

Міністерство освіти і науки України
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 11

Київ 2007

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 11. Головний редактор Е. С. Малкін. — К.: КНУБА, 2007. — 140 с.

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

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

Редакційна колегія: Е. С. Малкін (головний редактор), Ю. К. Росковшенко (заст. головн. ред.), М. В. Степанов (відп. секретар), 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, 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 № 27 від 29.06.2007.

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, 2007

УДК 544.032.53

Малкін Е. С., докт. техн. наук, проф.

Луцик Р. В., докт. техн. наук, проф.

Данилевич Н. С., інж.

Приймак О. В., канд. техн. наук, доцент

Фуртат І. Е., канд. техн. наук, доцент

Київський національний університет

будівництва і архітектури

Київський національний університет технологій і дизайну

ПРО ВПЛИВ МАГНІТНИХ ПОЛІВ НА ПИТОМУ ТЕРПООТУ ВИПАРОВУВАННЯ ВОДИ

Починаючи з другої половини ХХ століття питанням впливу полів, створених сталими і електричними магнітами, на властивості води і водних розчинів присвячено значну кількість робіт, наприклад [1–4]. Були досягнуті певні результати в області суттєвого вдосконалення технологічних процесів у різних галузях в умовах застосування магнітної обробки води і водних розчинів: в енергетиці – інтенсифікація теплообміну за рахунок практичної ліквідації накипу на поверхні теплообміну; в легкій промисловості – інтенсифікація процесів промивання оброблених тканин і переносу розчинених речовин у них; в житлово-комунальному секторі – покращення очищення води; в агропромисловому секторі – полив рослин та інтенсифікація їхнього росту та в багатьох інших галузях.

Значно гірше складались справи з теоретичним обґрунтуванням складного явища впливу магнітних полів на властивості води і розчинів. В [5] вперше було висунуто гіпотезу про те, що механізм впливу магнітного поля на воду обумовлений його дією на спини протонів її молекул. Але за час, що минув після появи цього теоретичного припущення, прямого експериментального підтвердження його не було отримано. Як наслідок не було приділено уваги різниці у впливі на воду полів сталих природних та електричних магнітів, і технології розроблялись як з електричними, так і з природними магнітами. Між тим з самого теоретичного

висновку про механізм впливу магнітного поля на воду через дію на спини протонів її молекул витікає, що велике значення для інтенсивності впливу магнітного поля на властивості води, окрім напруженості поля, повинні мати частота і амплітуда коливання магнітних хвиль. Це положення знаходить якісне підтвердження в результатах дослідів впливу на воду полів електричного і природного магнітів, в яких показано, що за умов приблизно однакових напруженостей поля час досягнення оптимальних результатів становить для полів природного магніту – $0,1 \div 0,5$ с, а для електромагнітного поля – $30 \div 60$ хв. Більш переконливо це положення підтверджено в останніх роботах Б.А.Барана [6,7], в яких показано, що, по-перше, обробка води в полях НВЧ наближається за своїми результатами до обробки її в полях природних магнітів, а, по-друге, дія магнітного поля Землі на воду порівняна з дією на неї електромагнітного поля звичайних частот. Таким чином, зміни параметрів магнітного поля Землі можуть суттєво впливати на результати обробки води в полі електричного магніту, а з урахуванням синусоїдального характеру впливу на воду напруженості електромагнітного поля, можуть навіть привести до від'ємного результату. Цим фактом можна пояснити нестабільність результатів обробки води в полях електричних магнітів.

Метою робіт, освітлених у даному повідомленні, було експериментальне підтвердження наведених вище положень і спроба виявити найбільш ефективні і стабільні методи обробки води в магнітних полях.

Для цього використовувалось порівняння даних досліджень, виконаних при однакових параметрах води та магнітних полів попередніх років і проведених у період 12.2005 \div 05.2006 років.

Визначення питомих теплот випарування вод, що наведені в табл. 1, проводилося за методом енергограм сушіння [8] при температурі $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 1

Взірець	pH	Електропровідність, $\text{Ом}^{-1}\cdot\text{см}^{-1}$
Дистильована вода	7,5	10
м. Єлець	7,7	500
м. Київ	7,8	510

Як видно з табл. 1 рН досліджуваних зразків практично не відрізняється, а електропровідність змінюється в залежності від наявності розчинених у воді солей.

Досліджувались як вихідні води, що не пройшли магнітну обробку, так і води, що пройшли обробку в полі сталих магнітів (рис. 1 і рис. 2) і електромагнітному полі (рис. 3).

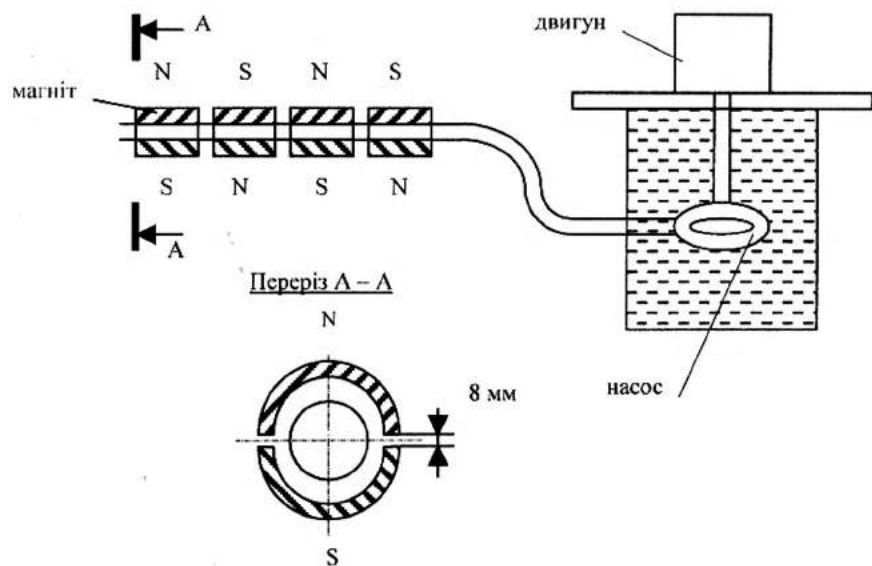


Рис. 1. Магнітний активатор накладного типу

В першій серії дослідів визначались питомі теплоти випаровування вільної води. Результати дослідів зведено в табл. 2 по впливу магнітної обробки на величину питомої теплоти випаровування води у вільному стані.

Таблиця 2

Зразок	Питома теплота випаровування вихідної води, МДж/кг	Питома теплота випаровування омагніченої води, МДж/кг		
		Активатор 1	Активатор 2	Активатор 3
Дистильована вода	2,26	2,08	2,07	2,08
м. Слєць	2,30	2,11	2,09	
м. Київ	2,30	2,12	2,10	

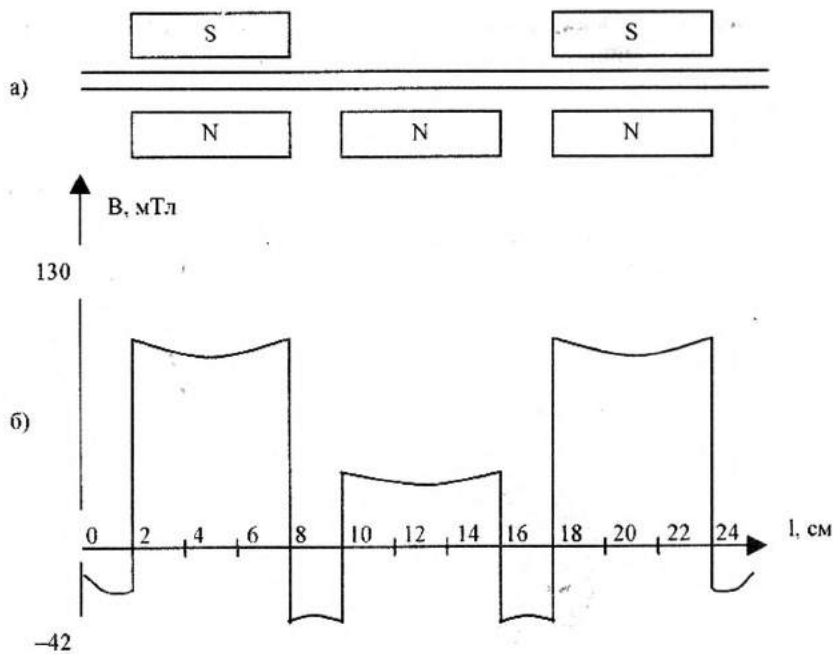


Рис. 2. Магнітний активатор зі змінною конфігурацією магнітної індукції поля (а) та його топографія (б)

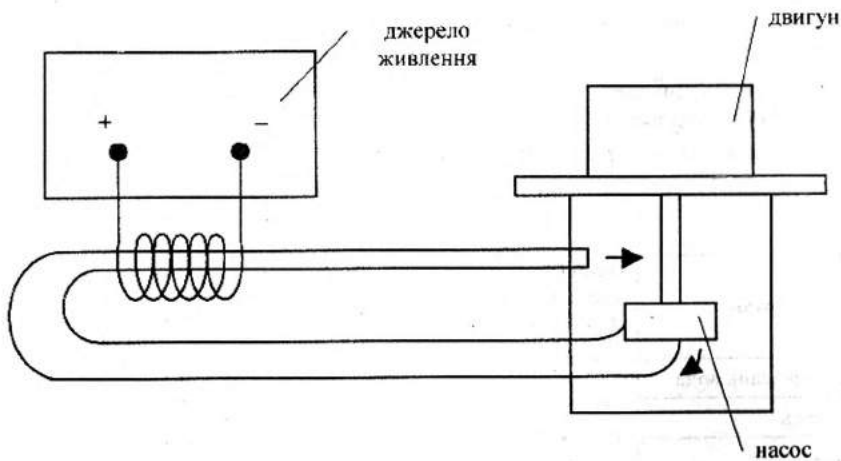


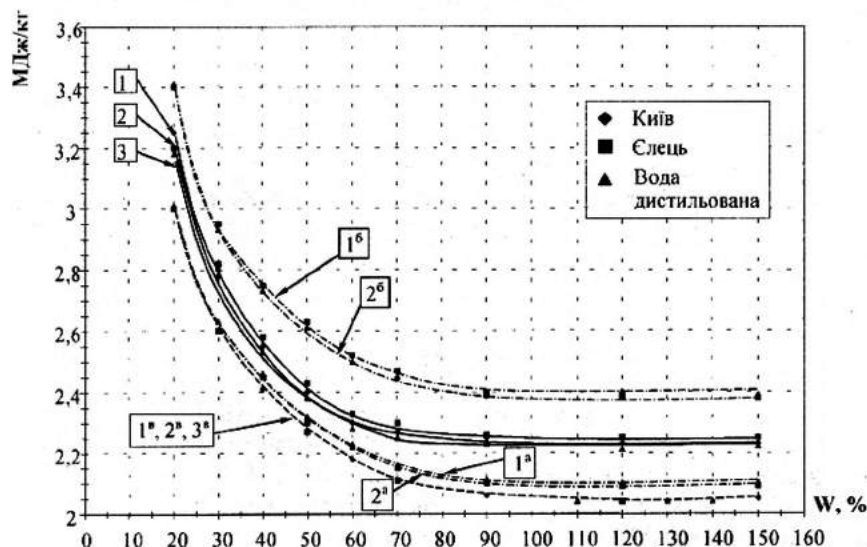
Рис. 3. Електромагнітна установка

Зразок	Питома теплота випаровування вихідної води, МДж/кг	Питома теплота випаровування омагніченої води, МДж/кг		
		Активатор 1	Активатор 2	Активатор 3
Дистильована вода	2,26	2,08	2,07	2,08
м. Єлець	2,30	2,11	2,09	
м. Київ	2,30	2,12	2,10	

Як видно з табл. 2, питомі теплоти випаровування в усіх дослідних зразках, які пройшли обробку в полях природних і електричних магнітів приблизно на 8% менші, ніж у вихідних зразках.

У другій серії дослідів знаходились питомі теплоти випаровування води з вологих зразків бавовняних тканин.

На рис. 4 наведено криві енергограм сушіння бавовняних тканин, що зволожені неомагніченою та омагніченою водою.



1, 2, 3 – сушіння тканин, зволених неомагніченою водою;

1^а, 2^а, 3^а – сушіння тканин, зволених водою, омагніченою в полі природних магнітів;

1^в, 2^в, 1^б, 2^б – сушіння тканин, зволених водою, омагніченою в електромагнітній установці.

Рис. 4. Енергограми сушки бавовняної тканини, просоченої водою.

Зразок – тканина, просочена водою	Питома теплота випаровування вихідної води, МДж/кг	Питома теплота випаровування омагніченої води, МДж/кг	
		Омагнічена в активаторі	Омагнічена в електро- магнітній установці
Дистильована вода	2,26	2,11 (-7%)	2,11 (-7%); 2,42 (+7%)
м. Єлець	2,24	2,10 (-6%)	2,11 (-6%); 2,40 (+7%)
м. Київ	2,26	2,10 (-7%)	

Виконаний комплекс досліджень дозволяє зробити такі висновки:

1. Обробка вільної води з різною початковою жорсткістю в необмеженому просторі і в макропорах матеріалів в полях природних магнітів призводить до стабільного зниження питомої теплоти пароутворення до $8 \div 10\%$ з одночасним зростанням поверхневого натягу води і темпу капілярного просочення.

2. Обробка вільної води у необмеженому просторі і в макропорах матеріалів в полях електромагніта при частотах електричного струму до 50 Гц показала нестабільність впливу такого виду обробки на питому теплоту пароутворення (діапазон коливань становить $15 \div 16\%$). Тобто такий метод обробки потребує подальшого доопрацювання.

3. На даний момент за простотою конструкційних рішень та стабільністю результатів найбільш перспективним є метод обробки води в полі природних магнітів.

Література

1. *Класе В. И.* Омагничивание водных систем – М.: Химия, 1982. – 296 с.
2. *Ерыгин Г. Д.* Вопросы теории и практики магнитной обработки воды и водных систем. – М.: Цветметинформация, 1971. с. 68–71.
3. *Миненко В. И.* Электромагнитная обработка воды в теплоэнергетике. – Харьков: Изд. ХГУ, 1981. – 96 с.
4. *Баран Б. А., Криворучко А. П.* Применение магнитного поля в процессах водоподготовки. // Химия и технология воды – 2000 № 2. с. 135–142.
5. *Баран Б. А., Березнюк О. Я., Покришко Г. А.* Дія надвисокочастотних магнітних хвиль на біохімічні процеси. // Матеріали 3-ї міжнародної конференції “Динаміка наукових досліджень. 2004”. – Дніпропетровськ, наука і освіта, 2004. – т. 34. с. 11–13.

6. Баран Б. А. Фізико-хімічне обґрунтування дії магнітного поля на водні розчини в системах техноекотологічної безпеки. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора хімічних наук. Хмельницький. 2005.

7. Баран Б. А., Дроздовський В. Б. Вплив конфігурації магнітного поля на іонний обмін. // Вісник технологічного університету Поділля. – 1999. № 1, 4, 6. с. 3–5, 117–119, 174–177.

8. Луцык Р. В., Малкин Э. С., Абаржи И. И. Тепломассообмен при обработке текстильных материалов. – К.: Наукова думка, 1993. – 320 с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІКИ ПЕРЕГРІТОГО ПОТОКУ РІДИНИ В ГІДРАВЛІЧНО ГЛАДКИХ ЩІЛИННИХ МІКРОКАНАЛАХ

Характерною ознакою адіабатного перегрітого однофазного потоку рідини від однофазного потоку рідини який знаходиться далеко від стану насичення $t_{nom} \ll t_s$ є можливість інтенсивного фазового переходу (скипання) при незначній зміні умов течії (наприклад при подоланні місцевого опору). Згідно існуючим даним [1–3] нерівноважність адіабатного перегрітого потоку рідини монотонно збільшується по довжині каналу зі зниженням тиску в ньому. При цьому, по мірі зниження тиску, в потоці можлива реалізація всіх існуючих режимів двофазної течії. Стосовно до адіабатних метастабільних потоків розроблено наступну еволюцію їх структури [2]. В початковій стадії розвитку закипаючого потоку виникає пазирчикова структура. По мірі збільшення паровмісту потоку росте розмір пазирчиків та пазирковий режим течії вичерпує себе, при цьому значення характеристичної функції парової фази дорівнює $B_2 = 0,524$. Сумарна поверхнева енергія стичних пазирчиків більша за поверхневу енергію одного агломерованого з них пазиря, це призводить до процесу злиття парових утворень. Подальше пароутворення буде призводити до росту розміру пазиря в поздовжньому напрямі, тобто пазирковий режим течії змінюється снарядним або снарядно-пінним. При руйнуванні рідких плівок та перемичок між ними відбувається інверсія фаз та виникає парокрапельний режим витікання. Відмічено випадки, коли нерівноважність фаз монотонно збільшується по мірі наближення потоку до вихідного перерізу та досягає найбільшого значення в вихідному перерізі, іншими словами, адіабатне скипання потоку відбувається безпосередньо на виході з каналу.

