє та з'єднаної по периметру щільним термошвом. В середній частині радіатора такими ж термічними швами виконані канали для руху води. Але низька міцність термічних швів стала суттєвою перешкодою в подальшому застосуванні таких радіаторів. У зв'язку з цим був розроблений [3] поліетиленовий теплообмінник, який конструктивно відрізняється від попереднього тим, що горизонтальні шви для утворення змішаних каналів виконані рядами наскрізних отворів з проплавленими краями, що збільшило його міцність і надійність в експлуатації. Цей теплообмінник досліджувався як повітронагрівач в системі утилізації геотермальних вод для опалення теплиць. Для визначення середнього коефіцієнта теплопередачі теплообмінника одержана емпірична формула [4].

$$k = a(\rho v)^m \omega^n \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^c, \quad (1)$$

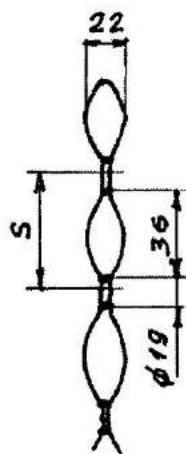
де (ρv) – масова швидкість повітря, $\text{кг/м}^2 \text{ С}$; ω – швидкість води в каналах, м/с ; S_1 та S_2 – повздовжній крок отворів та поперечний крок каналів, м ; a , m , n , c – емпіричні числа.

Кафедрою теплогазопостачання і вентиляції КНУБА проведені експериментальні дослідження поліетиленового теплообмінника, призначеного для нагрівання води іншим теплоносієм (теплим повітрям, димовими газами). Результати експерименту дали можливість одержати емпіричні залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та

теплопередачі. Теплообмінник для експериментального стенду (рис. 1) був скомпонований із окремих секцій (по 6–14 штук). Кожна секція такого водонагрівача виготовлена з попарно з'єднаних поліетиленових листів розміром 500×500 та 1000×500 мм з каналами для руху води. Канал теплообмінної секції, в якому рухалась вода, в поперечному перерізі становить два спарених сегменти, що утворюють геометричну фігуру, близьку до еліпса з розмірами осей 36 і 22 мм. Тому в подальших аналітичних виразах і розрахунках прийнятий еквівалентний діаметр каналу $d_{екв} = 24,9$ мм. Під час проведення експерименту, повітря охолоджувалось в теплообміннику від 63–72 °С до 28–32 °С, нагріваючи воду від 14–19 °С до 52–54 °С. Гідромеханічний режим руху води в каналах теплообмінника спостерігався ламінарний ($Re = 190–1820$).



а



б

Рис. 1. Поліетиленовий водонагрівач:
а – загальний вигляд; б – поперечний переріз каналу для руху води

Для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі в трубах і плоских каналах при ламінарному русі води, що нагрівається, авторами [5] запропонована формула

$$\overline{Nu} = 1,4 \left(Re \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (2)$$

де d – діаметр труби або ширина каналу; l – довжина труби.

Формула (2) справедлива при $\frac{l}{d} > 10$, $Re > 10$, $0,06 < \frac{Pr}{Pr_{cm}} < 10$ та

$Re \frac{d}{l} Pr^{5/6} > 15$. Фізичні властивості вибираються за середньою температурою води та стінки.

Аналогічну залежність для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі в плоскій або круглій трубі одержав Б. С. Петухов [6]

$$\overline{Nu} = 1,55 \left(Re \frac{d}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_{cm}}{\mu} \right)^n \epsilon_l, \quad (3)$$

де $Pe = Re \cdot Pr$; $n = -0,13$ при нагріванні води; $n = -0,14$ при охолодженні води.

Формула (3) застосовується за умови, що температура стінки вздовж труби (каналу) міняється слабо або залишається постійною, а $\frac{1}{Pe} \frac{l}{d} \leq 0,05$.

Основний вплив на теплообмін має залежність μ від t . В зв'язку з цим при нагріванні води її швидкість біля стінки труби більша, ніж при охолодженні, а тепловіддача збільшується. Зміна ρ , c_p та λ , як показали дослідження [6], впливає на тепловіддачу мало. Величина ϵ_l являє собою поправку на початкову ділянку гідродинамічної стабілізації потоку (за даними [7] $l_{нов} \approx 0,07d Re \cdot Pr$) і враховує пов'язану з цим зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі вздовж труби. Значення поправки ϵ_l залежить від величини l/d і, якщо $l/d \geq 50$, то $\epsilon_l = 1$, при $l/d = 20$ $\epsilon_l = 1,13$.

Поправка $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$ в формулі (2) і в інших формулах при малих значеннях різниці температур стінки і води $\Delta t = (t_{cm} - t)$ мало відрізняється від одиниці. У крапельних рідинах із збільшенням температури значення критерію Pr зменшується. Отже, для крапельних рідин величина $(Pr/Pr_{cm}) > 1$ при нагріванні та $(Pr/Pr_{cm}) < 1$ при охолодженні і інженерні розрахунки коефіцієнта тепловіддачі для рідин, що нагріваються, іноді виконують без врахування множника $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$, допускаючи при цьому невелику похибку в сторону зменшення коефіцієнта тепловіддачі, тобто з деяким запасом поверхні нагріву теплообмінника.

У режимі ламінарного руху рідини в теплообмінниках виникають ще й конвективні токи, які, турбулізуючи потік, впливають на інтенсивність теплообміну. Врахування впливу на теплообмін природної

конвекції при різних положеннях труби в умовах нагрівання чи охолодження, ускладнює одержання узагальнених залежностей, справедливих для всіх випадків теплообмінних процесів.

Для практичних розрахунків при $10 < Re < 2000$ М. А. Михеев [8] запропонував приблизну формулу

$$\overline{Nu} = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \epsilon_1. \quad (4)$$

Визначаючим розміром в цій формулі приймається еквівалентний діаметр $d_{екв}$. Для води формула (4) має такий вигляд:

$$\alpha = \frac{A \omega^{0,33} \Delta t^{0,1}}{d_{екв}^{0,37}} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \epsilon_1. \quad (5)$$

Величина A в формулі (5) залежить від середньої температури води і її можна приймати рівною $A = 183$ при $t = 30$ °С, $A = 193$ при $t = 40$ °С, $A = 208$ при $t = 60$ °С.