Попередній аналіз еволюції структури адіабатно скипаючого потоку рідини в щілинних мікроканалах товщиною $63 \div 170$ мкм, виконаний згідно методики поданій в монографії [2], виявив можливість реалізації в ньому всіх двофазних структур. В якості вихідних даних розглядалися як мінімально можливі розміри парових зародків $R_0 = (0,5 \div 3,0) \cdot 10^{-6}$

м, так і розміри парових зародків для потоку, в якому присутні розчинені гази $R_0 = 36,0 \cdot 10^{-6}$ м. З іншого боку, співмірність лінійних розмірів парових зародків з розмірами щілинних мікроканалів може призвести до ускладнення фазового переходу по довжині каналу та реалізації інтенсивного адіабатного скипання рідини на виході з нього. При цьому, процес витікання буде близьким до течії метастабільного потоку через короткі трубки та діафрагми з випаровуванням в ядрі струмини, яке призводитиме до його дроселювання [3]. При такій моделі течії втрати тиску в щілинному мікроканалі можуть розглядатись як адитивна величина, яка складається з шляхових втрат обумовлених внутрішнім тертям в однофазному потоці ($\Delta p_{тр}$) та втрат при фазовому переході в вихідному перерізі мікроканалу ($\Delta p_{ф}$).

Мета роботи полягала в експериментальному вивченні адіабатної течії перегрітого потоку рідини в гідравлічно гладких щілинних мікроканалах та перевірку можливості скипання рідини по їх довжині при умові вільного витоку в об'єм з атмосферним тиском. Об'єктом дослідження виступали щілинні мікроканали товщиною 63÷170 мкм. Предметом дослідження – гідродинамічні характеристики перегрітого потоку рідини в залежності від величини масової витрати середовища.

Методика експериментального дослідження

Експериментальне дослідження гідродинаміки адіабатного перегрітого потоку рідини в щілинних мікроканалах виконувалось на стенді, основні елементи якого відповідали позиціям, поданим в роботі [4].

Досліджувались концентричні гідравлічно гладкі кільцеві мікроканали шириною 63, 170 мкм. Теплообмін з зовнішньої поверхні робочої ділянки виключався теплоізоляцією останньої шаром азбестового шнура ШАП-1 (ГОСТ 1779-83) ($\lambda = 0,08 + 0,00017 t_{cp}$ Вт/(м °С), $\delta = 0,025$ м). Перепад тиску в робочий ділянці визначався двома шляхами: а) як різниця відліків зразкових пружинних манометрів встановлених на вході та виході в мікроканал; б) диференційним манометром ДТ 150. Для запобігання надходженню до диференційного манометру насиченої пари, імпульсні магістралі сполучались з приладом через гребінки, підключення до гребінок здійснювалось в їх верхній частині [5]. Вимірювання атмосферного тиску (p_0) виконувалось чашковим ртутним барометром.

В якості робочої рідини використовувалась вода водопровідна [6], дослідження проводились в діапазоні масових швидкостей $\rho u \in (9,29 \cdot 10^2; 1,43 \cdot 10^4)$. Температура рідини на вході в канал змінюва-

лась в діапазоні $t_1 \in [100; 150]^\circ\text{C}$. Різниця між надлишковим тиском на виході з мікроканалу та атмосферним тиском не перевищувала 4400 Па. Вказані абсолютні величини відповідали наступним діапазонам чисел Рейнольдса та Ейлера – $Re \in (3,58 \cdot 10^2; 1,24 \cdot 10^4)$, $Eu \in (0,90; 52,78)$ ($Re = (\rho u X) / \mu$, $Eu = \Delta p_n / (\rho u^2)$, де X – характерний лінійний розмір, який дорівнював еквівалентному діаметру каналу). Геометричні розміри мікроканалів подаються в таблиці 1. Методи вимірювання тисків, температур та витрати відповідали описаним в роботі [4]. З всієї сукупності експериментальних даних виділялись випадки в яких ступінь перегріву адиабатного потоку, обумовлена втратою тиску в мікроканалі, становила $3 \div 8^\circ\text{C}$.

Таблиця 1

Характеристики кільцевих мікроканалів

№ п/п	Ширина, $\delta, 10^{-6}$ м	Довжина, $L, 10^{-3}$ м	Діаметр, 10^{-3} м			d_1/d_2	L/d_c
			внутрішній, d_1	зовнішній, d_2	еквівалент., d_c		
Канали гідравлічно гладкі							
1	63	20	14,934	15,060	0,126	0,992	158,7
2	170	5	14,720	15,060	0,340	0,977	14,7
3		10					29,4
4		15					44,1
5		20					58,8

Попередня обробка результатів експериментального дослідження полягала в побудові графічних залежностей перепаду тиску від масової витрати в мікроканалі, G - Δp . Представлення дослідних величин в абсолютному вигляді не дозволило виявити єдиної кореляційної залежності, що обумовило подальший перехід до безрозмірних координат Re - Eu . Фізичні властивості рідини при переході до безрозмірних комплексів приймались при початкових умовах на вході потоку в мікроканал. Рідина приймалась ньютонівською та однорідною. Параметри її стану на кривій насичення однозначно визначались значеннями тиску вздовж проточного тракту витікання. Температура пари приймалась рівною температурі насичення при вимірюваному тиску потоку, а зміна її стану підпорядковувалась законам ідеального газу. Фізичні властивості рідини та водяної пари приймались з роботи [6]. Побудова безрозмірних величин в логарифмічній системі координат $L/(ReX)$ – Eu дозволила оцінити вплив скипання перегрітого потоку рідини на падіння тиску в мікрока-

налі, за величиною відхилення повних втрат тиску від кривої, одержаної для однофазного ізотермічного потоку рідини. Графічні залежності вказали на якісну відмінність результатів, одержаних для метастабільних потоків. Використана координатна система не дозволила одержати єдиної узагальнюючої залежності, яка б характеризувала збільшення перепаду тиску в системі при наявності фазового переходу.

Подальша обробка полягала в розділенні повних втрат тиску в системі на втрати однофазного потоку рідини в мікроканалі та втрати обумовленої фазовим переходом. Як показали результати обробки, для каналів однієї ширини та різної довжини експериментальні точки утворюють єдину сукупність, яка може бути апроксимована степеневою функцією. Приймаючи до уваги, що одержана величина втрати тиску обумовлена фазовим переходом відрізняється від її значення при вході в мікроканал на порядок, останньою величиною нехтували. Виокремлення з повного перепаду тиску величини, яка характеризує скипання потоку, та її представлення як функції від величини, обернено пропорційній числу Рейнольдса, дозволило одержати єдину графічну залежність узагальнюючу результати проведеного дослідження. Узагальнюючий математичний вираз мав вигляд:

$$Eu = 48 \frac{L}{Re X} + A Re^{-n},$$

де $48L/(Re X)$ – доданок, який характеризує втрати тиску на тертя при однофазному русі рідини; $A Re^{-n}$ – доданок, який характеризує втрату тиску на прискорення потоку рідини при її фазовому переході.

Достовірність зроблених висновків, відносно механізму течії перегрітого потоку рідини в щілинних мікроканалах, перевірялась з використанням методики, суть якої полягала в наступному. Експериментально одержані значення повних втрат тиску (Δp_n) в мікроканалах при русі адіабатного перегрітого потоку рідини представлялись як сума шляхових втрат та тертя (Δp_{mp}) та місцевих втрат обумовлених фазовим переходом (Δp_ϕ). Відніманням від початкового тиску на вході в мікроканал величини шляхових втрат на тертя визначалась величина тиску на виході з мікроканалу перед дроселюванням (p_n). З іншого боку, втрати тиску при фазовому переході (Δp_ϕ) визначались з використанням моделі нерівноважної течії [3]. Так, масова швидкість при дроселюванні (G_d) визначалась залежністю:

$$G_d = C_c [2 p_n \rho (1 - r_d)]^{1/2}, \quad (1)$$

де C_c – коефіцієнт стиснення, залежність (2); p_n – початковий тиск в однофазному потоці перед дроселюванням, Па; ρ – густина рідини, визначається для початкових параметрів потоку, кг/м^3 ; r_d – відносний тиск при дроселюванні, залежність (3).

Коефіцієнт стиснення (C_c) для нестисливого потоку визначався залежністю

$$C_c = [0,639(1 - \sigma)^{1/2} + 1]^{-1}, \quad (2)$$

де σ – поверхневий натяг рідини, Н/м, при початкових параметрах потоку.

Відносний тиск при дроселюванні визначався виразом:

$$r_d = p_d / p_n, \quad (3)$$

де p_d – тиск після дроселювання потоку, Па.

Існує зв'язок між тиском після дроселювання потоку та тиском насичення в паровій порожнині ($p_{нас}$):

$$p_{нас} = p_d + \frac{2\sigma}{R}, \quad (4)$$

де R – радіус парової порожнини, м.

Кіндеман та Уейлс, використовуючи точні дані про поверхневий натяг, отримали наступну залежність [3]:

$$r_d = \frac{p_{нас}}{p_n} \left(1 - 0,26 \frac{\sigma}{\sigma_R} \right), \quad (5)$$

де σ_R – поверхневий натяг при тиску 1,2 МПа.

При наближенні $R \rightarrow 1 \cdot 10^{-3}$ м, доданок $2\sigma/R \ll p_d$, тому рівняння (4) може бути представлено у вигляді

$$p_{нас} = p_d. \quad (6)$$

Втрати тиску при дроселюванні визначались рівнянням

$$\Delta p_\phi = p_n - p_d. \quad (7)$$

Використовуючи подані залежності (1)–(7) методом ітерацій розраховувались величини (G_d), ($\Delta p_{тр}$), (Δp_ϕ). В логарифмічній $G_d - p_n$ системі координат будувалась експериментальна кореляція тиску потоку перед дроселюванням (p_n) від масової швидкості при дроселюванні (G_d). Поряд, будувалась крива, яка розраховувалась за залежностями (1)–(7), та представляла собою кореляцію одержану Кіндеманом та Уейлсом

при дослідженні витікання метастабільних потоків з отворів та коротких насадків [3]. За результатами порівняння робився висновок відносно вірності прийнятого механізму руху та витікання потоку рідини, та можливості подальшого використання результатів досліджень.

Результати експериментальних досліджень

На рис. 1 подаються графічні залежності повних втрат тиску в перегрітому потоці рідини для мікроканалів з різними геометричними розмірами. Для каналів однакової ширини експериментальні дані утворюють єдині сукупності точок, що дозволяє зробити висновок відносно малого впливу довжини кільцевого мікроканалу L на загальну величину перепаду тиску. З іншого боку, спостерігається значне відхилення даних, одержаних для каналів різної ширини, Δp_n тим більше, чим менша ширина кільцевого мікроканалу. Незначна залежність повного перепаду тиску від величини масової витрати потоку при різному ступеню його перегріву обумовлювалась основним впливом на його значення втрат при фазовому переході в перегрітому потоці рідини. При цьому, в силу

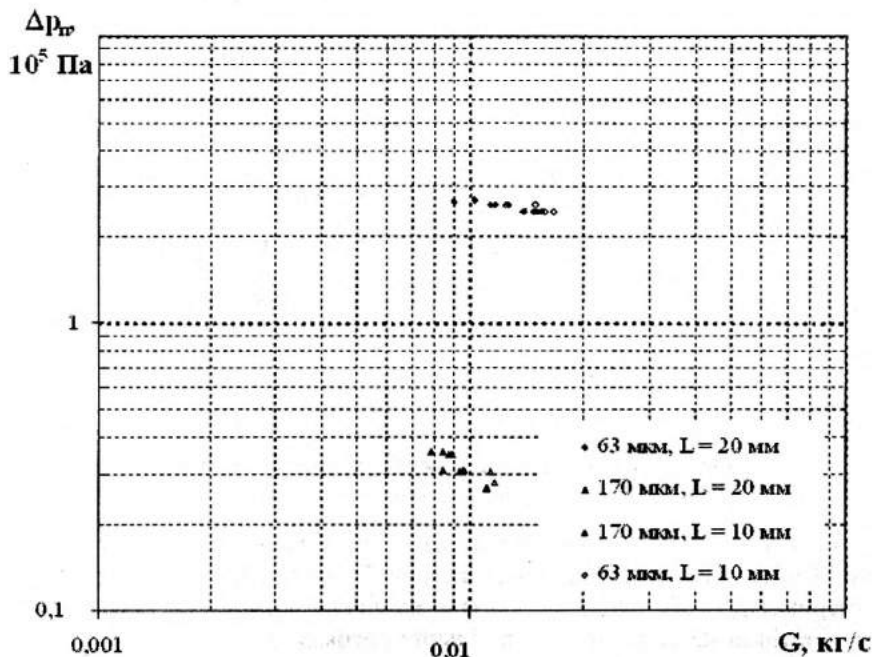


Рис. 1. Залежність повних втрат тиску від масової витрати в системі

значної відмінності густини фаз, незначний перегрів потоку, в 3...5 °С, призводить до різкого збільшення істинного масового паровмісту, після чого, основний вклад в величину повних втрат тиску визначається саме наявністю парової фази потоку. В розглянутому діапазоні масових витрат потоку вплив паровмісту на величину повних втрат тиску проявлявся тим менше, чим більший мікроканал розглядався. Проте, розглянуті графічні залежності не дозволили зробити висновок відносно характеру течії перегрітого потоку в мікроканалі. На наступному рисунку повні втрати тиску в системі подані в безрозмірних координатах (рис. 2). Апроксимація сукупностей експериментальних точок степеневими виразами дозволила встановити, що показник ступеню при числі Рейнольдса постійний, та дорівнює $n = -2,7 \pm 0,1$. Між одержаними рівняннями спостерігалось невелике відхилення, на величину постійного коефіцієнту при числі Рейнольдса, так для каналу шириною 63 мкм – $Eu = 3,0 \cdot 10^{10} Re^{-2,8}$, для каналу шириною 170 мкм – $Eu = 5,4 \cdot 10^9 Re^{-2,6}$.

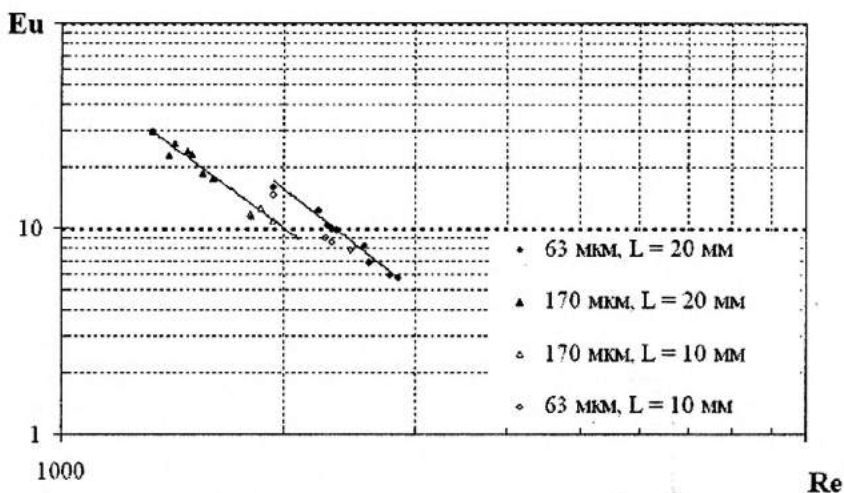


Рис. 2. Узагальнення результатів дослідження для мікроканалів різної ширини

Подальше порівняння результатів досліджень проводилось в $L/(ReX)$ -Eu системі координат. На рис. 3 представлено сукупності експериментальних точок, які вказали на якісну відмінність одержаних результатів втрат тиску в метастабільних потоках по відношенню до течії однофазного ізотермічного потоку рідини.

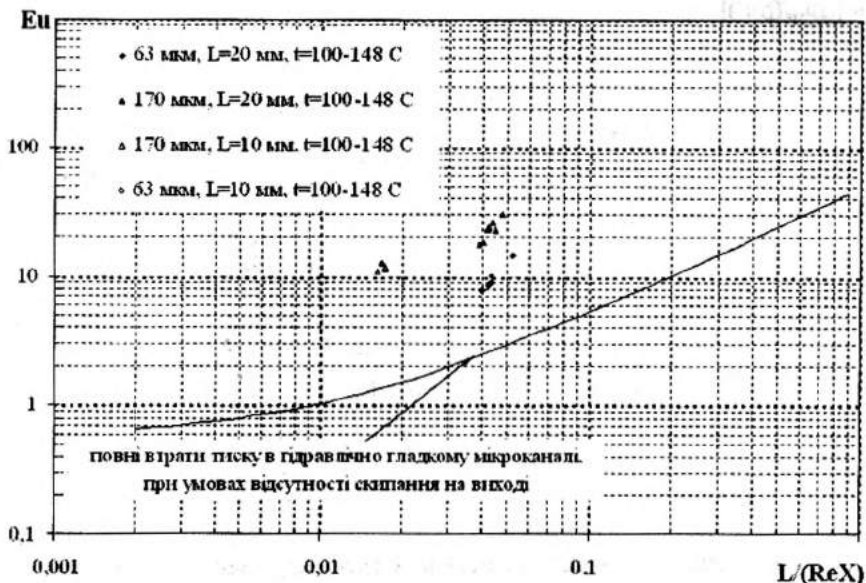


Рис. 3. Порівняння повних втрат тиску при течії метастабільного потоку рідини з втратами, одержаними при течії однофазного ізотермічного потоку

Приймаючи до уваги результати подані на рис. 1–3 та базуючись на результатах, опублікованих в роботі [3], повні втрати тиску представлялись в вигляді суми доданків – втрат тиску на тертя однофазного потоку рідини в кільцевому мікроканалі та втрат тиску обумовлених фазовим переходом на виході з мікроканалу. Перепад тиску обумовлений адіабатним скипанням перегрітого потоку рідини на виході з мікроканалу в об’єм з атмосферним тиском, як функція від величини обернено пропорційній числу Рейнольдса, подається на рис. 4.