За даними С. С. Кутателадзе [9] в умовах стабілізованого ламінарного руху води в трубі ($l \gg l_{поч}$) при досить малих значеннях Re та Δt можна користуватись приблизною формулою $Nu \approx const$ і для каналу прямокутної форми із співвідношенням сторін 1:2 $Nu = 4,10$, для каналу еліптичної форми із співвідношенням осей $a:b \approx 0,5$ $Nu = 4,55$.

Числа Nu для труб некруглого перерізу, розраховані за еквівалентним діаметром $d_{екв}$ відрізняються від чисел Nu для круглої труби, що пояснюється залежністю профілів швидкості і температури від геометричної форми поперечного перерізу. Точні границі можливості застосування в розрахунках $d_{екв}$ не встановлені. В багатьох випадках такі розрахунки дають досить задовільний результат, але при ламінарному русі води розбіжності між розрахунками за $d_{екв}$ і експериментальними даними можуть бути досить суттєвими [10].

Особливості руху рідини в зігнутих трубах в тому, що за деяких умов в потоці виникають повторні течії та відцентрові сили, під впливом яких в поперечному перерізі виникає додаткова циркуляція, збільшуючи коефіцієнт теплопередачі. Тому для розрахунку тепловіддачі в зігнутих трубах необхідно в формули, одержані для прямих труб, вводити додатковий коефіцієнт ϵ_R , який визначається експериментально. При русі води в зігнутій трубі критичне число Рейнольдса $Re_{кр}$ більше, ніж 2300 і залежить від радіуса кривизни R зігнутої труби, збільшуючись із зменшенням цього радіуса. Автори [6, 11] пояснюють це стабілізуючим

впливом відцентрових сил. Теоретичну залежність для визначення середнього числа Нусельта при ламінарному русі рідини в круглій зігнутій трубі наводить Б. С. Петухов [6]:

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_{np}} = \frac{0,1979k^{1/2}}{\chi[1 + f(\chi)k^{-1/2}]}, \quad (6)$$

де $\overline{Nu} = \bar{q} d / \lambda (t_{cm} - t)$; Nu_{np} – число Нусельта для прямої труби; $\chi = \Delta/\delta$ – відношення довжини теплового і гідродинамічного примежових шарів, $\chi = f(Pr)$. Для водн

$$\chi = \frac{2}{11} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{77}{4} \cdot \frac{1}{Pr^2}} \right), \quad (7)$$

За умови, що параметр $k = Re \sqrt{\frac{d}{2R}}$ досить великий ($k \geq 100$) формула (6) співпадає з експериментальними даними [12].

Теплообмін в зігнутій трубі еліптичного перерізу Б. С. Петухов [6] рекомендує розраховувати за формулою:

$$\overline{Nu} = Nu_{np} \left(1 + \frac{C}{\frac{1}{Pe} \cdot \frac{l}{d}} \right). \quad (8)$$

Формула (8) справедлива при $\frac{1}{Pe} \cdot \frac{l}{d} \geq 0,02$. Розрахункова величина Nu та коефіцієнт C залежать від співвідношення півосей еліптичного перерізу труби.

Величина поправкового коефіцієнта ϵ_R до формул для розрахунку тепловіддачі при русі води в змійовику, зігнутому з радіусом R визначається за формулою, наведеною в [5, 7]

$$\epsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d}{R}. \quad (9)$$

В змійовику дія відцентрового ефекту на інтенсивність тепло-віддачі розповсюджується, як відомо, на всю довжину труби. В поворотах же відцентрова дія має лише місцевий характер, проте деякий її вплив залишається й далі. В зв'язку з цим і в прямій ділянці труби за поворотом тепловіддача трохи більша, ніж перед поворотом. Формул для розрахунку тепловіддачі в трубі, яка має окремі прямі ділянки та повороти, немає. Такий розрахунок, очевидно, можна виконувати за

формулами для прямих труб з поправковим коефіцієнтом $\epsilon_{R,\eta}$, вводячи додатковий множник $\eta_{нов}$, який враховував би долю впливу поворотів на середню тепловіддачу.

$$\epsilon_{R,\eta} = 1 + 3,54 \frac{d_{екв}}{2R} \eta_{нов}. \quad (10)$$

В поліетиленовому теплообміннику довжину каналу $l_{тр}$ для руху води можна визначити як суму довжин прямих ділянок $l_{пр}$ та поворотів $l_{нов}$ радіусом R .

$$l_{тр} = l_{пр} + l_{нов} = (L - 2R)n + \pi R(n - 1), \quad (11)$$

де L – довжина теплообмінника; H – висота теплообмінника; $2R = S = \frac{H}{n-1}$ – відстань між рядами прямих каналів; n – кількість рядів.

Тоді

$$\eta_{нов} = \frac{l_{нов}}{l_{пр}} = \frac{S(n-1)}{0,64n(L-S) + S(n-1)}. \quad (12)$$

Формулу (12) можна дещо спростити для теплообмінника довжиною 500–1000 мм з кількістю рядів труб (каналів) $n \geq 4$.

$$\eta_{нов} = \frac{H}{0,64nL + 0,36H}. \quad (13)$$

Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі в поліетиленовому водонагрівачі з еліптичними каналами в умовах ламінарного руху води можна розраховувати за формулами (2), (4) з коефіцієнтом $\epsilon_{R,\eta}$, визначеним за (10) з врахуванням (13), або за формулою:

$$\overline{Nu} = 1,83 Re^{0,33} \left(Pr \frac{d_{екв}}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \epsilon_l \epsilon_{R,\eta}. \quad (14)$$

Одержані експериментальні дані (рис. 2) співпадають з формулою (14).

Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі застосовується відома формула

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{п}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{в}}}, \quad (15)$$

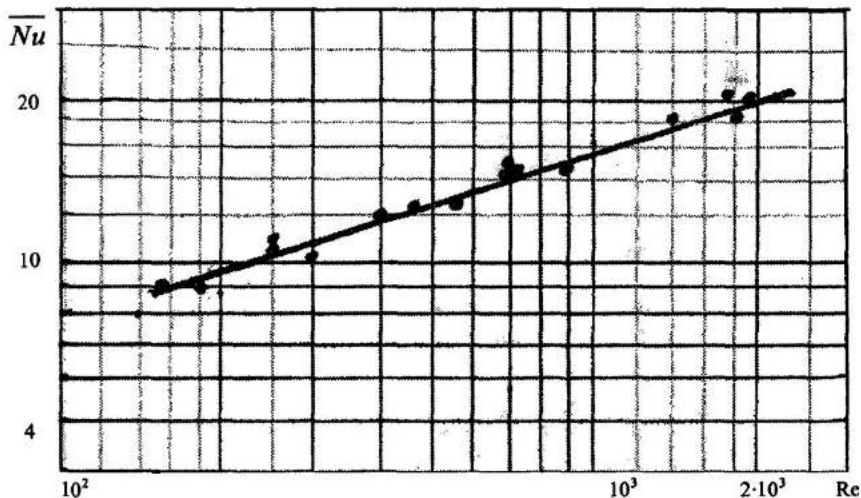


Рис. 2. Середня тепловіддача при ламінарному русі води в поліетиленовому еліптичному каналі

де для даного теплообмінника $\delta = 0,2$ мм; $\lambda = 0,29$ Вт/(м °С); $\alpha_{\text{п}}$ визначається із залежності Нусельта для повітря [5] $Nu_{\text{п}} = 0,018 Re_{\text{п}}^{0,8}$; $\alpha_{\text{в}}$ – з формули (14).

Використана література

1. Дзюбенко В. Г., Степанов М. В. Теплообмінники з полімерних матеріалів для систем утилізації теплоти вторинних енергоресурсів // В зб. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – Вип. 5. – К., 2002. – С. 113–115.
2. А.с. СССР № 956956. Отопительный радиатор / Ткачук А. Я., Зайченко Е. С., Росковшенко Ю. К., Серeda И. З., Клоцман В. Л. – Оpubл. 1982. Бюл. № 33.
3. А.с. СССР № 1193424. Теплообменник / Кезля Е. А., Ткачук А. Я., Росковшенко Ю. К., Хвичия Э. И. – Оpubл. 1985. Бюл. № 43.
4. Росковшенко Ю. К., Кезля Е. А. Теплопередача в секционных теплообменниках из полимерной пленки // В сб. Строительные материалы, изделия и санитарная техника. – К.: Будівельник, 1987, № 10.
5. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. – 320 с.

6. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубках. – М.: Энергия, 1967. – 412 с.
7. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
8. Михеев М. А. Средняя теплоотдача при движении жидкости в трубах. // В кн.: Теплопередача и тепловое моделирование. – М.: Изд. АН СССР, 1959. – С. 122–127.
9. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
10. Новиков В. С., Воскресенский К. Д. Прикладная термодинамика и теплопередача. – М.: Госатомиздат, 1961. – 548 с.
11. Аронов И. З. О повышении критического числа Рейнольдса при движении жидкости в изогнутых трубах. Изв. ВУЗов, серия Энергетика, 1960, № 4. – С. 127–132.
12. Фастовский В. Г., Ровинский А. Е. Исследование теплоотдачи в спиральном канале. – “Теплоэнергетика”, 1957, № 1. – С. 39–41.

ОСОБЛИВОСТІ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТИПУ “ТЕПЛА ПІДЛОГА”

На сьогодні, поряд із застосуванням радіаторних систем опалення, широкого впровадження набувають панельні системи (особливо системи підлогового опалення). Під підлоговим опаленням розуміють систему опалення, нагрівальні елементи якої (трубопроводи, електричні кабелі) вмонтовані в масив підлоги.

Питання доцільності та особливостей використання в якості опалювального приладу масиву підлоги було поставлено ще за часів Римської Імперії, коли таким чином опалювалися приміщення терм – тогочасних бань. При чому в якості теплоносія використовувалось нагріте повітря, що рухаючись каналами в підлозі нагрівало останню. Подібні системи зустрічаються і в епоху Середньовіччя при обігріві великих приміщень замків. В ХХ ст. стрімке розповсюдження підлогових та стельових (нагрівальні елементи розміщені в стельовому перекритті) систем опалення привело до появи відповідних наукових праць, що були присвячені панельному опаленню взагалі і підлоговому зокрема. Серед них такі відомі роботи, як “Променисте опалення” Л. Банхіді та А. Мачкаші, “Променисте нагрівання і охолодження” А. Міссенара та ін. В Радянському Союзі також приділялось достатньо уваги панельному опаленню. Великий внесок у розвиток цього напрямку опалення внесли М. Т. Ральчук, Н. В. Стронгін, Н. К. Пономарьова та ін. На жаль, нині в Україні не існує фундаментальних робіт, присвячених особливостям конструкції і розрахунку даних систем, умов мікроклімату, які вони створюють в приміщенні та багатьох інших питань.

Завданням даної статті є висвітлення загальних особливостей систем типу “тепла підлога” з метою привернення уваги спеціалістів до цієї теми.

Такі системи опалення застосовуються в різних галузях житлового, громадського та промислового будівництва (при будівництві житлових будинків, об’єктів соціально-культурного призначення, спортивних залів, промислових об’єктів та складських приміщень), а також у будівництві наземно-підземних споруд (мостів, під’їзних шляхів, спортивних майданчиків, підземних гаражів тощо).

В Україні велике розповсюдження цих систем зумовлюється актуальністю питання про створення в приміщенні комфортних умов і впровадження енергозберігаючих технологій.

В наш час, в Україні на опалення житлових та громадських будівель щорічно витрачається близько чверті загального об'єму споживання енергоресурсів. Значною складовою цих енерговитрат є так звані "даремні витрати", які в своїй більшості пов'язані з низькою якістю теплотехнічного обладнання, недостатньо високими теплоізоляційними властивостями огорожуючих конструкцій та низьким рівнем проведення монтажу та експлуатації систем опалення. Тому постає питання щодо зменшення обсягів теплових енерговитрат на потреби тепlopостачання. Існує декілька шляхів вирішення цього питання, основними з яких є мінімізація тепловтрат крізь огорожуючі конструкції, використання низькотемпературних теплоносіїв та акумулювання теплової енергії.