Виокремлення із загальних втрат тиску на ділянці величини втрат на тертя однофазного потоку в мікроканалі, дозволило одержати єдине узагальнююче рівняння втрат тиску на виході з мікроканалу, при цьому, коефіцієнт достовірності апроксимації дорівнював $R^2 = 0,95$. Отримана графічна залежність описувалась рівнянням виду:

$$Eu - \left[\Delta p_{тр} / (\rho u^2) \right] = 2,53 \cdot 10^{10} Re^{-2,86}, \quad (8)$$

де Eu – повний перепад тиску на ділянці; $\Delta p_{тр} / (\rho u^2)$ – перепад тиску в мікроканалі, обумовлений тертям при сталій однофазній течії рідини.

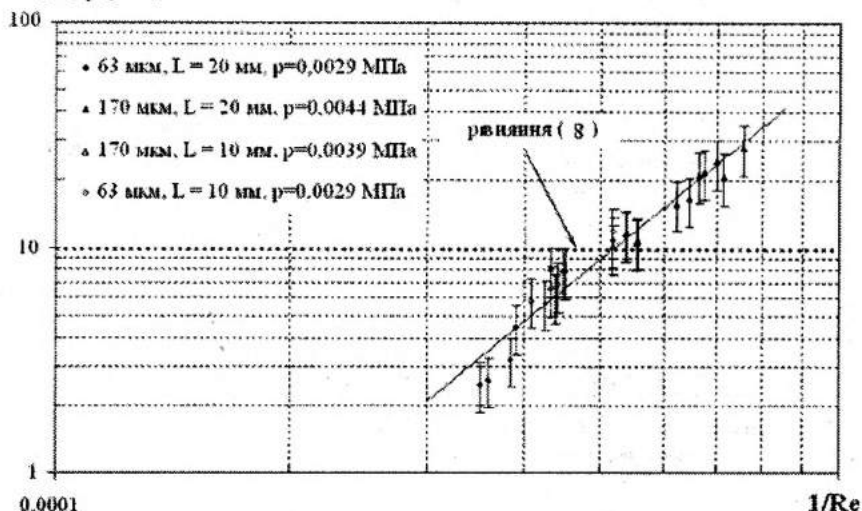
$E_{и} = [\Delta p_{тр} / (\rho u^2)]$ 

Рис. 4. Узагальнююча кореляція перепаду тиску обумовленого фазовим переходом метастабільного потоку рідини

Вираз (8) залишається вірним в діапазоні зміни аргументу $Re \in (1300; 3000)$ лише при умові витікання потоку в середовище з атмосферним тиском. Повні втрати тиску в адіабатному потоці перегрітої рідини, при умові її витікання в об'єм з атмосферним тиском, визначаються виразом:

$$E_{и} = 48 \frac{L}{Re X} + 2,53 \cdot 10^{10} Re^{-2,86} \quad (9)$$

Порівняння натурних втрат тиску на місцеві опори з розрахунковою величиною при адіабатному скипанні потоку, при його витіканні з отворів та коротких насадків, одержаною з використанням кореляції Кіндемана, Уейлса, дозволило встановити, що експериментально одержані величини задовільно описуються розрахунковою кривою, рис. 5. Незалежність втрат тиску на місцеві опори від довжини мікроканалів та їх задовільна апроксимація розрахунковою кривою для втрат тиску при адіабатному скипанні потоку, дозволили зробити висновки відносно характеру течії перегрітого потоку рідини в мікроканалах.

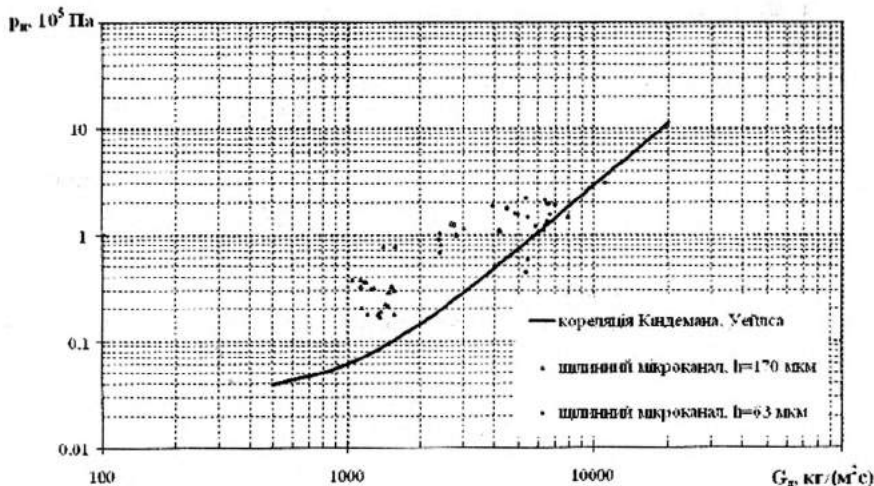


Рис. 5. Порівняння експериментальних даних з кореляцією, одержаною для витікання перегрітого потоку рідини з отворів та насадків малої довжини

Висновки

Експериментально доведено факт ускладнення адіабатного скипання перегрітого потоку рідини (ступінь перегріву не перевищувала $3\div 8\text{ }^{\circ}\text{C}$) в щілинних мікроканалах товщиною $63\div 170\text{ }\mu\text{m}$. Гідравлічна характеристика системи являє собою адитивну величину шляхових втрат однофазного потоку рідини та місцевих втрат обумовлених її фазовим переходом на виході з мікроканалу.

Одержано критеріальне рівняння (9), яке дозволяє розраховувати повні втрати тиску адіабатної течії рідини в щілинних мікроканалах при її витіканні в об'єм з атмосферним тиском. Рівняння залишається вірним в діапазоні чисел Рейнольдса $Re \in (1300; 3000)$.

Література

1. Долинский А. А., Басок Б. И., Накорчевский А. И. Адиабатически вскипающие потоки. Теория, эксперимент, технологическое использование. – К.: Наукова думка, 2001. – 208 с.
2. Накорчевский А. И., Басок Б. И. Гидродинамика и тепломассоперенос в гетерогенных системах и пульсирующих потоках. – К.: Наукова думка, 2001. – 348 с.

3. Чисхолм Д. Двухфазные течения в трубопроводах и теплообменниках Пер. с англ. – М.: Недра, 1986. – 204 с.

4. Малкін Е. С., Тимощенко А. В. Дослідження процесів руху і теплообміну рідини і насиченої водяної пари в кільцевих мікроканалах // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2001. – № 1. – С. 53–57.

5. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы: Учебник для вузов по специальности “Автоматизация теплоэнергетических процессов.” 3-е изд., перераб. – М.: “Энергия”, 1978. – 704 с., ил.

6. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с., ил.

ЗАЛЕЖНІСТЬ ТИСКІВ ВИПАРОВУВАННЯ І КОНДЕНСАЦІЇ SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ ВІД ПОВІТРЯНИХ ПОТОКІВ НА ВИПАРНИКУ І КОНДЕНСАТОРІ

Місцеві автономні кондиціонери, які використовують для створення відповідного мікроклімату у невеликих приміщеннях, досягли певного технічного вдосконалення. Для подальшого підвищення ефективності роботи цих кондиціонерів потрібний детальний аналіз їхнього функціонування з допомогою сучасного *ексергетичного* методу термодинамічного аналізу [1, 2, 3].

Для цього автором розроблений ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин (без ефективного охолодження компресора) місцевих автономних кондиціонерів, докладно описаний у роботах [4, 5]. У цій методиці використана схема холодильної машини наведена на рис. 1, *a* і відповідна побудова процесів її роботи на p,i -діаграмі – на рис. 1, *б* та холодильний агент хладон-22 (R22) [6].

Метою цієї роботи є визначення тисків випаровування і конденсації split-кондиціонера від його продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі та встановлення оптимальних значень продуктивності split-кондиціонера за повітрям на випарнику і конденсаторі. Для цього потрібно встановити:

- тиски випаровування і конденсації та ексергетичний ККД split-кондиціонера "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов випробування залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі;

- аналітичну залежність між тисками випаровування та конденсації split-кондиціонера "Sanyo" і відповідно витратою повітря на випарнику і конденсаторі;

- оптимальні витрати повітря на випарнику і конденсаторі кондиціонера.

Це і було завданням досліджень.

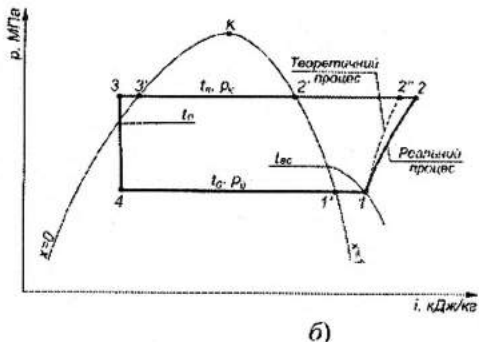
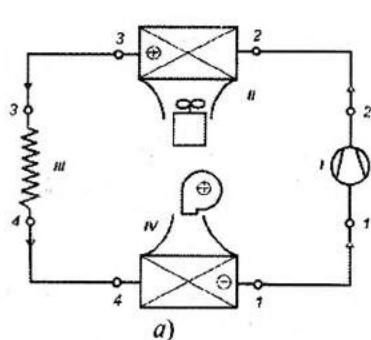


Рис. 1. Схема холодильної машини (а) та побудова процесів її роботи на p, i -діаграмі (б):

I – компресор; II – конденсатор; III – капілярна трубка (дрозель); IV – випарник

Результати розрахунку зводимо в табл. 1, а на рис. 2 і 3 наводимо залежність тисків випаровування та конденсації одноступеневої холодильної машини split-кондиціонера фірми “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов від відповідно витрати повітря на випарнику і конденсаторі.

Таблиця 1

Результати розрахунку ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря на випарнику і конденсаторі

$L_{\text{вип}},$ м ³ /год	$L_{\text{к}},$ м ³ /год	$t_{\text{с}2},$ °C	$t_{\text{н}2},$ °C	$t_0 = t_{\text{вип}},$ °C	$t_{\text{к}},$ °C	$p_0 = p_{\text{вип}},$ МПа	$p_{\text{к}},$ МПа	$\eta_{\text{е}}$
300	1360	13,2	40,8	10,4	45,0	0,69	1,74	0,250
400	1360	16,6	40,8	13,8	45,0	0,76	1,74	0,250
600	1360	20,1	40,8	17,3	45,0	0,84	1,74	0,248
800	1360	21,8	40,8	19,0	45,0	0,88	1,74	0,247
1000	1360	23,4	40,8	20,1	45,0	0,91	1,74	0,246
450	500	17,8	50,8	15,0	55,0	0,79	2,14	0,174
450	1000	17,8	42,9	15,0	47,1	0,79	1,83	0,230
450	3000	17,8	37,6	15,0	41,8	0,79	1,62	0,284
450	5000	17,8	36,6	15,0	40,8	0,79	1,58	0,297
450	7000	17,8	36,1	15,0	40,3	0,79	1,56	0,303
450	1360	17,8	40,8	15,0	45,0	0,79	1,74	0,249
300	3000	13,2	37,6	10,4	41,8	0,69	1,62	0,280

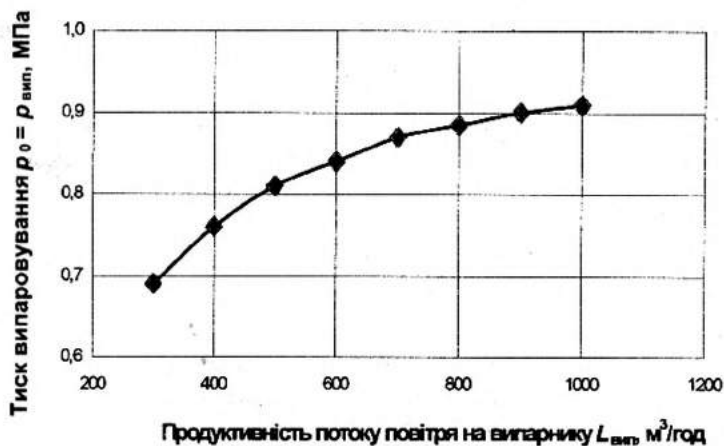


Рис. 2. Залежність тиску випаровування split-кондиціонера "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на випарнику

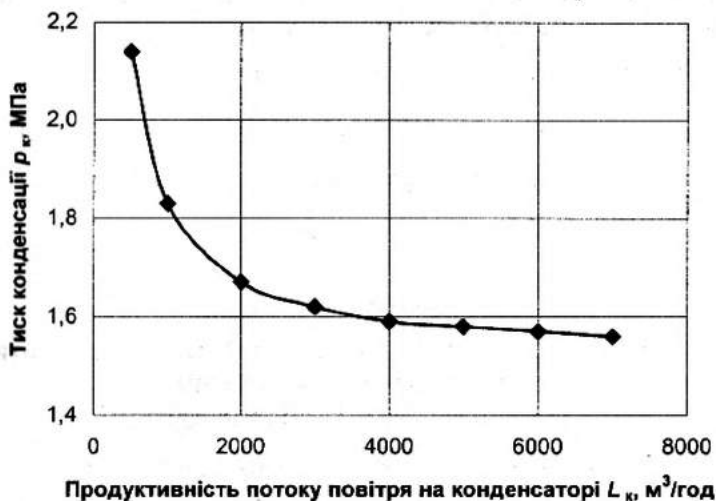


Рис. 3. Залежність тиску конденсації split-кондиціонера "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов від витрати повітря на конденсаторі

Тут $L_{\text{вип}}$, $L_{\text{к}}$ – відповідно, витрата повітря у випарнику і конденсаторі кондиціонера, $\text{м}^3/\text{год}$; t_{C_2} – температура повітря на виході з випарника кондиціонера, $^{\circ}\text{C}$; t_{H_2} – температура повітря на виході з конденсатора кондиціонера, $^{\circ}\text{C}$; $t_0 = t_{\text{вип}}$ – температура випаровування холодильного агента у кондиціонері, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{к}}$ – температура конденсації холодильного агента у кондиціонері, $^{\circ}\text{C}$; $p_0 = p_{\text{вип}}$ – тиск випаровування холодильного агента у кондиціонері, МПа; $p_{\text{к}}$ – тиск конденсації холодильного агента у кондиціонері, МПа; $\eta_{\text{е}}$ – ексергетичний ККД холодильної машини кондиціонера.

В табл. 1 курсивом наведені дані отримані для стандартних витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера, а жирним – для запропонованих оптимальних витрат повітря на випарнику та конденсаторі кондиціонера. Вочевидь, що завдяки цьому ексергетичний ККД зростає на $(0,280 - 0,249) \cdot 100/0,249 = 12,5\%$, що є суттєвим.

Результати розрахунків тисків випаровування та конденсації split-кондиціонера "Sanuo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов залежно від витрати повітря відповідно на випарнику та конденсаторі кондиціонера апроксимовані такими формулами:

– за $L_{\text{вип}} = 300 \dots 1000 \text{ м}^3/\text{год}$ та будь-якої $L_{\text{к}}$:

$$p_0 = p_{\text{вип}} = 1,0 - 94,3 \cdot L_{\text{вип}}^{-1}, \text{ МПа}; \quad (1)$$

– за $L_{\text{к}} = 500 \dots 7000 \text{ м}^3/\text{год}$ та будь-якої $L_{\text{вип}}$:

$$p_{\text{к}} = 1,52 + 312 \cdot L_{\text{к}}^{-1}, \text{ МПа}. \quad (2)$$

Висновки

Аналізуючи отримані дані в табл. 1 та на рис. 2 і 3, можна прийти до таких висновків. Зростання витрати повітря на випарнику холодильної машини кондиціонера $L_{\text{вип}}$ від 300 до 1000 $\text{м}^3/\text{год}$ практично не впливає на зміну значення ексергетичного ККД $\eta_{\text{е}}$, але призводить до зростання тиску випаровування $p_0 = p_{\text{вип}}$, що є негативним з конструкційного погляду. Тому на випарнику кондиціонера бажано використовувати витрату повітря $L_{\text{вип}}$ по можливості найменшою (наприклад, $L_{\text{вип}} = 300 \text{ м}^3/\text{год}$) і відповідно до цього найменший тиск випа-

рорування (наприклад, $p_0 = p_{\text{вип}} = 0,69$ МПа). Слід зауважити, що зростання тиску випаровування $p_0 = p_{\text{вип}}$ під час цього є значним $(0,91 - 0,69) \cdot 100/0,69 = 32\%$.