Оскільки капітальні витрати на встановлення "теплих підлог" порівняно невисокі, а ступінь комфорту, який вони забезпечують вищий у порівнянні з традиційними системами, то стає зрозумілим підвищення інтересу до систем опалення даного типу з боку споживачів розвинених країн, де комфорт став нормою життя.

Проблему мінімізації енерговитрат необхідно вирішувати паралельно з питанням, що стосується забезпечення умов теплового комфорту в опалювальних приміщеннях. Це завдання можна вирішити шляхом застосування підлогової системи опалення з використанням її (підлоги) теплоакумулюючої здатності.

Система терморегуляції людини, яка координується центральною нервовою системою, забезпечує підтримання рівня кількості теплоти, що утворюється в тілі людини в процесі її життєдіяльності, та теплоти, що відводиться у навколишнє середовище. Якщо параметри повітря, що оточує людину забезпечують природний відвід усієї кількості теплоти від її тіла за умови нормального функціонування терморегулюючого апарату організму, тобто без його напруження, то в цьому разі людина відчуває себе комфортно.

Зрозуміло, що завданням опалення є підтримання в приміщенні певних заданих метеорологічних умов та створення певного, оптимального для нормальної життєдіяльності людини мікроклімату. Основною вимогою до системи опалення є підтримання умов комфортності, сприятливих для людей, що знаходяться у приміщенні.

Система ж опалення типу "тепла підлога" дає змогу досягнути максимально рівномірного температурного розподілу по всій поверхні

підлоги та більш однорідного, у порівнянні з конвективною системою опалення, розподілу температури по висоті приміщення (рисунок). Результатом цього є відсутність збурення повітря на гріючій поверхні і здимання пилу, як це має місце у разі використання радіаторів. В останньому випадку пил підіймається потоками повітря і зосереджується у завислому стані в зоні дихання людини. Крім того, повністю відсутнє явище пригорання пилу, так як температура на поверхні опалювальної панелі підтримується в межах 26 °С.

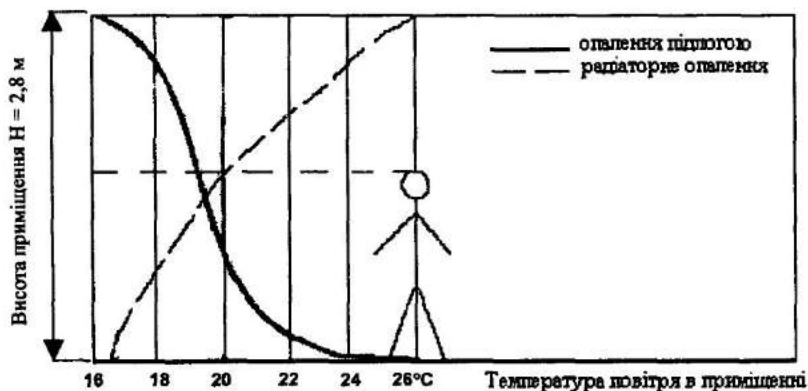


Рисунок. Розподілення температури по висоті приміщення в умовах використання підлогового та радіаторного опалення

До переваг підлогових систем опалення можна віднести відчутне зниження тепловтрат, яке досягається завдяки: по-перше, оптимальному розміщенню, по-друге, великій площі нагрівального елемента. Оптимальна робота системи досягається шляхом встановлення приладів управління температурним режимом, а більша величина променистої складової в порівнянні з конвективною дає змогу знизити середню температуру повітря в приміщенні з 22° до 20 °С, не порушуючи при цьому умов теплового комфорту в приміщенні.

Надійність і довговічність цих систем визначається не тільки якістю використаних матеріалів (трубопроводів, кріплень та монтажних з'єднань нагрівальних елементів), стійких до температурних та гідравлічних навантажень, але й досконалістю технології. Тому важливим, можна навіть сказати, визначальним критерієм довговічності та надійності роботи системи опалення – є досвід роботи фірми-виробника елементів системи опалення та монтажної організації. А при належному монтажі

та експлуатації системи опалення термін служби її може бути співставлений з терміном служби будинку. Як показав досвід, замонолічені в бетон трубопроводи систем опалення зберігаються значно довше відкритих трубопроводів.

Що стосується безпеки експлуатації електричних "теплих підлог", то її потрібний рівень досягається шляхом подвійної або, навіть, потрійної ізоляції, екранування нагрівального кабелю, а також встановлення обладнання захисного відключення.

Порівняно легкий і не трудомісткий процес встановлення опалювального обладнання дає можливість знизити величину капітальних витрат для цих систем на етапі монтажу, а в подальшому, в період експлуатації, підігрів підлоги може відбуватися не постійно, а періодично, що помітним чином вплине на величину експлуатаційних витрат. Такий періодичний режим встановлюється за допомогою температурних датчиків, які закладаються в шар стяжки підлоги. Тобто нагрівшись до певної температури, "тепла підлога" вимикається і починає працювати в акумуляційному режимі.

З огляду на те, що з 1999 року в Україні введено в дію використання льготного тарифу на електроенергію в нічний проміжок часу, очевидно є доцільність роботи "теплої підлоги" за льготним графіком, використовуючи масив підлоги як теплонакопичувач.

Крім всього вищесказаного, необхідно додати, що системи опалення типу "тепла підлога", у своїй більшості, дозволяють повністю виключити використання, порушуючих інтер'єр приміщення, традиційних опалювальних приладів.

Доцільно було вказати на недоліки системи опалення типу "тепла підлога".

Помітним недоліком водяних підлогових систем є складність проведення ремонтних робіт у випадку пошкодження трубопроводів системи, особливо якщо виникає потреба в демонтажі покриття та верхнього шару бетонної стяжки підлоги в житловому приміщенні. Цей недолік досить тривалий час стримував темпи поширення подібних систем, однак сьогодні ця проблема вирішується із застосуванням трубопроводів, виготовлених з матеріалів стійких до гідравлічних та температурних навантажень.

Як недолік підлогових систем опалення можна розглядати їх значну, в порівнянні з радіаторним опаленням, теплову інерцію. Цей недолік є особливо відчутним при різкій зміні температури зовнішнього повітря або при збільшенні ступеню інсоляції крізь прозорі огорожуючі конструкції. Однак при використанні додаткових заходів (облад-

нання вікон жалюзіями або гардинами, встановлення терморегулюючих пристроїв) такий негативний фактор, як теплова інерція може бути хоча і не усунений, але принаймні зменшений.