Разом з тим за зростання витрати повітря на конденсаторі холодильної машини кондиціонера L_k від 500 до 3000 м³/год призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e $(0,284 - 0,174) \cdot 100/0,174 = 63\%$ за значного зменшення тиску конденсації p_k $(2,14 - 1,62) \cdot 100/2,14 = 24\%$, що є позитивним з конструкційного погляду. За подальшого зростання витрати повітря L_k 3000 до 7000 м³/год значення ексергетичного ККД η_e зростає незначно $(0,303 - 0,284) \cdot 100/0,284 = 6,7\%$ за незначного зменшення тиску конденсації p_k $(1,62 - 1,56) \cdot 100/1,62 = 3,7\%$. Тому на конденсаторі кондиціонера бажано використовувати витрату повітря L_k максимально 3000 м³/год і відповідно до цього тиск конденсації $p_k = 1,62$ МПа.

За результатами аналізу отриманих даних запропоновані оптимальні витрати повітря на випарнику та конденсаторі холодильної машини split-кондиціонера "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов і відповідно тиску випаровування і конденсації, а саме: на випарнику – $L_{\text{вип}} = 300$ м³/год і $p_0 = p_{\text{вип}} = 0,69$ МПа, а на конденсаторі – $L_k = 3000$ м³/год і $p_k = 1,62$ МПа.

Отже, розроблена автором методика термодинамічного ексергетичного аналізу дає можливість визначити ексергетичний ККД холодильної машини місцевого автономного кондиціонера, а також оптимізувати його роботу.

Література

1. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
2. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. / Перевод с польского; Под ред. В.М.Бродянского. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.
3. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
4. Лабай В. Й. Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонерів від їх продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі. // Вентиляція,

освітлення та теплогазопостачання. Науково-технічний збірник. Вип 10. – Київ, 2006, С. 80–88.

5. *Лабай В. Й., Омельчук О. В.* Залежність температурног режиму split-кондиціонерів від їх продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі. // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 561. “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація”, 2006, С. 20–25.

6. *Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В.* Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник, изд.3-е. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.

ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКСНИХ ФУНКЦІОНАЛЬНО-ДИНАМІЧНИХ СХЕМ ДЛЯ ПОБУДОВИ МОДЕЛІ КАНАЛІЗАЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ МІСТА

Основою для створення Автоматизованої системи управління технологічним процесом (АСУ ТП) водовідведення міста є побудова інформаційно-логічної та математичної моделей інженерної мережі. В свою чергу, актуальною задачею в процесі побудови таких моделей є паспортизація її елементів.

Процес паспортизації елементів інженерної мережі базується на відповідних нормативних документах, матеріалах робочих проєктів, даних обстеження оглядових колодязів і носить характер збору матеріалів, які зберігаються в основному на паперових носіях.

Безсистемність паспортизації інженерної мережі, відсутність універсальних формалізованих програмно-математичних моделей і методів унеможливує створення ефективної системи управління водовідведенням.

За таких обставин, склалася наступна ситуація. По-перше, управління і контроль за станом інженерної мережі здійснюється дуже приблизно на підставі досвіду технічного персоналу, який безпосередньо займається експлуатацією мережі. По-друге, оперативне управління процесом водовідведення не враховує динамічну зміну ситуації, яка складається на ділянках інженерної мережі. І, по-третє, управління не має зворотнього зв'язку, який би міг впливати на функціонування елементів мережі в напрямку зниження економічних витрат на експлуатацію і управління системою водовідведення.

Для вирішення вищезазначених проблем необхідно створити єдиний математичний апарат для інтегрованого моделювання як самих інженерних мереж, так і функціонально-динамічних схем, що дасть змогу ефективно використовувати інженерно-технічні засоби, матеріальні та людські ресурси.

Об'єктно-орієнтована модель мережі водовідведення. При використанні принципів об'єктно-орієнтованого моделювання загальна

структура моделі каналізаційної мережі аналогічна водопровідній. Змінюються лише деякі атрибутивні властивості та склад об'єктів, для формального опису яких використовуються відповідні нормативні документи, матеріали робочих проектів, дані обстеження колодязів мережі. Слід відзначити, що каналізаційна мережа поділяється на фрагменти двох типів – самопливних та напірних. Прототипи об'єктів напірних фрагментів каналізаційної мережі практично такі ж, як і у водопровідній. Класичний математичний апарат представлення об'єкта управління в якості мережі потребує визначення класу моделей Γ [1]:

$$\Gamma = \{S, P, F, \Phi\}, \quad (1)$$

S – множина вузлів, P – множина гілок, F – бінарне відношення між елементами S і P , Φ – відображення S та P у деякий n – вимірний векторний простір.

Формально кожний об'єкт ω є замкненою моделлю:

$$\omega = \{P, E, M\}, \quad (2)$$

де P – множина функціонально визначених властивостей, E – множина внутрішніх та зовнішніх реакцій (подій), M – функціональних методів, які застосовуються до P при реакціях з множини E . Визначимо деякі абстрактні функції на об'єкті ω : $\eta(\omega)$ – функціональна множина можливих з'єднань об'єкту з іншими об'єктами, функцію $\tau(\omega, j)$, значення якої є тип j -го з'єднання об'єкта та $\delta(\omega, j)$ – функція, значення якої є розмір j -го з'єднання об'єкта (діаметр, поперечний переріз, тощо). Визначимо функцію відповідності:

$$\varphi(\tau_1, \tau_2) = \begin{cases} \tau_1, \tau_1 \leftrightarrow \tau_2 \\ 0, \neg(\tau_1 \leftrightarrow \tau_2) \end{cases}, \quad (3)$$

де τ_1, τ_2 – типи з'єднання об'єкта (значення функції $\tau(\omega, j)$).

Засобами теорії множин правило з'єднання двох об'єктів ω_1 та ω_2 буде мати наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \forall \omega_1, \omega_2 \in \Omega, \forall i_1 \in \eta(\omega_1), \forall i_2 \in \eta(\omega_2): \\ \gamma(\omega_1, \omega_2) = \{(i_1, i_2) \mid \delta(\omega, i) = \delta(\omega, i) \wedge \varphi(\tau(\omega_1, i_1), \tau(\omega_2, i_2)) \neq 0\} \end{aligned} \quad (4)$$

де Ω – множина всіх об'єктів мережі.

Тоді модель мережі, яка відповідає (1), запишеться наступним чином

$$\forall \omega_i, \omega_j \in \Omega: \Theta = \{(\omega_1, \omega_2) \mid i \neq j \wedge \gamma(\omega_i, \omega_j) \neq \emptyset\} \quad (5)$$

Основою для реалізації функціональної множини $\gamma(\omega_1, \omega_2)$ є дані таблиць [4].

Зовнішня каналізаційна мережа складається з підземних трубопроводів та колекторів різної форми перетину. До 90% усіх каналізаційних мереж виконано з труб круглого перетину. Вони використовуються як при напірному, так і самопливному режимі течії.

Для лінійних об'єктів каналізаційної мережі суттєвим є форма перетину (рис.1).

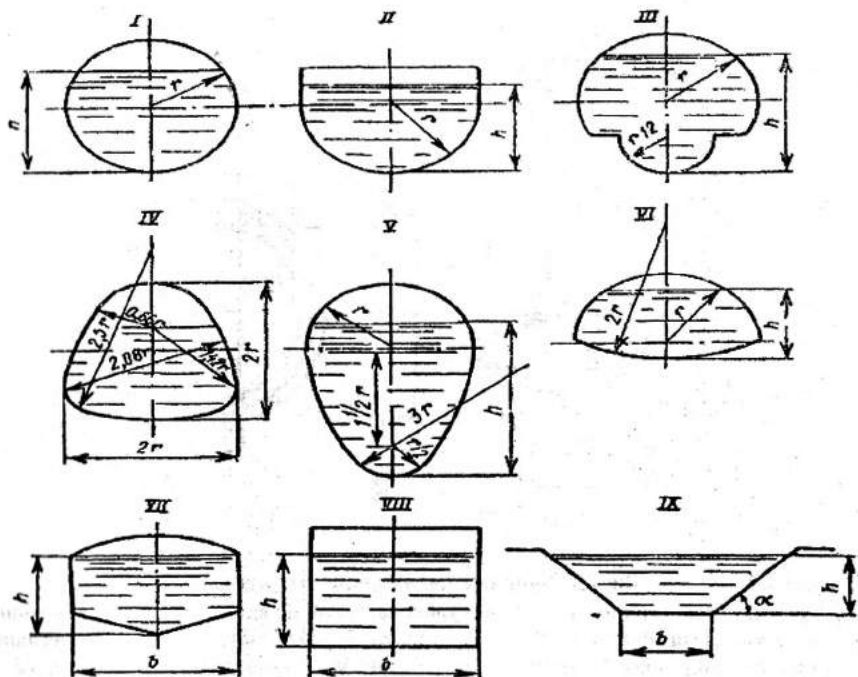


Рис. 1. Поперечні перерізи каналізаційних колекторів та каналів

Найбільш поширеним є круглий перетин (I), а для пропуску великих об'ємів рідини – прямокутний (VIII). При малих заглибленнях використовують колектори з напівкруглим перетином у вигляді лотку з вертикальними боковими стінками, який перекривається плитами. Колектори банкетного типу (III) теж відносяться до круглих, бо лоток у них являє собою півкруг малого радіусу. Для влаштування дощової каналізації використовують лоткові (VI) та п'ятикутні (VII).

Як і в моделі мережі водопостачання, так і в моделі мережі водовідведення прототипи конструкцій складаються з прототипів-атомів шляхом їх з'єднання та доповнення будівельно-монтажними конструкціями. Приклад прототипу-конструкції для типового наглядного колодязю зображено на рис. 2.

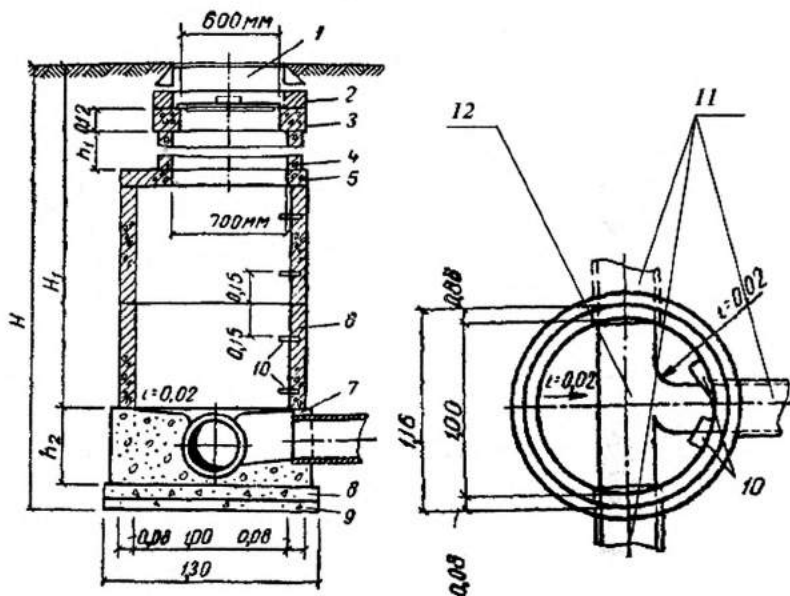


Рис. 2. Типовий наглядний колодязь

1 – чавунний люк з кришкою, 2, 3 – регулююче та опірне кільце, 4, 6 – залізобетонні кільця діаметрами 700 та 1000 мм, 5 – плита, 7 – регулюючі блоки або цегляне каміння, 8 – підснова, 9 – підготовка, 10 – скоби, 11 – каналізаційні труби, 12 – трійник

З точки зору зміни напрямку руху продукту мережа складається з прототипів-конструкцій типу вузлів – наглядні колодязі (рис. 2), камери та місця розгалуження мережі, яке утворюється без наглядного колодязю (вільний вузол). Перелік основних прототипів-конструкцій мережі водовідведення наведено у табл. 1. Атрибутивні властивості для вузлів мережі водовідведення наведено у таблиці.

Найменування прототипу-конструкції	Призначення
Колодязь оглядовий	Огляд та очистка каналізаційних мереж
Колодязь контрольний	Відбір проб стічних вод для екологічного нагляду
Колодязь перепаду ухилу	Запобігання виходу колекторів на поверхню землі на ділянках з ухилом поверхні землі більшим, ніж ухил колектора (максимальна величина ухилу колектору встановлюється згідно з СНиП 2.04.03-85[95])
Колодязь-гасник	Гасіння напору стічних вод на виході з напірного колектора до атмосферного
Колодязь мокрий	Проведення ремонтних робіт на напірному трубопроводі для зливання з перекритої ділянки напірного трубопроводу стічних вод з наступною їх утилізацією
Колодязь напірний круглий	Колодязі з запірною арматурою
Камера вентиляційна	Припливна або витяжна вентиляція самопливних каналізаційних мереж
Камера танення снігу	Танення великої кількості снігу, який завозиться до неї автомобілями під час прибирання міста
Камера напірна	Прямокутний колодязь з запірною арматурою
Камера з припливною засувкою	Влаштується, як правило, на вході в насосну станцію і призначена для запобігання затопленню насосної станції стічними водами
Камера – локальна очисна споруда	Попередня очистка стічних вод від певних видів відходів (нафтопродукти, жир, пісок тощо)
Розгалуження	Розгалуження мережі трійниковим з'єднанням трубопроводів без облаштування колодязю

Екземпляр каналізаційної мережі складається з прототипів-атомів та прототипів-конструкцій з відповідними атрибутивними властивостями. Кожний об'єкт екземпляра мережі є екземпляром прототипу-атому або екземпляром прототипу-конструкції, і має конкретний ідентифікаційний номер в мережі та адресу прив'язку до моделі карти міста [2].

На рис. 3 представлено фрагмент графічного зображення екземпляра мережі водовідведення.

Екземпляр має адресу прив'язку до електронної моделі карти міста і до кожного екземпляру-атому об'єкту мережі застосовано деякий метод *Draw_Object_Map (Map, Coordinate_List)* відповідного про-

тотипу-конструкції з конкретним переліком координат *Coordinate_List* на картосхемі *Map*. В свою чергу, прототипи-конструкції побудовано на відповідних прототипах-атомах. Послідовно використовуючи методи цих прототипів-атомів з відносними координатами можливо намалювати схему екземпляру конструкції, наприклад таку, як на рис. 3 або його трьохвимірне ізометричне зображення.

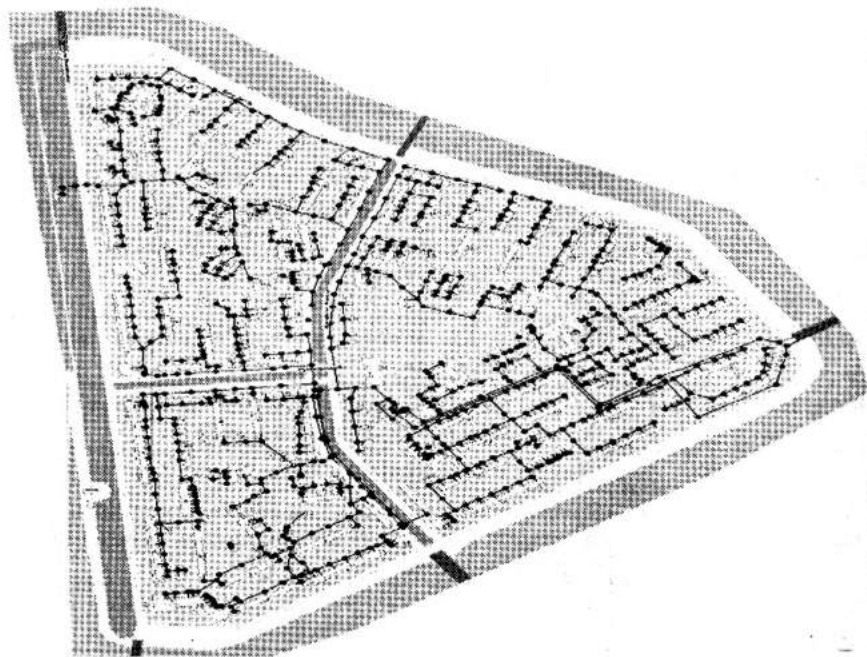


Рис. 3. Фрагмент каналізаційної мережі «Русанівка»

2. Розрахункові моделі мережі водовідведення

Інженерна мережа водовідведення об'єднує самопливні та напірні фрагменти.

Для самопливних фрагментів потрібно знати:

- режим руху рідини;
- критичні (або самоочисні) швидкості течії;
- транспортуючу здібність стічних вод.

Гідравлічний розрахунок самопливних відвідних трубопроводів базується на визначенні гідравлічного радіусу [3] R :

$$R = \frac{S_{ном}(h)}{P_{змож}(h)}, \quad (6)$$

$$h = \eta d, \quad 0 < \eta \leq 1,$$

де $S_{ном}(h)$ – площа живого перетину потоку рідини, $P_{змож}(h)$ – змочений периметр труби, h – наповнення, а η – ступінь наповнення труби діаметром d . Для ідеального круглого перетину труби гідравлічний радіус при повному ($\eta = 1$) та половинному ($\eta = \frac{1}{2}$) наповненні труби буде дорівнювати:

$$R = \frac{\pi d^2/4}{\pi d} = 0,25d \quad (7)$$

Гідравлічний похил [7] $J(l, h)$ на ділянці довжиною l (рис. 4) є:

$$J(l, h) = \frac{h}{l} \quad (8)$$

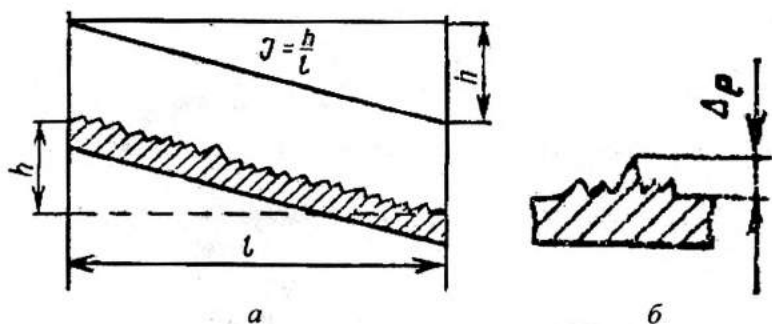


Рис. 4. Гідравлічні елементи потоку
а – гідравлічний похил, б – еквівалентна шорсткість

З точки зору транспортуючої здібності всі існуючі колектори можливо розбити на три основні групи, які відповідають трьом станам потоку:

1. Колектори, які забезпечують таку швидкість потоку, що випад осад не простежується;
2. Колектори, в яких присутнє хвильове переміщення піску;
3. Колектори з малими гідравлічними похилами, в яких осад випадає щільним шаром.

В перших двох випадках чистка колекторів не потрібна. Для останньої групи, завдяки утворенню шару осаду, змінюється профіль колектора, що призводить до збільшення гідравлічного опору.

Витрати стічної рідини Q (м³/с) визначаються як:

$$Q = Fv \quad (9)$$

Тут F – площа живого перетину потоку (м²), а v – швидкість руху рідини (м/с), яка визначається за формулою Шезі;

$$v = C\sqrt{RJ}, \quad (10)$$

де J – гідравлічний похил, C – коефіцієнт Шезі, який залежить від гідравлічного радіуса R і шорсткості змоченої поверхні трубопроводу.

Згідно формули Дарсі:

$$J = \frac{\lambda v^2}{8Rg}, \quad (11)$$

де λ – коефіцієнт опору тертя по довжині, g – прискорення вільного падіння.

Існує залежність між λ та C :

$$\lambda = \frac{8g}{C^2}, \quad C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}. \quad (12)$$

На практиці коефіцієнт Шезі визначається за формулою М. Павловського:

$$C = \frac{R^y}{n_1}, \quad (13)$$

де n_1 – коефіцієнт шорсткості Меннінга, y – показник степеня:

$$y = 2,5\sqrt{n_1} - 0,13 - 0,75\sqrt{R}(\sqrt{n_1} - 0,1) \quad (14)$$

Коефіцієнт шорсткості Меннінга n_1 залежить від матеріалу, форми перетину та стану внутрішньої поверхні труби.

Інший, більш складний спосіб визначення коефіцієнту тертя λ (відповідно і C) базується на формулі М. Ф. Федорова:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_e}{13,68R} + \frac{a_2}{Re} \right), \quad (15)$$

де Δ_e – еквівалентна абсолютна шорсткість, a_2 – коефіцієнт, який враховує характер шорсткості матеріалу, Re – число Рейнольдса.

Таким чином, для визначення лінійних витрат h_x на ділянці самопливного колектору використовується формула Дарсі-Вейсбаха [4] зі значенням λ згідно (12) або (15). На практиці місцеві втрати напору у поворотних колодязях 1,5–3 см, а у з'єднувальних 6 см [4]. Тому, наприклад, у поворотному колодязі потрібно додати додатковий похил поворотному потоку на значення місцевих втрат напору (Рис. 4).



Рис. 4. Місцеві втрати поворотного колодязю.

Отже, модель фрагменту діючої самопливної каналізації складається з лінійних, поворотних та з'єднувальних об'єктів. Розрахунки коефіцієнтів опору об'єктів полягають у визначенні гідравлічних радіусів, дійсної шорсткості і гідравлічних похилах кожного з них. Тому, для проведення гідравлічного розрахунку всього фрагменту екземпляри об'єктів повинні мати такі функціональні властивості – точні геодезичні прив'язки своїх кінцівок на електронній моделі карти міста; значення шорсткості, який відповідає експлуатаційному стану об'єкта; розрахункове та фактичне наповнення.

Висновок

Гідравлічний розрахунок напірних водовідвідних трубопроводів проводиться за схемою мережі водопостачання, але з урахуванням більшої в'язкості стічних вод порівняно питною водою ν при тій самій температурі.

Функціонально-динамічна схема побудови моделі каналізаційної мережі така ж сама, як і для водопровідної, але окремо виділяються самопливні та напірні екземпляри-конструкції даного екземпляру мережі.

Умовно, як об'єкт розрахункової моделі мережі водовідведення, каналізаційна насосна станція має дві основні функціональні властивості – об'єм резервуару та вихідну витрату рідини.

Для гідравлічного розрахунку мережі водовідведення можливо застосувати функціонально-динамічний метод, який застосовується для мережі водопостачання з врахуванням фрагментарності моделі мережі водовідведення.

Список літератури

1. *Анпілогов П.И.* Автоматизация принятия решений при многовариантной подготовке производства и управления строительством. Дис... канд. тех. наук: 23.06.1988 – К., 1988. – 180 с.

2. *Анпілогов П.І., Анпілогов А.П., Цюцюра С.В., Цапюк С.Є.* «Об'єктно-орієнтований підхід до моделювання організаційно-технологічних схем проведення планових ремонтних робіт на інженерних мережах міста» // «Гірничі, будівельні. Дорожні та меліоративні машини» № 68. – К.: КНУБА. – с. 77–80

3. *Альтшуль А.Д.* Гидравлические сопротивления / А.Д. Альтшуль. – Москва: Недра, 1982.

4. *Тугай А. М., Терновцев В.О., Тугай Я.А.* Розрахунок і проектування споруд систем водопостачання. Навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2001. – 256 с.

ПАНЕЛЬНІ ТРУБЧАСТІ ВИПРОМІНЮВАЧІ ДЛЯ СИСТЕМ РАДІАЦІЙНОГО ОПАЛЕННЯ І ОХОЛОДЖЕННЯ

У приміщеннях з конвективними системами опалення тепле повітря піднімається у верхню зону приміщення і створює там "теплову подушку", яка перегріває верхню зону і значно підвищує тепловтрати через будівельні конструкції верхньої зони і з вентиляційним повітрям. Як показали дослідження, різниця температури в робочій зоні і верхній зоні великих приміщень, при їх конвективному опаленні, досягає 15...20 °С, а тепловтрати приміщення, при цьому, збільшуються майже в 2 рази у порівнянні з тепловтратами при рівномірному розподілі температури по висоті приміщення [1].

Слід також зазначити, що конвективні системи опалення забезпечують задовільні умови мікроклімату в більшій частині приміщення, але у привіконних зонах і біля зовнішніх огорожень, внаслідок їх низької температури, втрата тепла людиною випромінюванням збільшується, що негативно впливає на її самопочуття.

Променисте опалення являє собою один з найбільш довершених способів обігріву приміщень будинків різного призначення. Промениста передача енергії більш ефективна ніж конвективна, оскільки при променистому опаленні енергія без перешкод переноситься на великі відстані в об'ємі приміщення, тому опалювальні прилади можна розташовувати під стелею, у конструкціях огорожень і т.д. Виникає можливість у широких межах варіювати температуру поверхні нагрівачів від дуже низької (25–30 °С) до дуже високої (1000 °С і більше) .

Головною принциповою особливістю променистого опалення великих виробничих будівель є механізм формування температури в приміщенні.

Промениста енергія від генераторів теплоти, розміщених у верхній зоні приміщення, нагріває будівельні конструкції і обладнання в робочій зоні, а повітря приміщення нагрівається від нагрітих променистим теплом поверхонь будівельних конструкцій і обладнання. Такий механізм формування температурних умов у приміщенні подібний механізму, що спостерігається в природному середовищі, коли людина в сонячну погоду відчуває себе комфортно навіть в прохолодний день [1, 2].

Принциповою ознакою температурної ситуації у приміщенні при променистому опаленні є наступне: середня радіаційна температура в робочій зоні приміщення завжди вища за середню температуру повітря в цій зоні; температура підлоги вища на 3–4 °С за температуру на рівні голови людини. Температурна ситуація у приміщенні при конвективних і радіаційних системах опалення показана на рис. 1.

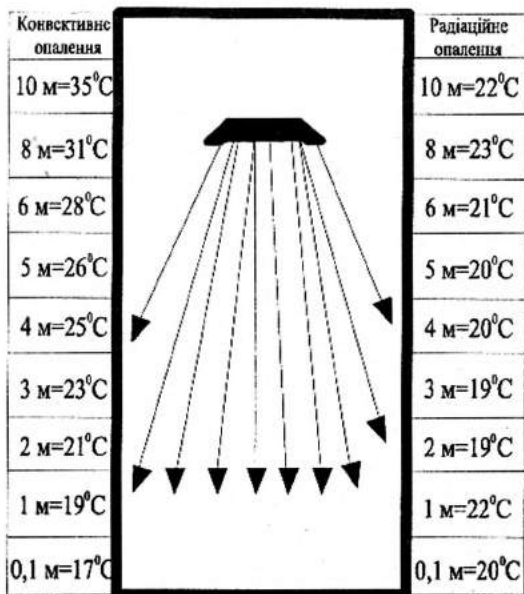


Рис. 1. Розподіл температури по висоті приміщення при конвективному і радіаційному опаленні

Інженерний метод розрахунку центрального радіаційного опалення будівель і споруд включає визначення:

- витрат теплоти для компенсації тепловтрат через зовнішні огороження приміщення;
- витрат теплоти для компенсації тепловтрат при вентиляції приміщення;
- умов комфортності теплового середовища у приміщенні;
- оптимального розміщення випромінювачів у приміщенні [3].

Необхідно відмітити, що переведення опалення великих приміщень з конвективного на переважно радіаційне є одним із основних напрямків галузевої програми по енергозбереженню на 1996–2010 рр., яка роз-

роблена і прийнята на основі Комплексної державної програми енергозбереження в Україні на 1996–2010 рр.

Основні наукові дослідження в галузі радіаційного опалення за останні 10 років були направлені на удосконалення високотемпературних радіаційних систем з газовими “світлими” інфрачервоними випромінювачами з температурою 900–950 °С і “темними” інфрачервоними випромінювачами з температурою 250–400 °С.

Метою даної роботи є дослідження теплових режимів панельних трубчастих випромінювачів з температурою 100–250 °С для водяних та тепломасельних систем радіаційного опалення, які без суттєвого переобладнання можуть бути використані також для систем радіаційного охолодження. На рис. 2 приведена схема конструкції такого випромінювача. Він складається з труб теплоносія (вода, або технічні масла), які дозволяють підтримувати температуру до 250 °С; алюмінієвого екранного оребрення, теплоізоляції верхньої площини з метою зниження тепловтрат у верхню зону приміщення і закрилків ($\alpha \approx 45^\circ$). Такі випромінювачі розміщуються у верхній зоні приміщення і вони шляхом випромінювання передають теплоту у робочу зону.

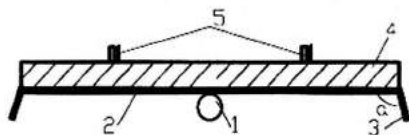


Рис. 2. Конструктивна схема радіаційного панельного трубчастого випромінювача:
1 – труба теплоносія; 2 – оребрення труби теплоносія; 3 – захисні проти-конвективні закрилки; 4 – теплоізоляція; 5 – кріплення випромінювача

Для визначення оптимальних розмірів випромінювачів лабораторією кафедри теплотехніки КНУБА були проведені експериментальні дослідження ребристих випромінювальних систем.

Для експериментальних досліджень був виготовлений випромінювач, який складається з алюмінієвого листа (розмірами 1x2 м, товщиною 2 мм), труби для теплоносія (розмірами 20x20 мм) і електронагрівача, який моделює тепловий режим труби теплоносія. Необхідні температурні режими випромінювача створювались шляхом нагрівання електронагрівачем ребристої системи до заданої температури.

ТЕН виготовлений з ніхромової спіралі, ізольованої керамічними трубками і розміщений у квадратному профілі розміром 0,03x0,03 м.

Були проведені дослідження з такими розмірами оребрення (рис. 3): довжиною – 100 см і шириною листа – $l_1 = 80$ см, $l_2 = 60$ см, $l_3 = 40$ см, $l_4 = 20$ см (без урахування протиконвективних закрилків шириною 20 см).

Температура оребрення вимірювалась за допомогою хромель – копельових термопар. Знімалися показання термопар в 16 точках (рис. 4) за допомогою цифрового мілівольметра Ф 283. Температура навколишнього повітря вимірювалась за допомогою ртутного термометра ціною поділки $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

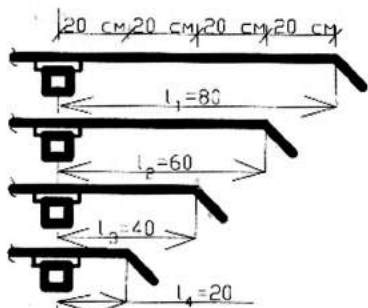


Рис 3. Ребристі елементи випромінювачів з теплоізоляцією верхньої поверхні (на рисунку не показана):

$$l_1 = 80\text{ см}, l_2 = 60\text{ см}, l_3 = 40\text{ см}, \\ l_4 = 20\text{ см}$$

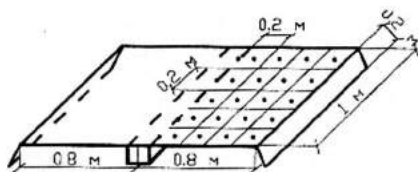


Рис. 4. Розміщення термопар по оребренню випромінювача:
• – точки вимірювання температури

Теплотехнічні характеристики панельних трубчастих систем приведені в таблиці 1, а результати експерименту рис. 5, 6.

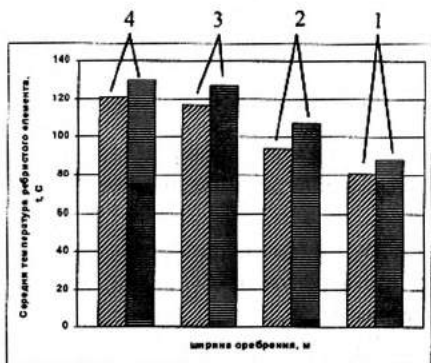


Рис. 5. Середня температура дослідних ребристих елементів випромінювачів

- ▨ – без теплоізоляції верхньої поверхні;
- ▧ – з теплоізоляцією верхньої поверхні;
- 1 – $l_1 = 0,8\text{ м}$; 2 – $l_2 = 0,6\text{ м}$;
- 3 – $l_3 = 0,4\text{ м}$; 4 – $l_4 = 0,2\text{ м}$

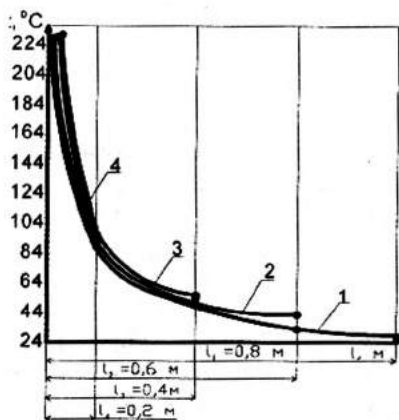
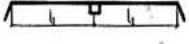

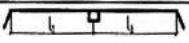

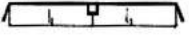
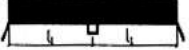
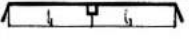
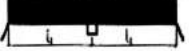


Рис. 6. Температура оребрення випромінювача з теплоізоляцією верхньої поверхні:
1 – $l_1 = 0,8\text{ м}$; 2 – $l_2 = 0,6\text{ м}$;
3 – $l_3 = 0,4\text{ м}$; 4 – $l_4 = 0,2\text{ м}$

Теплотехнічні характеристики панельних трубчастих систем

№	Характеристики дослідного елемента					Теплотехнічні параметри дослідного елемента		
	Схема дослідного елемента	Розміри дослідного елемента, м	Площа оребрення, м ²	Маса оребрення, кг	Підведена потужність, Вт	Середня температура дослідного елемента, °С		Теплопродуктивність елемента, Вт/м ²
						в основі випромінювача	оребрення	
1		$l_1 = 0,8$	1,6	11	940	220 ± 5	81	870
2		$l_1 = 0,8$	1,6	11	940	228 ± 10	88	940
3		$l_1 = 0,6$	1,2	8,8	940	222 ± 5	94	1000
4		$l_1 = 0,6$	1,2	8,8	940	230 ± 10	107	1150
5		$l_1 = 0,4$	0,8	6,6	940	223 ± 5	117	1280
6		$l_1 = 0,4$	0,8	6,6	940	232 ± 10	127	1420
7		$l_1 = 0,2$	0,4	4,4	940	222 ± 5	121	1330
8		$l_1 = 0,2$	0,4	4,4	940	232 ± 10	130	1460

Висновок

Результати дослідження свідчать, що близькими до оптимальних розміри трубчастих ребристих випромінювачів з використанням теплоносія з температурою до 180 °С є випромінювачі з шириною ребра 0,17–0,20 м з ізоляцією верхньої поверхні, яка забезпечує тепловідвід випромінювача у верхню зону приміщення приблизно 10% від загальної теплопродуктивності випромінювача. Протиконвективні закрilки при цьому доцільно розмішувати приблизно на 45° по відношенню до

горизонтальної площини випромінювача. При зазначених розмірах 1 м випромінювача і підведеній потужності 940 Вт теплопродуктивність випромінювача з шириною ребра 0,2 м складає 1460 Вт/м^2 , а маса випромінювача – 4,4 кг, а при аналогічній теплопродуктивності і ширині випромінювача 0,8 м зазначені характеристики становлять відповідно 870 Вт/м^2 і 11 кг.