До недавніх пір суттєвим недоліком електричної системи підлогового опалення була загроза створення електромагнітного поля, яке негативно впливає на організм людини. Саме з цієї причини у 80-х рр. попит на електричні системи на Заході значно знизився. В сучасних системах широко застосовують двопровідникові екрановані кабелі. Електромагнітне поле, яке вони створюють в процесі роботи, значно нижче від природного земного і становить приблизно 0,2–1 мкТл.

І все-таки, не зважаючи на всі вищенаведені недоліки таких систем, за оцінками спеціалістів, опалення в підлозі ефективно і може бути рекомендоване для більшості приміщень (70–90% загального житлового і громадського будівельного фонду). В решті випадків доцільним є використання його сумісно з іншими опалювальними приладами.

Використана література

1. Бахиди Л. Тепловой микроклимат помещений: расчёт комфортных параметров по теплопоступлениям человека / Пер с венг.; под ред. Прохорова В. И. и Наумова А. Л. – М.: Стройиздат, 1981. – 464 с.
2. Богословский В. Н., Сканава А. Н. Отопление: Учеб. Для вузов. – М.: Стройиздат, 1991. – 735 с.
3. Мачкаши А., Бахиди Л. Лучистое отопление / Пер с венг. – М.: Стройиздат, 1985. – 462 с.
4. Универсальный справочник застройщика “Тёплый дом”. – М.: 2000. – 391с.
5. Петренко С. “Тёплый пол”. – К.: Будмайстер. – 2002. – № 24.

ДО ТЕОРЕТИЧНИХ ПОЛОЖЕНЬ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ СПОРУД ВОДОПОСТАЧАННЯ

Проблема регулювання рівня рідини в резервуарах є, з точки зору теорії автоматичного регулювання, основним процесом системи управління як при поточкорозподілі ЦП (цільового продукту) серед споживачів, так і при автоматизованому управлінні роботою насосних агрегатів насосних станцій. При цьому головними вимогами, що висуваються до системи, є надійність та простота обслуговування в експлуатації. В той же час на точність регулювання не накладено якихось жорстких умов [1,2].

Аналіз досліджень та публікацій, що пов'язані з цією проблемою [3,5,6], довів, що саме знання та використання основних теоретичних положень необхідні при розв'язанні завдань з автоматизації управління технологічним процесом, для правильного вибору методів і засобів автоматизації підсистем або об'єктів, у сукупності складаючих виробничий процес, суттєве значення має всебічне врахування властивостей цих об'єктів, а аналіз цих властивостей у сукупності з властивостями використаних засобів автоматики дає можливість міркувати про якість і надійність автоматизації об'єкта, зокрема водопровідного господарства.

Основною темою даної статті є розгляд, ознайомлення та вивчення основних теоретичних положень системи автоматичного регулювання рівня води на прикладі системи регулювання рівня ЦП в резервуарі.

Резервуар, як підсистема споруд водопроводу, є основним елементом (об'єкт) будь-якої системи автоматичного регулювання. Розглянемо цей об'єкт регулювання, що характеризується притоком Q_p (подачею) та стоком Q_v (витратою) ЦП. При різниці між притоком та стоком в об'єкті виникає перехідний процес.

Об'єкти, що мають одну вхідну X та одну вихідну Y величини, можуть бути описані наведеним рівнянням

$$A \frac{dY}{dX} = \Delta Q, \quad (1)$$

де A – постійний коефіцієнт, що має конкретні значення для того чи іншого процесу; ΔQ – результуюче матеріальне або енергетичний вплив, що викликає відключення вихідної величини.

Коефіцієнт A характеризує динамічні властивості об'єкта та визначає характер зміни Y у часі. Що стосується ΔQ , то в загальному випадку вона дорівнює різниці між притоком $Q_{\text{п}}$ та витратою $Q_{\text{в}}$ ЦП у об'єкті, тобто

$$\Delta Q = Q_{\text{п}} - Q_{\text{в}}. \quad (2)$$

У стані рівноваги приток повинен бути рівним витраті: $Q_{\text{п}} = Q_{\text{в}}$. При цьому $\Delta Q = 0$. При A , що відрізняється від 0, похідна також повинна бути рівною Q , що відповідає незмінному (постійному) значенню Y .

При появі $\Delta Q = Q_{\text{п}} - Q_{\text{в}}$ в об'єкті виникає перехідний процес, при якому Y змінюється у часі. Характер цієї зміни визначається вирішенням диференційного рівняння.

Розглянемо систему регулювання рівня води в резервуарі, наведеному на рисунку.

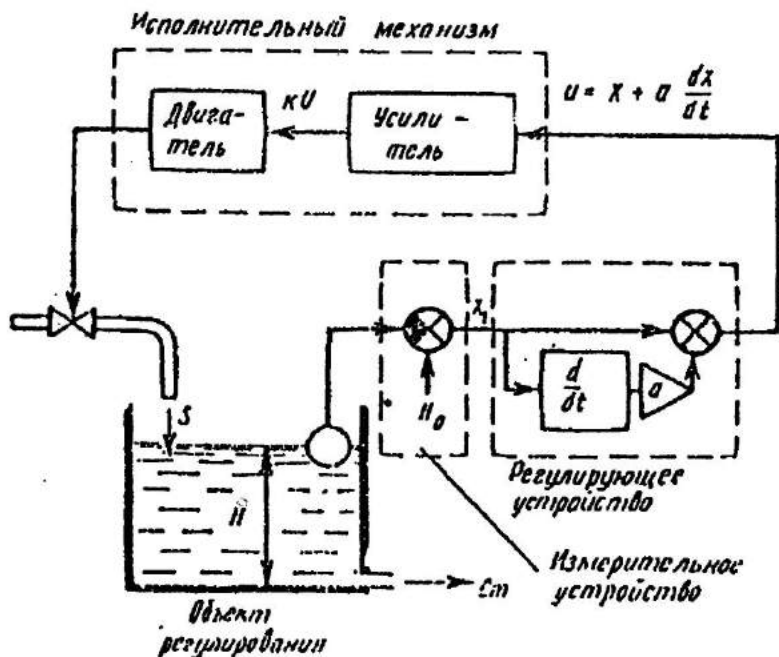


Рисунок. Схема системи автоматичного регулювання рівня води в резервуарі

Тут H – рівень води, що регулюється; H_0 – рівень, що заданий, тобто система регулювання працює в режимі стабілізації; $Q_{\text{П}}$ – приток води в резервуар; $Q_{\text{В}}$ – витрата води з резервуара.