Використана література

1. *Мачкаши А., Банхиди Л.* Лучистое отопление. – М.: Стройиздат, 1985. – 464 с.
2. *Банхиди Л.* Тепловой микроклимат помещений. – М.: Стройиздат, 1981. – 241 с.
3. *Худенко А. А.* Радіаційне опалення і охолодження: навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2004. – 152 с.

**ПРОБЛЕМИ МЕТРОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ОБЛІКУ ПРИРОДНОГО ГАЗУ**

Метрологічне забезпечення, яке включає встановлення та застосування метрологічних норм і правил, розроблення, виготовлення та застосування технічних засобів, необхідних для досягнення єдності і потрібної точності вимірювань, базується на науковій, законодавчій, нормативній, технічній та організаційній основах.

Дослідження причин недосконалості обліку в газорозподільній системі, частина результатів яких наведена в літературі [1–3], дозволяють зробити висновок, що саме недоліки в основах метрологічного забезпечення призводять до втрат значних об'ємів природного газу.

Ці недоліки взаємопов'язані і для їх освітлення необхідно розглянути великий об'єм матеріалу, що неможливо зробити в одній статті.

В даній роботі розглянуті лише деякі проблеми обліку, які зумовлені недоліками наукової основи.

Науковою основою метрологічного забезпечення є метрологія (п. 4.2. ДСТУ 2682-94) – наука про вимірювання, методи і засоби забезпечення їх єдності і способи досягнення необхідної точності.

У взаємних розрахунках з споживачами об'єм газу V_n у відповідності до вимог ГОСТ 2939-63 приводиться до температури $T_c = 20^\circ\text{C}$ ($293,15^\circ\text{K}$), тиску $P_c = 760$ мм. рт. ст., (101325 н/м²), вологості, що дорівнює 0.

Вимірювання об'ємів газу проводиться за реальних тисків, температур, та вологості, а потім приводиться до умов, визначених стандартом, виходячи з основного об'єднаного закону газового стану рівності

$$\frac{P_{\text{пос}} \times V_{\text{пос}}}{T_{\text{пос}}} = \frac{P_c \times V_{n \text{ пос}}}{T_c} \quad (1)$$

$$V_{n \text{ пос}} = \frac{T_c \times P_{\text{пос}} \times V_{\text{пос}}}{P_c \times T_{\text{пос}}} \quad (2)$$

$$\frac{P_{cn} \times V_{cn}}{T_{cn}} = \frac{P_c \times V_{n.cn}}{T_c} \quad (3)$$

$$V_{n.cn} = \frac{T_c \times P_{cn} \times V_{cn}}{P_c \times T_{cn}} \quad (4)$$

де $V_{n.noc}$ – об'єм постаченого газу визначений постачальником приведенний до стандартних умов ГОСТ 2939-63; $V_{n.cn}$ – об'єм спожитого газу визначений споживачем приведенний до стандартних умов ГОСТ 2939; V_{noc} – об'єм постаченого газу у фізичних одиницях об'єму (за показами лічильника); V_{cn} – об'єм спожитого газу у фізичних одиницях об'єму (за показами лічильника); P_{noc} – значення тиску газу у постачальника; P_{cn} – значення тиску газу у споживача; T_{noc} – значення температури газу у постачальника; T_{cn} – значення температури газу у споживача; P_c – значення тиску за стандартних умов ГОСТ 2939 $P_c = 760$ мм.рт.ст. (0,101325 МПа); T_c – значення температури за стандартних умов ГОСТ 2939 $T_c = 293,15$ К, $t_c = 20^\circ\text{C}$.

Проте рівність правої і лівої складових рівнянь (1), (3) справедлива лише для ідеальних газів у вузьких діапазонах тиску і температури і в об'ємах, ізольованих від впливу зовнішнього середовища.

У реальних умовах за наявності теплових потоків енергії, зумовлених різницею температури газу і навколишнього середовища, відбуваються процеси, які направлені на наближення значення температури газу до значення температури навколишнього середовища.

У результаті цих перетоків енергії об'єми газу, що визначені на вузлах обліку у споживачів і постачальників розташованих в різних умовах навколишнього середовища (поза приміщенням і в приміщенні) одного і того ж газового потоку, можуть різнитись на значну величину. Причому взимку і влітку розбіжності можуть мати різний знак.

В експлуатації постійно фіксується розбіжність у вимірах одного і того ж потоку газу вузлами обліку, які знаходяться в різних умовах оточуючого середовища. Величина розбіжності може перевищувати 20%.

Проте в жодній методиці обліку об'ємів природного газу в експлуатації умови оточуючого середовища не враховуються.

Лише за умов перевірки вимагається підтримка температури оточуючого середовища в певному діапазоні.

Однак, навіть, за умов відсутності перетікання енергії між газом і навколишнім середовищем, кількість газу, яка передається постачальником не дорівнює кількості газу, яка споживається споживачем.

При зведенні балансів різницю між об'ємами переданого газу, переданого транспортними організаціями і об'ємами, спожитими споживачем, відносять до витрат на власні потреби, технологічних витрат, пов'язаних з проведенням регламентних та аварійних робіт, і втрат газу в газорозподільних системах.

Втрати газу в газорозподільних мережах поділяють на дійсні і уявні. До дійсних втрат відносяться втрати, пов'язані з експлуатаційними та аварійними витокami з газової системи. До уявних втрат відносять об'єми спожитого, але необлікованого газу через недосконалість приладного обліку.

Необхідно зазначити, що навіть за відсутності витоків і витрат на технологічні потреби та відсутність уявних втрат об'єми газу, надані газотранспортними організаціями, і об'єми спожитого газу визначені рівняннями (2), (4), у більшості організацій з газопостачання не можуть збігатися.

Це пов'язано з тим, що для визначення у взаємних розрахунках з споживачами об'єму газу V_n у відповідності до вимог ГОСТ 2939-63 контролюються температура і тиск, які визначаються кінетичною енергією молекул газу, що втрачається в процесі його транспортування.

Якщо температура в процесі проходження газу по газорозподільній мережі може теоретично залишитись без змін, то тиск на виході з газорозподільної системи завжди менший тиску газу на вході цієї системи, тому що рух газу від постачальника до споживача зумовлений саме різницею тисків на вході і виході системи. У зв'язку з тим, що тиск у споживача P_{cn} за умови рівності решти контрольованих параметрів завжди менший від тиску, визначеного у постачальника P_{noc} , розрахований за наведеними формулами об'єм спожитого газу $V_{n,cn}$ буде завжди менший об'єму, що визначений постачальником $V_{n,noc}$.

Падіння тиску зумовлене затратами енергії на подолання гідравлічного опору в процесі транспортування.

У газотранспортній системі на подолання гідравлічного опору газопроводів великого діаметру і загальною довжиною менше 40000 кілометрів газокомпресорними станціями витрачається значний об'єм енергії. Загальна довжина газорозподільної мережі перевищує 250000 кілометрів трубопроводів значно меншого діаметру, ніж у газотранспортній мережі. Тому газорозподільна мережа може мати значно більший гідравлічний опір, не дивлячись на те, що швидкість газового потоку в газорозподільній мережі нижча, а загальні втрати на подолання цього гідравлічного опору повинні бути значно більшими, ніж у газотранспортній мережі.

З цієї причини газові господарства, які мають менші гідравлічні опори газорозподільних мереж, при передачі газу споживачу, завжди мають менші втрати. Для прикладу можна розглянути ті підприємства з газопостачання та газифікації, у яких для передачі споживачам на незначній відстані менші двох десятків кілометрів передаються великі об'єми газу (Одеський припортовий завод, Черкаське ВО "Азот", що споживають понад мільярд кубічних метрів газу), і підприємства західних регіонів, які такий об'єм газу надають побутовим споживачам газовими мережами загальною довжиною біля 10000 кілометрів.

Втрати газу зумовлені подоланням гідравлічного опору не пов'язані з витокami газу в атмосферу і їх не можна віднести до уявних втрат, проте, вони являються об'єктивною реальністю і повинні враховуватись при зведенні балансів. На даний час методики їх розрахунків в газорозподільних системах не впроваджені. На жаль Концепція єдиної системи обліку газу і зведення балансу подачі – розподілу – споживання в газорозподільній організації яка покладена в основу єдиної системи обліку не враховує втрат зумовлених гідравлічним опором газорозподільних мереж.

Вплив різниць тисків ΔP і температур ΔT між контрольованими і зразковими лічильниками враховується в поправці до значення величини похибки контрольованих лічильників при її визначення згідно з [7, 8].

Необхідно відмітити, що при одних і тих же значеннях різниць тисків ΔP і температур ΔT величини поправок які визначаються як $\Delta P/P$ і $\Delta T/T$ зростають при зниженні тисків і температур. Практично вплив цього фактору газорозподільні організації відчувають як зріст втрат за значних похолодань та при зниженні тисків в мережах яке провелося для забезпечення проплат за газ.

Зменшення втрат тиску в газорозподільній системі призведе до отримання споживачами значної кількості природного газу.

Елементарна заміна на вузлі обліку методом змінного перепаду тиску, який обліковує за рік мільярд кубів природного газу, діафрагми на сопло Вентурі після якого зменшення тиску в три рази менше ніж у діафрагми з тим же відношенням поперечного січення [5] призведе до того що на цьому вузлі споживач отримає додатково понад мільйон кубічних метрів газу в рік. Таких вузлів обліку більше десятка. При цьому самоокупність переоснащення буде становити менше року.

В наукових основах розрахунків об'ємів постаченого і спожитого газу вважається, що газ сухий. Вимоги п. 1.2. ГОСТ 5542-87 до вологовмісту передбачають, що б значення температури точки роси в пункті здачі було нижче температури газу. Згідно даних сертифікатів на якість

газу за 2002 р., температура точки роси газу в магістральних газопроводах коливається від мінус 17°C до плюс 4,5°C. У частині сертифікатів вказується, що температура точки роси вища за температуру газу в точці відбору проби. У значної частини вітчизняних нафтогазовидобувних родовищах за малих об'ємів газу, який надається в місцеву газорозподільну мережу, висока підсушка газу значно підвищує його собівартість, тому чекати низької температури точки роси газу в цих мережах малоймовірно. І на цих родовищах температура точки роси нерідко може перевищувати +20°C. В реальних умовах експлуатації, при різких пониженнях температури в зимові місяці, температура газу може знижуватись до температури зовнішнього середовища, доходить до мінус 30°C, і на газорозподільних пунктах в процесі редукування з високого тиску від 60 атмосфер до 3 атмосфер в результаті дросель-ефекту додатково знижуватись на 10...30 °C.

В результаті зниження температури газу до значення нижчого за значення температури точки роси в газопроводах на стінках трубопроводу випадає конденсат вологи та вуглеводневих сполук, наявність якого спотворює результати вимірювань. При встановленні побутових мембранних лічильників поза межами опалювальних приміщень фіксується вихід лічильників з ладу через замерзання сконденсованої вологи. В 2002 р. були заактовані випадки виявлення конденсату в ВАТ "Полтавагаз", "Луганськгаз", "Житомиргаз". Проте, затверджені методики розрахунків витрат в умовах пониження температури зовнішнього середовища і газу при значеннях температури точки роси нижчої за температуру трубопроводу на даний час немає.

Існуючі методики розрахунку об'ємів постаченого газу не враховують значення температури оточуючого середовища.

Зниження значення температури точки роси вимагає значних затрат. У зв'язку з цим пропонувалось впровадити зміни до технічних умов по підвищенню значення температури точки роси. На основі викладених фактів цього робити не можна.

Нафтогазовидобувні організації, від яких отримують газ підприємства з газопостачання та газифікації ДК "Газ Україна", в окремих випадках не можуть забезпечити необхідну температуру точки роси, яка була б нижча за температуру газу і газопроводу за всіх умов експлуатації. Вихід з цього положення, очевидно, в підвищенні вимог до вузла обліку. Можливо, що для забезпечення відсутності конденсації на стінках трубопроводу, необхідно розміщати вузол обліку в опалювальному приміщенні.

На жаль, теоретичної бази теорії ідеальних газів для забезпечення необхідної достовірності обліку об'ємів реального газу недостатньо. Відсутність достовірної інформації по складу газу не дозволяє вірно визначити його метрологічні характеристики. Практично ми використовуємо в розрахунках лише значення вмісту азоту, двоокису вуглецю та густини газу, в той час як, згідно методик ряду зарубіжних країн, при визначенні значення коефіцієнту стисливості використовується інформація з 8 або 18 складових компонент газу.

У нашому національному програмному забезпеченні допускається використання чотирьох методів визначення стисливості газу. В певних діапазонах витрат можуть застосовуватись різні методи визначення коефіцієнту стисливості, які за однакових значень параметрів аргументів дають різні результати обчислень. Автори [4] показали, що різниця в розрахунках об'єму газу, який пройшов через прикордонні газовимірювальні станції за рік, при використанні в розрахунках коефіцієнту стисливості визначеного за методиками GERG – 91 [6] і Правил [5], становить 27 мільйонів кубічних метрів.

У найбільш поширеному методі визначення витрат газу – методі змінного перепаду тиску – прийнято, що процес вимірювання має адиабатичний (ізоентропійний) характер (проходить без теплообміну з оточуючим середовищем), в п. 6.3.9 ГОСТ 8563.2-97 з посиланням на ISO /TC/ 30/SC2/8 № н:1990 Code of practice of ISO 5167 наведено дані, що температура внаслідок розширення потоку за звужуючим пристроєм, як правило, нижче температури перед звужуючим пристроєм на 0,1...0,4 К.

Результати досліджень, проведених метрологічними службами ВАТ “Хмельницькгаз”, “Івано-Франківськгаз”, свідчать, що температура трубопроводу за звужуючим пристроєм за певних режимів газопостачання може відрізнятись від значення температури перед ним на 4...6°C.

При оцінці похибки за РД 50-213-80 та ГОСТ 8 563.2-97 визначення витрат приймаються допущення, що :

- між окремими складовими похибки вимірювань не існує кореляційних зв'язків і вони вважаються незалежними одна від одної;
- закон розподілу випадкових похибок вимірювань – нормальний.

У реальних умовах вимірювань існує взаємозалежність тиску, температури і перепаду тиску і їх залежність від зовнішніх факторів, яка не завжди визначається і не враховується. Через багатофакторну залежність результатів вимірювань нормальний закон розподілу зустрічається дуже рідко.

Ці факти ставлять під сумнів правомірність застосування коефіцієнта адіабати i , відповідно, достовірність розрахунку витрат та значення ймовірної похибки розрахунків. Невірно обраний математичний апарат визначення ймовірної похибки призводить до того, що реальна похибка обчислень суттєво різниться від розрахункової. Як свідчили результати вимірювань, при встановленні дублюючих систем, за значення розрахункової похибки вузла обліку в межах до 5%, реальна розбіжність результатів обчислень цього вузла обліку за певних режимів перевищувала 20% [2].

Сучасні програми розрахунків не враховують факторів впливу періоду опитування та обробки інформації. Значення величин контрольованих параметрів можуть братись як середніми за 0,2 с, так і середніми за добу, а значення барометричного тиску може братись середнім за рік по регіону. Проведені експериментальні роботи показали [1], що одні і ті ж значення контрольованих параметрів, при усередненні за 2 с і при усередненні за добу, за певних режимів газоспоживання приводять до розбіжності результатів розрахунків на 14 %.

Приклад впливу періоду часу на значення величини похибки величини періоду, за який проводиться усереднення наведений в ГОСТ 8.563.2-97. Проте, у програмному забезпеченні до цього часу не прийняте єдине значення періоду опитування і усереднення значень контрольованих параметрів, яке б дозволило в однакових умовах мати однакову величину похибки.

Основний метод визначення об'єму природного газу – метод змінного перепаду тиску – не враховує наявність дросель-ефекту, втому випадку, коли вузол обліку розташований після редуктора. В результаті того, що допускається розташування гільзи термометра в зоні пониженої температури газу, після редукування, температура газу, яка береться в розрахунках, може бути значно нижчою за температуру газу в зоні стандартного звужуючого пристрою. Розрахунки проведені при такому значенні температури завищують реальні значення витрат. Дослідження, проведені спеціалістами метрологічних служб газових господарств “Хмельницькгаз”, “Івано-Франківськгаз”, показали, що температура може відрізнятись на 5°C. Використання в розрахунках температури газу нижчої на 5°C від температури газу в зоні діафрагми, як це проводиться на вузлі обліку газу на ГРС Шаровечка при постачанні газу в ВАТ “Хмельницькгаз”, призводить до завищення значень розрахованого об'єму більше 1 мільйона кубів газу щорічно.

Згідно п. 6.2.11.6., 6.3.5. ГОСТ 8.563.2-97 в багатониткових системах вимірювань, при розгалуженні потоку по кількох паралельних

вимірювальних трубопроводах з однаковими внутрішніми діаметрами і однаковими розмірами звужуючого пристрою, допускається вимірювати тиск і температуру тільки в одному з трубопроводів.

У реальних умовах споживання, в результаті залежності температури від режимів споживання (перепаду тиску) і тиску газу від температури, значення тиску і температури в нитках з однаковими геометричними розмірами, але різними режимами споживання будуть різнитися.

Результати досліджень свідчать, що температура газу і температура трубопроводу можуть різнитися на значну величину. Проте, в існуючих програмах розрахунків температура газу, трубопроводу і стандартного звужуючого пристрою приймається однаковою.

Використання в обчисленнях значень температур і тисків, відмінних від реальних, призводить до суттєвих похибок в обчисленнях витрат.

У реальних умовах експлуатації відмічаються випадки несиметричного відкладення забруднень на стандартному звужуючому пристрої, в той час як вимоги до прямих ділянок на вузлах обліку повністю відповідають існуючим вимогам. Це свідчить про те, що в розрахунках прямих ділянок враховані не всі фактори впливу на формування газового потоку. А неспівпадіння осі газового потоку з віссю трубопроводу призводить до значних похибок в розрахунках.

Облік газу на базі лічильників основна теоретична база конструкції яких була розроблена в 19 і першій половині 20 століття, коли до їх точності ставились набагато слабші вимоги, також має ряд проблем.

З ростом об'ємів споживання, збільшенням номенклатури споживаючого обладнання, діапазон вимірювання існуючих засобів вимірювань у більшості споживачів не перекриває діапазон газоспоживання газоспоживаючого обладнання.

Значення величини похибки за різних витрат в діапазоні вимірювання неоднакові і залежність величини похибки від величини витрати носить нелінійний характер, що не враховується в засобах вимірювальної техніки, яка експлуатується.

Недостатньо враховується вплив вимірюваного і навколишнього середовища. Якщо деякі виробники лічильників за кордоном по замовленню проводять визначення частини характеристик лічильників на природному газі, то вітчизняні виробники проводять всі випробування на повітрі, яке суттєво різниться за своїми властивостями (густиною, в'язкістю, чистотою) від властивостей природного газу. Значення додаткових похибок від впливу температури навколишнього середовища визначаються шляхом випробувань при різних значеннях в'язкості оли-

ви, в той час як в реальних умовах зміна температури впливає не тільки на в'язкість, а на всі складові лічильників.

У зв'язку з цим лічильники які мають задовільні характеристики на повітрі в умовах виробничих випробувань в реальних умовах експлуатації на природному газі мають значні похибки.

У роботі ротаційних і турбінних лічильників для забезпечення їх функціонування між стінкою корпуса і роторами та елементами турбінного колеса обов'язково повинні бути нещільності, по яким відбуваються певні неконтрольовані перетоки газу [9].

Відношення величин цих неконтрольованих перетоків газу до загального потоку газу у промислових лічильників мізерне тому промислові лічильники навіть з цими перетоками неконтрольованого газу забезпечують облік газу з похибкою в межах до одного процента в значному діапазоні. При вимірюванні малих витрат газу, які необхідно обліковувати в побуті, починаючи з 18 літрів на годину для запальника котла величина відношення цих неконтрольованих перетоків газу до малих значень контрольованих витрат стає більш вагома і приводить до значних похибок в обчисленнях. В зв'язку з цим за рекомендаціями R32 Міжнародної організації з законодавчої метрології OIML затверджено номінали ротаційний і турбінних лічильників від $16 \text{ м}^3/\text{год}$ і вище

Вітчизняні виробники освоїли виробництво побутових роторних і турбінних лічильників починаючи від номінальної витрати $2,5 \text{ м}^3/\text{год}$. Для задовільної чутливості цих лічильників були конструктивно забезпечені малі зазори. В результаті того, що зазори малі зростає вплив відкладень складних вуглеводневих сполук природного газу, які осідаючи в зазорах на стінках лічильника та деталях роторів і турбінного колеса гальмують роботу лічильника. І як наслідок цього у 80% перевірених на 2–3-й рік експлуатації побутових ротаційних лічильників значення стартової витрати не відповідають технічним умовам, більшість лічильників при проведенні позачергової повірки забраковуються за мінімальних витрат. Статистичний матеріал ВАТ "Івано-Франківськгаз" свідчить що 19000 лічильників роторного типу нараховують за рік на 4 мільйони газу менше від такої кількості лічильників мембранного типу.

Практично у лічильників встановлених поза межами будинку відсутні коректори по температурі. Взимку без корекції по температурі об'ємів спожитого газу газові господарства мають значні втрати [10]. За даними наведеними спеціалістами фірми "Премагаз" лічильники без температурної компенсації які за температури $15-20^\circ\text{C}$ мали похибку в межах 1% за температури мінус 15°C мають похибку 10% яку ніхто не враховує. А таких лічильників зараз нараховується багато десятків тисяч.

Встановлення побудинкового обліку без коректорів по температурі також буде призводити до великих втрат.

Існуючий досвід побудинкового обліку на базі роторних, ультразвукових лічильників показав, що в процесі газопостачання побутових споживачів за відсутності централізованого теплопостачання газопостачаючі організації несуть великі втрати.

До цього часу невирішене питання з приведення обрахованих об'ємів газу в житловому фонді до нормальних умов визначених вимогами ГОСТ 2939-63.

У результаті того, що транспортуючі організації розраховують постачені об'єми газу в нормальних умовах, а газотранспортні організації весь об'єм газу спожитого побутовими лічильниками обраховують в фізичних кубах, втрачаються мільйони гривень.

Недоліки наукової бази характерні не тільки для вітчизняної техніки і технології вимірювань витрат газу. Так, коліна трубопроводу на початку і вкінці вимірювальної ділянки в конструкції європейського побутового ультразвукового лічильника впливають на епюру розподілу швидкостей газу по перерізу трубопроводу, характеристики турбулентності потоку і відповідно на достовірність обліку.

У вітчизняному прямоточному ультразвуковому побутовому лічильнику коліна відсутні, проте конструктори на початку і в кінці вимірювальної ділянки встановили ультразвуковий випромінювач і приймач, які також вносять відповідний вплив на характеристики турбулентності потоку і достовірність вимірювань.

Недостатній рівень наукової бази при розробці побутових термометричних, турбінних, роторних лічильників зумовлюють величезні втрати як на освоєння виробництва, так і при експлуатації продукції, що не відповідає вимогам експлуатації.

Процес науково необґрунтованих рішень впровадження нової техніки продовжується. Прикладом цього може служити розробка, виготовлення і проведення експлуатаційних випробувань левітаційно-імпульсних турбінних лічильників ЛИС-1. Малий діапазон витрат, високі вимоги до складу газу, до особливостей його встановлення будуть зумовлювати проблеми експлуатації цих лічильників в побуті.

Розглянуті вище деякі проблеми наукової основи метрологічного забезпечення тісно пов'язані з існуючими законодавчо-нормативними, технічними і організаційними основами, вплив яких неможливо глибоко розкрити в межах однієї статті.

Проте, працівниками наукових установ, виробництва, експлуатації та відповідних служб апарату управління роботи з підвищення точності вимірювань проводяться і на цьому терені є значні досягнення. Але в зв'язку з відсутністю координації робіт багато з них проводиться паралельно. Значна частина розробників повторює помилки, які були допущені попередниками. Окремі досягнення не стають здобутками широкого загалу. За недостатності у розробників достовірної інформації з експлуатації засобів вимірювальної техніки багато робіт проводиться в безперспективних напрямках, в результаті цього країна несе значні втрати.

Відсутність інформації про розробки, які проводились і проводяться окремими організаціями, дуже гальмує процес підвищення рівня метрологічного забезпечення обліку газу.

У зв'язку з тим, що питання удосконалення точності обліку газу є нагальним для газової промисловості України, в НАК "Нафтогаз України" було прийняте рішення створити метрологічний центр, який буде оснащений обладнанням, що відповідає вимогам сучасності.

Як відомо, ефективність роботи найсучаснішого обладнання в першу чергу визначається рівнем кваліфікації спеціалістів, які проводять роботи на цьому обладнанні. В силу специфіки обліку газу висококваліфіковані фахівці спеціалізуються по окремих напрямках метрологічного забезпечення і сконцентрувати в одному метрологічному центрі значну кількість висококваліфікованих спеціалістів нереально.

Проте реально і ефективно поєднати ініціативу розробників, виробників та експлуатаційників з можливостями метрологічного центру.

Пропонується, підвищити ефективність усунення недоліків наукової, технічної і законодавчо-нормативної основи, удосконаливши організаційну основу.

Враховуючи, що на даний час найпотужнішим джерелом обміну інформації являється Інтернет, на сьогоднішній день було б доцільно проводити обмін інформацією і, навіть, наради на базі електронної пошти метрологічного центру. При накопиченні достатнього матеріалу, який був би корисний всім метрологам галузі, метрологічний центр міг би створити свій сайт довідникової інформації з обміну досвідом.

Автори статті просять читачів, які поділяють думку щодо доцільності згуртування метрологів галузі на основі метрологічного центру або мають інші пропозиції з цього приводу, повідомити свою думку на електронну адресу центру ceemb@visti.com

Розглянута вище частина проблем метрологічного забезпечення свідчить що існуючі недоліки можуть призводити до значних втрат в газовій галузі. Над дослідженням і вирішенням деяких з цих проблем працюють як спеціалісти метрологічного центру НАК "Нафтогаз України" так і ряд наукових установ та виробничників і експлуатаційників метрологічної техніки. Проте для підвищення ефективності робіт які проводяться в цьому напрямку доцільно проводити їх координацію. Для координації спільних робіт необхідно визначити і створити форму її організації.

Література

1. *Волосянко В. Д.* Неточності у визначенні об'ємів природного газу в газорозподільній системі газопостачання // *Нафт. і газова пром-сть.* – 2001 – № 2. – с. 49–51.
2. *Волосянко В. Д., Гончарук М. І., Матяш Н. Ф.* Аналіз розбіжностей у результатах обчислень об'єму газу, проведених різними засобами вимірювань // *Нафт. і газова пром-сть.* – 2001. – №6. – с. 47–51.
3. *Волосянко В. Д., Волосянко Л. С.* Неврахований вплив температурного чинника на достовірність приладного обліку витрат природного газу // *Нафт. і газова пром-сть.* – 2002. – № 6. – с. 45–47.
4. *Пономарьов Ю. В., Болховітін М. І., Котуза О.* Аналіз різних алгоритмів розрахунку об'ємної витрати газу в системі газо-вимірювань // *Стандартизація, сертифікація, якість.* – 2002. – № 2 (17). с. 58–61.
5. РД 50-213-80. Правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами. – М: Изд-во стандартов, 1982. – 318 с.
6. ГОСТ 30319.2-96. Газ природный. Методы расчета физических свойств. Определение коэффициента сжимаемости.
7. Правила испытаний РТВ. Т. 4. – 2-е изд., перераб. – 1982.
8. МОЗМ Р6 Международные рекомендации. Общие сведения об объемных счетчиках газа. – 1989.
9. *Шижко Г. Г., Енин П. М.* Учет расхода газа. – К.: Урожай, 1993. – 310 с.
10. *Єнін П. М., Шижко Г. Г., Предун К. М.* Удосконалення обліку природного газу населенням і дрібними споживачами // *Нафт. і газова пром-сть.* – 2002. – № 3. – с. 39–40.

О. М. Скляренко, канд. техн. наук, доцент,
М. П. Сенчук, канд. техн. наук, доцент
О. О. Вишегородська, канд. техн. наук
Київський Національний університет
будівництва і архітектури
Сертифікаційний випробувальний центр
опалювального обладнання (м. Київ)

АТМОСФЕРНІ ПАЛЬНИКИ В ГАЗОВИХ МАЛОМЕТРАЖНИХ КОТЛАХ

Простота конструкції і надійність в експлуатації атмосферних пальників обумовило їх широке розповсюдження в сучасній опалювальній техніці.

Процес горіння супроводжується втратами теплоти від хімічної неповноти згорання, що знижує ефективність використання газу та негативно впливає на екологічний стан навколишнього середовища.

В залежності від коефіцієнту надлишку повітря інжекційні пальники поділяються на дві групи: з частковим попереднім змішуванням газу з повітрям ($\alpha' < 1$) та з повним попереднім їх змішуванням ($\alpha' > 1$).

Первинне повітря в об'ємі 40—70% підсмоктується в інжектор ($\alpha' < 1$), а вторинне повітря, яке необхідне для повного спалювання газу, надходить з навколишнього середовища безпосередньо до контурів полум'я пальника. Газ згорає за кінетично-дифузійним принципом, при якому період утворення гомогенної суміші за рахунок дифузії газу і повітря подовжується, а кінетика хімічного реагування гальмується, швидкість горіння зменшується і висота полум'я збільшується. За кінетичним принципом спалювання газу працюють пальники з $\alpha' > 1$, при якому виключається найдовший процес сумішоутворення, швидкість горіння збільшується, полум'я стає коротким.

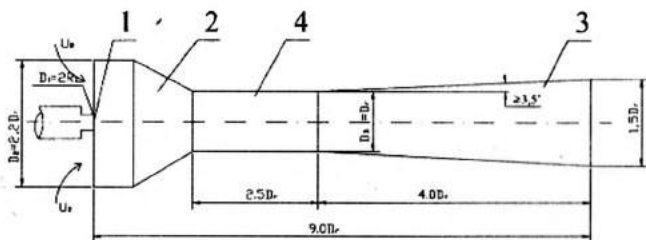
Від прийнятого принципу згорання газу залежать спосіб стабілізації полум'я, діапазон робочого регулювання, розміри топок тощо.

Основна конструктивна відмінність пальників з різними принципами спалювання полягає в розташуванні сопла відносно конфузора. В пальниках з $\alpha' < 1$ газове сопло розташовується на межі в конфузор, а в пальниках з $\alpha' > 1$ сопло розміщується на визначеній відстані від конфузора, що сприяє зростанню кількості інжекційного повітря.

Відстань розташування сопла залежить від розмірів горловини змішувача і сопла, їх гідравлічного опору та тиску газу перед соплом.

Вільна струмина газу, що витікає з сопла підсмоктує частину первинного повітря на відстані x' , а решта первинного повітря надходить до горловини за рахунок розрідження, яке виникає на вхідній ділянці змішувача.

а) $\alpha' < 1$



б) $\alpha' > 1$

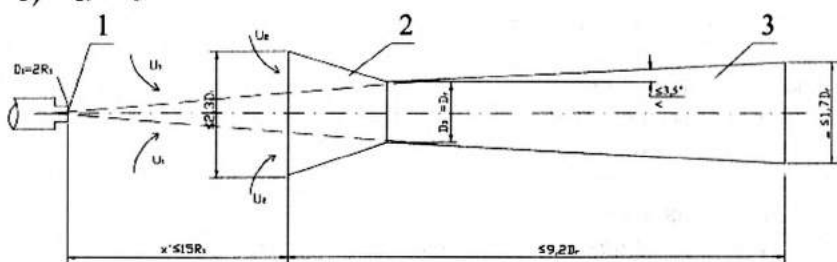


Рис. 1. Конструкції інжекційних трубок атмосферних пальників: 1 – сопло, 2 – конфузор, 3 – дифузор; 4 – горловина інжектора; u_1 – кількість повітря, яке підсмоктується вільною струминою; u_2 – кількість повітря, яке підсмоктується за рахунок розрідження в кільцевому зазорі конфузора

На рис. 1 наведені два варіанти конструкцій інжекторів. Варіант (а) відповідає оптимальній формі проточної частини інжектора, в якому сопло розташоване на межі з конфузуром [1], варіант (б) відрізняється від попереднього головним чином розмірами перерізів (до 13%) конфузурора і дифузурора. У варіанті (а) в циліндричній частині інжектора відбувається гальмування газоповітряного потоку, що впливає на процес змішування. Відповідна ступінь розширення дифузійної частини та збільшення її довжини у варіанті (б) забезпечує: стабілізацію статичного тиску по довжині дифузурора; відділяє процес змішування від процесу гальмування; підвищує ефективність роботи інжектора. Останній варіант найбільш поширений в сучасних опалювальних котлах.