Регулювання рівня відбувається зміною притоку води в резервуар S , при цьому витрата $Q_{\text{В}}$ може розглядатися як зовнішнє збудження. Згідно з термінологією САР, регулятор системи складається з вимірювального елемента у вигляді теплового вимірювача рівня [3, 4], що перетворює елемент (на схемі показаний), регулює пристрої, з одного боку вироблює сигнал $X = H_0 - H$, з іншого боку, формує сигнал

$U = X + a\left(\frac{dX}{dt}\right)$, який подається далі на підсилювач та виконавчий механізм (ВМ). Таким чином, на ВМ подається сигнал, пропорційний сумі неузгодженості X та його похідної $\frac{dX}{dt}$ з деяким постійним коефіцієнтом передачі a , тобто регулюючий пристрій використовує так званий пропорційно-диференційний (ПД) закон регулювання [5, 6].

В якості ВМ в системі використовується електричний двигун, який впливає на РО-кран, який змінює швидкість притоку води в резервуар [4]. Між S , H та $Q_{\text{В}}$ існує наступна залежність:

$$T\left(\frac{dH}{dt}\right) = S - Q_{\text{В}}, \quad (3)$$

де T – площа поперечного перерізу резервуара.

Ця залежність становить математичний опис (модель) об'єкта регулювання. З точки зору розбивки системи на типові ланки об'єкт регулювання становить інтегруючу ланку. Запишемо інші рівняння системи:

$X = H_0 - H$ – рівняння вимірювального елемента; $U = X + a\left(\frac{dX}{dt}\right)$ – рівняння регулятора; $\frac{dS}{dt} = KU$ – рівняння ВМ, де K – коефіцієнт підсилювача.

Таким чином, вимірювальний елемент становить безінерційну ланку, регулятор – це паралельне з'єднання безінерційної та диференційної ланок, а виконавчий механізм може бути представлений як інтегруюча ланка [5,7].

З рівняння вимірювального елемента, враховуючи $H_0 = \text{const}$, маємо

$$\frac{dX}{dt} = -\frac{dH}{dt}. \quad (4)$$

Підставивши в рівнянні об'єкта, отримаємо

$$-T\left(\frac{dX}{dt}\right) = S - Q_p. \quad (5)$$

Після диференціювання, знаючи, що $Q_p = \text{const}$, будемо мати

$$-T\left(\frac{d^2 X}{dt^2}\right) = \frac{dS}{dt}. \quad (6)$$

Підставляючи в рівняння ВМ $\frac{dS}{dt}$ та використовуючи рівняння регулятора, отримаємо

$$-T\left(\frac{d^2 X}{dt}\right) = K\left(X + a\frac{dX}{dt}\right) \quad (7)$$

або

$$T\left(\frac{d^2 X}{dt}\right) + Ka\frac{dX}{dt} + KX = 0. \quad (8)$$

Це і є рівняння замкненої системи регулювання. Як видно, воно 2-го порядку з постійними коефіцієнтами.

Наведемо аналіз системи регулювання, що досліджується, на стійкість за допомогою критерію Гурвіца [7].

Характеристичне рівняння замкненої системи має вигляд:

$$Tp^2 + Kap + K = 0. \quad (9)$$

Для того щоб система 2-го порядку була стійкою, всі коефіцієнти рівняння повинні бути більші за нуль, тобто $T > 0$; $Ka > 0$; $K > 0$. Це відповідає умовам $T > 0$; $K > 0$; $a > 0$.

Замітимо, що в системі, що розглядається, ця умова виконується, так як сталі коефіцієнти мають зрозумілий фізичний сенс та не можуть бути меншими за нуль. Дійсно, T – поперечний переріз резервуара; K – коефіцієнт підсилення підсилювача; a – коефіцієнт передачі диференціатора. Таким чином, система стійка.

Що стосується аналізу якості регулювання, то вона може бути оцінена за допомогою прямих методів, так як диференційне рівняння замкненої системи має аналітичне рішення вигляду

$$X = C_1 e^{-\gamma_1 t} + C_2 e^{-\gamma_2 t}, \quad (10)$$

де C_1 та C_2 – сталі, що залежать від початкових умов; γ_1 та γ_2 – корні характеристичного рівняння, що є функціями T , K та a .

В залежності від співвідношень між T , K та a ці корні можуть бути як дійсними, так і комплексними, що, в свою чергу, впливає на характер перехідного процесу в системі. Так, при ступеневому вхідному впливі в першому випадку перехідний процес в системі буде аперіодичним, а у другому – коливальним.

Таким чином, знаючи T , K та a , можна аналітично дослідити характер перехідного процесу в замкненій системі регулювання [6].

Висновки

1. Резервуар – основний об'єкт регулювання системи автоматично-регулювання рівня води.

2. Перехідний процес – різниця між притоком $Q_{\text{п}}$ та витратою $Q_{\text{в}}$ ЦП у об'єкті, тобто $\Delta Q = Q_{\text{п}} - Q_{\text{в}}$ (на ВМ подається сигнал, пропорційний сумі неузгодженості X та його похідної $\frac{dX}{dt}$ з деяким постійним коефіцієнтом передачі a).

3. Основний закон регулювання, що використовує регулюючий пристрій – пропорційно-диференційний (ПД) закон регулювання.

4. Вимірювальний елемент становить безінерційну ланку, регулятор – це паралельне з'єднання безінерційної та диференційної ланок, а виконавчий механізм може бути представлений як інтегруюча ланка.

Використана література

1. *Абрамов Н. Н.* Теория и методы расчета системы подачи и распределения воды. – М.: Стройиздат, 1972. – 297 с.

2. *Omata J., Hiroi K., Kowable K.* Instrumentation and control for waterworks. – Toshiba Review, 1975, v. 30, p. 809–812.

3. *Haykin S.* Neural Network. A Comprehensive Foundation. – New York: Macmillan College Publishing Company, 1994. – 691 p.

4. *Кальфа В., Овчинников В. В.* и др. Основы автоматизации управления производственными процессами. – М.: Советское радио, 1980. – 360 с.

5. *Лоскутов В. И.* Автоматизированные системы управления. – М.: Статистика, 1972. – 201 с.

6. Справочник по проектированию автоматизированного электропривода и систем управления технологическими процессами. /Составили Астрахан В. Д., Богород Г. З. и др./ Под ред. Круповича В. И. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 543 с.

ЛЕОНІД ФЕДОРОВИЧ ГЛУЩЕНКО



Глущенко Леонід Федорович (1927–1995 рр.) – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри теплотехніки (1973–1986 рр.) Київського інженерно-будівельного інституту.

Глущенко Леонід Федорович народився 26 червня 1927 року в м. Києві у робочій родині.

Після закінчення середньої школи він з 1945 р. по 1952 р. служив у лавах Радянської Армії. У 1952–1953 рр. працював у середній школі № 52 м. Києва лаборантом, потім півроку методистом у Республіканській станції юних техніків.

У 1953 р. Л. Ф. Глущенко вступає до Київського політехнічного інституту і закінчує його у 1958 р. з відзнакою, за спеціальністю “Турбінобудування”.

У 1958–1973 рр. Л. Ф. Глущенко працював у Київському політехнічному інституті інженером-дослідником проблемної лабораторії теплообміну і газодинаміки, навчався в аспірантурі, після закінчення якої працював у тій же лабораторії старшим інженером, молодшим науковим співробітником. У 1964–1973 рр., після закінчення аспірантури – асистентом, доцентом кафедри парогенераторобудування та інженерної теплофізики. У 1964 р. захистив кандидатську дисертацію. У 1969 р. йому присвоєно вчене звання доцента кафедри парогенераторобудування та інженерної теплофізики.

З 1973 р. Л. Ф. Глущенко працював у Київському інженерно-будівельному інституті завідувачем кафедри теплотехніки, обраний за конкурсом.

За час роботи у Київському політехнічному інституті він підготував курси лекцій: “Техніка теплофізичного експерименту”, “Атомні електростанції”, “Парогенератори”, “Уведення в спеціальність”. У Київському інженерно-будівельному інституті він читав лекції з курсів “Тепло-механічне обладнання ТЕС та АЕС”, “Котельні установки”, “Будівельна теплофізика”.

Л. Ф. Глущенко був головою науково-методичної комісії з тепло-техніки при Мінвузі України. За час науково-педагогічної діяльності у Київському інженерно-будівельному інституті, а раніше у Київському політехнічному інституті Л. Ф. Глущенко опублікував 126 наукових праць, у тому числі він автор 26 винаходів. Під його науковим керівництвом підготовлено 12 кандидатів технічних наук. Він був авторитетним спеціалістом і дуже доброю людиною, займався громадською діяльністю в інституті.

У 1985 р. Л. Ф. Глущенко подав заяву ректору про звільнення його з посади завідувача кафедри теплотехніки у зв'язку з хворобою та переведення на посаду доцента кафедри. Його прохання було задоволено.

У 1991 р. він призначений професором кафедри. На цій посаді він працював до 1995 р. і в цьому ж році помер. Похований Л. Ф. Глущенко у Києві на Байковому кладовищі.

Возняк О. Т., Ковальчук А. О. **Повітророзподіл зустрічними неспіввісними круглими струминями.**

У цій статті представлені результати експериментальних досліджень повітро-розподільного пристрою з використанням у вентиляційній техніці зустрічних неспіввісних повітряних струмин для створення рівномірного результуючого повітряного потоку. Був проведений чотирифакторний експеримент, побудована відповідна номограма та отримані аналітичні розрахункові залежності. Отримані результати цих досліджень дають змогу проводити інженерні розрахунки повітро-розподілу зустрічними неспіввісними круглими струминями при різних геометричних параметрах припливної системи і співвідношеннях витрат повітря у повітропроводах.

Зінич П. Л., Жуковський С. С., Черноус О. В. **Аналіз аеродинамічних характеристик місцевих відсмоктувачів.**

Приведений аналіз аеродинамічних характеристик місцевих відсмоктувачів та математичні залежності для розрахунку коефіцієнтів місцевих опорів цих відсмоктувачів. Список літ.: 8 назв.

Зінич П. Л., Жуковський С. С., Черноус О. В. **Техніко-екологічні аспекти використання конічних місцевих відсмоктувачів у виробництві.**

Приведені математичні та графічні залежності для розрахунку осьової швидкості, довжини дії та коефіцієнтів місцевого опору відсмоктувачів. Список літ.: 9 назв.

Пісарев В. Є., Довгалюк В. Б. **Регулювання параметрів повітря за допомогою регенеративних побічно-випарних повітроохолоджувачів.**

Розглянута можливість сумісного використання регенеративних побічно-випарних повітроохолоджувачів та сорбційних осушувачів повітря для регулювання параметрів припливного повітря. Показано, що використання регенеративних повітроосушувальних установок дає змогу розширити межі зміни тепловологісних параметрів обробленого повітря при одночасній економії енергії на охолодження повітря.

Єжі Піотровські. **Методика експериментального дослідження природного повітрообміну в приміщенні.**

В статті представлена методика дослідження процесів природного повітрообміну в сучасних житлових спорудах. Описаний метод, заснований на принципі маркірування повітряного середовища приміщень газами, що маркірують, при дослідженні величини повітрообміну, який, на думку автора, належить до більш точних методів, ніж застосовувані методи тиску, що дає змогу провести дослідження дійсної величини повітрообміну в приміщеннях і будинках. Наведені дані дослідження.

Худенко А. А. Тепловое моделирование относительно живых организмов.

Разработанная методика термографического теплового моделирования живых организмов, в том числе теплообмена человека при условии, когда поверхность человека облучается источником лучистой энергии. Приведенная методика содержит рекомендации для построения тепловых моделей и расчетные соотношения для обработки модельной информации.

Корбут В. П., Ищенко М. Ю. Особенности совместной работы котлоагрегатов и газотурбинных установок с башенными градирнями.

Наведений аналіз роботи баштових градирень випаровувального типу та можливі напрями зниження вологоутворення при випаровувальному охолодженні води, наприклад, при сумісній роботі градирні з викидними пристроями продуктів згорання котлоагрегатів. Список літ.: 10 назв.

Черних Л. Ф. Результаты досліджень теплового режиму приміщень з електричною кабельною системою опалення теплоаккумуляційної дії (ЕКСО-ТА) при мінімальній в Україні температурі зовнішнього повітря.

Показана можливість підвищення теплоакуючих властивостей електропідлоги приміщення з електричною кабельною системою опалення теплоакуючої дії (ЕКСО-ТА) шляхом збільшення товщини шару важкого бетону над електрокабелем та додаткової теплової ізоляції по периметру цього шару.

Росковшенко Ю. К, Ткаченко В. А. Реконструкція систем опалення зимових теплиць ангарного типу.

Наведено технічні рішення з реконструкції систем опалення ангарних гідропонних теплиць НВП "Агрокомбінат Пуша Волиця" та результати експериментальних досліджень їх теплової ефективності.

Приймак О. В. Експериментальні дослідження теплових і гідродинамічних характеристик тепломасообмінників змішувального типу (ТМЗД).

В статті наведено результати обробки даних гідравлічних досліджень тепломасообмінників ТМЗД та емпіричні формули для розрахунку їх гідравлічного опору.

Вознюк І. В. Алгоритмізації та програмування оптимального синтезу багатоконтурних систем теплопостачання.

У роботі розглядається загальна задача оптимального синтезу багатоконтурних систем теплопостачання, а також описується принципова блок-схема алгоритмів її декомпозиції.

Зайцев О. Н. **Способ регулирования работы теплогенерирующих установок малой мощности.**

На основі аналізу та чисельного моделювання формули Прандтля та запропонований метод регулювання теплогенеруючих установок малої потужності. Список літ.: 2 назв.

Кононенко Г. М. **Дослідження конвективного тепло- і масопереносу при течії води в тріщинуватому середовищі.**

Показано розв'язання задач конвективного теплообміну та масопереносу при довільній плоскій течії рідини в тріщинуватому середовищі. Список літ.: 3 назв.

Степанов М. В. **Експериментальне дослідження поліетиленового водонагрівача.**

Наведені результати експериментальних досліджень поліетиленового теплообмінника та емпіричні формули для визначення коефіцієнта тепловіддачі при ламінариому русі води. Список літ.: 12 назв.

Кушніров О. С., Черних Л. Ф. **Особенности системы опаления типа "тепла підлога".**

В даній статті розглянуто загальні питання стосовно використання систем підлогового опалення. Наведені їх основні переваги та недоліки. Стаття містить графік, що ілюструє температурне розподілення по висоті приміщення в умовах використання підлогового та радіаторного опалення.

Біляський Ю. В. **До теоретичних положень автоматичного регулювання споруд водопостачання.**

В статті розглянуті основні теоретичні положення системи автоматичного регулювання рівня рідини на прикладі системи регулювання рівня цільового продукту (ЦП) в резервуарі (досліджений основний об'єкт регулювання – резервуар, розглянуто основні закони регулювання та види ланок – безінерційна, диференційна та інтегруюча) та доведено, що саме знання теорії та теоретичних положень дає можливість надалі досліджувати та вирішувати проблему автоматичного регулювання споруд водопостачання. Список літ.: 6 назв.

ІНФОРМАЦІЯ	3
ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	5
<i>Возняк О. Т., Ковальчук А. О.</i> Повітророзподіл зустрічними неспіввісними круглими струминами	5
<i>Зінич П. Л., Жуковський С. С., Черноус О. В.</i> Аналіз аеродинамічних характеристик місцевих відсмоктувачів	11
<i>Зінич П. Л., Жуковський С. С., Черноус О. В.</i> Техніко-економічні аспекти використання конічних місцевих відсмоктувачів у виробництві	14
<i>Пісарев В. Є., Довгалюк В. Б.</i> Регулювання параметрів повітря за допомогою регенеративних побічно-випарних повітроохолоджувачів	20
<i>Єжі Піотровські.</i> Методика експериментального дослідження природного повітрообміну в приміщенні	30
ТЕПЛОБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ	34
<i>Худенко А. А.</i> Теплове моделювання стосовно живих організмів.....	34
<i>Корбут В. П., Ищенко М. Ю.</i> Особенности совместной работы котло-агрегатов и газотурбинных установок с башенными градирнями.....	39
<i>Черних Л. Ф.</i> Результати досліджень теплового режиму приміщень з електричною кабельною системою опалення теплоаккумуляційної дії (ЕКСО-ТА) при мінімальній в Україні температурі зовнішнього повітря	47
<i>Росковщенко Ю. К., Ткаченко В. А.</i> Реконструкція систем опалення зимових теплиць ангарного типу	54
<i>Приймак О. В.</i> Експериментальні дослідження теплових і гідродинамічних характеристик тепломасообмінників змішувального типу (ТМЗД)	59
<i>Вознюк І. В.</i> Алгоритмізації та програмування оптимального синтезу багатоконтурних систем теплопостачання	65
<i>Зайцев О. Н.</i> Способ регулирования работы теплогенерирующих установок малой мощности.....	70
<i>Кононенко Г. М.</i> Дослідження конвективного тепло- і масопереносу при течії води в тріщинуватому середовищі.....	74
<i>Степанов М. В., Росковщенко Ю. К., Дзюбенко В. Г.</i> Експериментальне дослідження поліетиленового водонагрівача	80
<i>Кушніров О. С., Черних Л. Ф.</i> Особливості системи опалення типу "тепла підлога"	88
<i>Білявський Ю. В.</i> До теоретичних положень автоматичного регулювання споруд водопостачання	93

ВИДАТНІ ВЧЕНІ, ПЕДАГОГИ	98
Глущенко Леонід Федорович.....	98
Анотації	100

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 6

Підп. до друку 29.01.2003. Формат 60x84 ¹/₁₆.
Папір друк. № 1. Умовн. друк. арк. 6,5. Обл.-вид. арк. 6,5.
Тираж 150. Зам. № 3-2781.

ЗАТ «ВІПОЛ», ДК № 15
03151, м. Київ, вул. Волинська, 60