Теоретичні розрахунки інжекційних пальників складні, бо при їх виконанні необхідно враховувати комплексні процеси змішування, го-

ріння, тепловіддачі полум'я тощо. На кількість повітря, яке підсмоктується в палиник, впливає і величина розрідження в топці теплогенератора [1,5]. Оскільки загального розрахунку не існує, то на практиці використовують емпіричні методи розрахунку для кожного конкретного типу палиника.

Розрахунки палиників з $\alpha' < 1$ методично відпрацьовані та перевірені практикою [1,2].

Практичних рекомендацій з проектування палиників з $\alpha' > 1$ в літературі наведено недостатньо. Розрахунки палиників з повним попереднім змішуванням газу і повітря перевірялися авторами, використовуючи методики [1,5]. Аналіз розрахунків показує, що розбіжності деяких конструктивних розмірів досягають більше 20%.

В цій статті проаналізовано фактори, що впливають головним чином на ефективну роботу палиників з $\alpha' > 1$, систематизовано взаємозв'язок геометричних та газодинамічних параметрів, розглянуто конструктивні рекомендації, які спрямовані на стабілізацію горіння і шляхи зниження втрат з хімічною неповнотою спалювання.

Аналіз експериментальних даних [3,4,5] показує, що зі збільшенням відстані від сопла до змішувача коефіцієнт інжекції (u) збільшується. Але таке збільшення відбувається тільки в межах деякої визначеної відстані x' . При подальшому віддаленні сопла коефіцієнт (u) різко зменшується. Введення сопла в інжектор приводить також до зменшення коефіцієнта інжекції.

На підставі дослідних даних Абрамович Г.М. [6] запропонував відстань між вихідним перерізом сопла і входом конфузора визначати за формулою

$$ax'/R_1 = 0,67,$$

де a – коефіцієнт структури струмини, що залежить від параметрів її турбулентності ($a = 0,07 \dots 0,09$); R_1 – радіус вихідного отвору газового сопла; x' – величина початкової ділянки, $x' = (7,5 \dots 9,6)R_1$.

Іванов Ю. В. [7] на підставі досліджень, проведених на соплах різної конструкції встановив, що коефіцієнт структури $a = 0,06$, а величина $x' = 11,2R_1$. За даними Семикіна І.Д. [4] довжина початкової ділянки складає $x' = 12 R_1$, відповідно величина a зменшується до 0,056.

На підставі аналізу роботи сучасних інжекційних палиників з $\alpha' > 1$ в умовах експлуатації автономних теплогенераторів, величина x' може бути збільшена до $15R_1$ з урахуванням розрідження в топці котла, яке додатково впливає на процес інжекції.

Також на величину α' впливає геометрія конфузора, яка повинна мати такі перерізи і контури, щоб мінімально впливати на розвиток ві-

льної струмини газу. Ділянка конфузора виконується, як правило, з конічним звуженням та поступовим переходом до стабілізаційної частини інжектора – горловини діаметром D_3 або дифузора (в інжекційних трубах горловина може бути відсутня).

Аналіз виконаних розрахунків для інжекційних пальників з $\alpha' > 1$ дозволяє рекомендувати величину D_3 в межах $(11...13)D_1$. При конструюванні пальників довжина інжектора повинна узгоджуватися з розмірами та формою топкової камери теплогенератора.

Відомо, що на надійну та ефективну роботу пальника впливають розміри вогневих отворів, їх розташування на вогневій насадці та швидкість виходу газоповітряної суміші. Відрив та проскакування полум'я залежить від коефіцієнту надлишку повітря α' і швидкості газоповітряної суміші. При α' в межах $(1,0 - 1,2)$ швидкість суміші, при якій відбувається відрив полум'я від насадки, відповідно дорівнює $(2,5-1,5)$ м/с, а проскакування полум'я – при швидкості $(1,0-0,74)$ м/с [2]. Ці показники свідчать, що зона стійкого горіння з $\alpha' \geq 1$ характеризується вузькими межами регулювання. Так, відношення швидкості суміші на виході з вогневих отворів до швидкості суміші, при якій спостерігається проскакування полум'я при $\alpha' = 1,0$ складає $w_{\text{від}}/w_{\text{зв}} = 2,5$, а при $\alpha' = 1,2 - w_{\text{від}}/w_{\text{зв}} = 2,0$, що відповідає коефіцієнту робочого регулювання $k_{\text{рр}}$ потужності пальника, відповідно 2,5 і 2,0. В пальниках з $\alpha' < 1$ коефіцієнт робочого регулювання досягає 5,0. Разом з тим, використання пальників з $\alpha > 1$ дозволяє суттєво зменшити габарити топки за рахунок зменшеної висоти полум'я та підвищеної температури процесу горіння.

Хоча високотемпературний процес горіння супроводжується збільшенням оксидів азоту, на сучасному етапі завдяки спеціальним конструктивним заходам утворення оксидів азоту зменшено від 250 до 40 мг/м³.

Пальники з $\alpha > 1$ забезпечують якісне спалювання газу з мінімальними надлишками повітря (α' близьким до 1) з низькими концентраціями оксидів вуглецю й азоту. Зменшення оксидів азоту здійснюється завдяки розташуванню охолоджуючих стрижнів в високотемпературній зоні полум'я, оптимальним розмірам пальників, а також розміщенню отворів різної форми і розмірів на вогневих насадках. Практика експлуатації показує, що для стійкої роботи пальника діаметри вогневих отворів не повинні перевищувати критичного розміру, який дорівнює 2,5 мм.

В сучасних пальниках найбільш розповсюджені вогневі отвори в насадках щілевидної форми, наприклад з розмірами 0,7x3 мм, 0,7x6 мм і ін. Для підтримання зони стабілізації горіння біля щілин розташовують вогневі отвори, діаметром 1,0...1,2 мм. Завдяки цим отворах утворюються

стабілізаційні підпалювальні зони, які підвищують надійність горіння. Застосування штучних елементів у вигляді круглих стрижнів також стабілізує горіння в пальниках з $\alpha' > 1$. Крім тепловідведення від полум'я біля стрижнів відбувається рециркуляція продуктів згорання, завдяки чому знижується не тільки температура в контурі фронту горіння, а й досягається якісне спалювання газу з мінімальними надлишками повітря.

Висновки

1. Атмосферні пальники низького тиску розробляються, як правило, для конкретної топки теплогенератора.

2. Широке застосування отримали пальники з частковим попереднім змішуванням газу і повітря, завдяки збільшеному діапазону коефіцієнта регулювання.

3. Пальники з повним попереднім змішуванням газу з повітрям ($\alpha' > 1$) використовують в опалювальних котлах, особливо з одноступеневим регулюванням потужності, в дискретному режимі опалення від 0 до 100% потужності.

4. В пальниках з $\alpha' > 1$ досягається компактніше та високотемпературне полум'я, що відповідає сучасним конструкціям високонапружених топок малогабаритних котлів (близько 1 МВт/м³). Газ згорає з мінімальними надлишками повітря ($\alpha' = 1,01 \dots 1,03$) та низькими концентраціями в продуктах згорання оксидів вуглецю ($CO \approx 0$) та оксидів азоту (до 40 мг/м³).

5. Виконані розрахунки атмосферних пальників свідчать, що існуючі методики їх розрахунку потребують удосконалення.

Література

1. *Ионин А. А.* Газоснабжение – М.: Стройиздат, 1989. – 435 с.
2. *Стаскевич Н.Л., Севериенц Г.Н., Вигдорчук В.Я.* Справочник по газоснабжению и использования газа – Л.: Недра, 1990. – 726с.
3. *Путилов М.И.* Расчет оптимального расстояния сопла от камеры смешения в струйных аппаратах – «Теплотехника», №7: Энергия 1967.– 65–70 с.
4. *Успенский В.А., Кузнецов Ю.М.* Струйные вакуумные насосы – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
5. *Левин А.М.* Принципы рационального сжигания газа – Л.: Недра, 1977. – 217 с.
6. *Абрамович Г.М.* Прикладная газовая динамика. М.: Недра, 1969. – 824 с.
7. *Иванов Ю.В.* Газогорелочные устройства. М.: Недра, 1972. – 371 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ СУЧАСНИХ АТМОСФЕРНИХ ГАЗОВИХ ПАЛЬНИКІВ РІЗНОЇ МОДИФІКАЦІЇ В АВТОНОМНОМУ КОТЛІ

Найбільше розповсюдження в автономних котлах отримали атмосферні пальники трьох модифікацій:

- пальники з частковим попереднім змішуванням, $\alpha' < 1$ без охолоджуючих стрижнів (рис. 1а);
- пальники з $\alpha' < 1$ та охолоджуючими стрижнями (рис. 1б);
- пальники з повним попереднім змішуванням, $\alpha' > 1$ (рис. 2).



Рис. 1. Схема атмосферного пальника з $\alpha' < 1$
а) вогнева насадка без охолоджуючих стрижнів;
б) вогнева насадка з охолоджуючими стрижнями.

В основу роботи атмосферних пальників, приведених модифікацій, покладений механізм передачі кінетичної енергії від газової струмини, до повітря, що спрямована в інжектор. В пальниках з $\alpha' < 1$ повітря, яке необхідне для повного згорання газу надходить в два ступені: первинне – безпосередньо в інжектор, в об'ємі 40–70% і вторинне – надходить

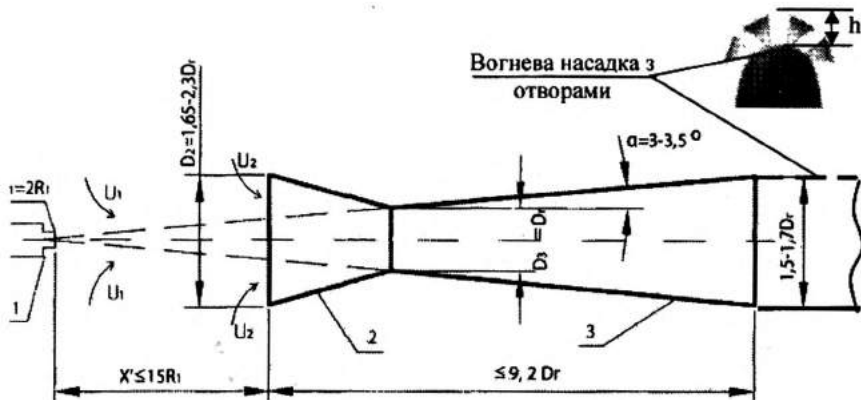


Рис. 2. Схема атмосферного пальника з $\alpha' > 1$.

до полум'я за рахунок газової дифузії і розрідження в топці. В пальниках цього класу газ згорає за кінетично-дифузійним принципом і для більш ефективного його спалювання застосовуються охолоджуючі стрижні, які розташовуються по зовнішньому контуру полум'я (рис. 16). Маючи широкий діапазон регулювання потужності від 20% до 100%, ці пальники широко застосовуються в автономних теплогенераторах, газових плитах, конвекторах, тощо.

Атмосферні пальники з $\alpha' > 1$, за останні роки, набули широкого застосування в автономних котлах з одноступеневим режимом регулювання потужності. Не дивлячись на вузький діапазон робочого регулювання від 65 до 100%, ці пальники мають переваги, які характерні при кінетичному принципі спалювання газу: виключається найдовший процес сумішоутворення, швидкість горіння збільшується, полум'я стає коротким.

Оскільки інформація досліджень автономних котлів з сучасними пальниками в літературі майже не наведено, а існуючі технічні характеристики носять переважно рекламний характер, метою роботи є проведення теплотехнічних та екологічних досліджень роботи котла з атмосферними пальниками різної модифікації в широкому діапазоні їх потужності.

Дослідження передбачали визначення наступних показників котла:

- коефіцієнт регулювання потужності;
- повноту згорання газу;
- ККД;
- коефіцієнт надлишку повітря.

При цьому проводилися вимірювання:

- тиску та температури газу в мережі та перед пальником;
- температури продуктів згорання на виході з котла та перед тягопереривачем;
- складу продуктів згорання перед тягопереривачем;
- візуальне спостереження за характером полум'я в котлі.

В таблиці 1 наведений перелік обладнання, що застосовувалося при проведенні досліджень.

Таблиця 1

Вимірювальні прилади, що застосовувалися при випробуваннях

№	Вимірювальна величина	Тип приладу та його характеристики
1	Тиск газу перед витратоміром, Па	Манометр
2	Температура газу перед витратоміром, °С	Термометр ТБП – 100
3	Витрата газу, м ³ /год	Лічильник газу Metrix G6
4	Тиск газу перед соплом, Па	Електронний вимірювач тиску Manometr S2500 зі шкалою до 100 кПа, з точністю до 10 Па
5	Розрідження в топці, Па та Температура продуктів згорання, °С	Електронний газоаналізатор Testo 300 XL № 00362573/008, з датчиком температури та тиску
6	Температура в приміщені, °С	Термометр ТБП – 100
7	Барометричний тиск, кПа	Барометр

Схема експериментального стенду, обладнаного вимірювальними приладами приведена на рис. 3.

Дослідження проводилися на котлі Vitogas 050, виробництва фірми Viessmann потужністю 35 кВт, в якому виконання топки дозволяє проводити експеримент в двох режимах:

а) топка котла аеродинамічно ізолювана від повітря приміщення і розглядається як закрита, в якій передбачується атмосферний пальник з $\alpha' > 1$;

б) топка котла аеродинамічно сполучена з повітрям приміщення і є відкритою для надходження вторинного повітря до полум'я. В цих котлах передбачуються атмосферні пальники з $\alpha' < 1$.

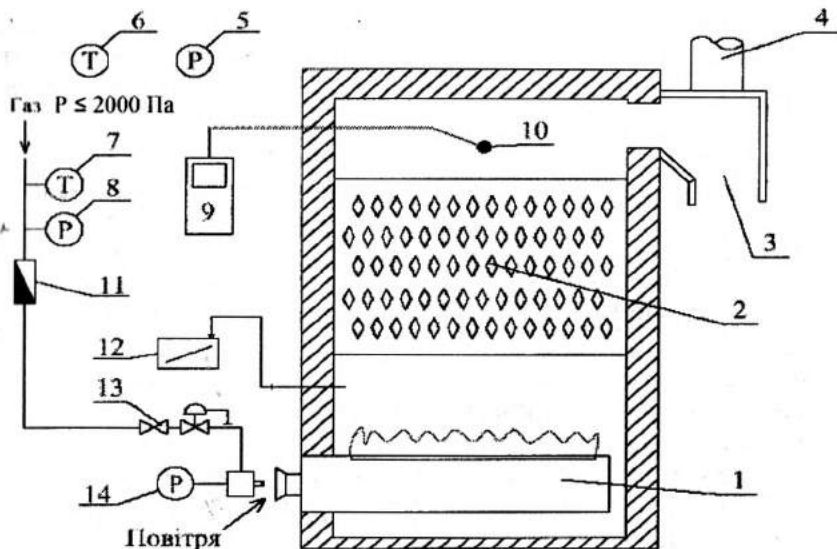


Рис. 3. Схема експериментального стенду.

1 – атмосферний паливник; 2 – конвективна частина котла; 3 – тягопереривач; 4 – труба для видалення димових газів; 5 – вимірювач атмосферного тиску; 6 – вимірювач температури повітря приміщення; 7 – вимірювач температури газу в мережі; 8 – вимірювач тиску газу в мережі; 9 – газоаналізатор; 10 – шуп газоаналізатора; 11 – витратомір; 12 – вимірювач розрідження в топці; 13 – подвійний магнітний клапан; 14 – вимірювач тиску газу перед соплом паливника.

Продукти згорання видаляються в атмосферу за допомогою димової труби діаметром 130 мм. Стабілізація розрідження в топці здійснюється за допомогою тягопереривача.

Результати досліджень автономного котла з паливниками різних модифікацій наведені на рис. 4, 5, 6.

При дослідженні котла були отримані наступні діапазони регулювання його потужності:

Паливник	Діапазон регулювання потужності, кВт	Коефіцієнт регулювання потужності
$\alpha' > 1$	32,4–22,5	1:1,44
$\alpha' < 1$	35–8,7	1:4
$\alpha' < 1$ із системою охолоджуючих стрижнів	35–8,7	1:4

Максимальна потужність котла, з пальником з $\alpha' > 1$ складала 32,4 кВт, при тиску газу перед соплом 1180 Па (номінальна потужність 35 кВт, при тиску газу 1400 Па перед соплом пальника, що передбачено технічним паспортом).

Мінімальна потужність складає 22,5 кВт при тиску 600 Па, нижче якої експлуатація котлоагрегату недопустима, так як висота полум'я знижується і горіння відбувається на поверхні насадку пальника, що призводить до його перегріву та прогорання матеріалу пальника, з наступним проскоком полум'я та повним виходом пальника з ладу. Тому застосування модульованого регулювання, для пальника з $\alpha' > 1$, потребує додаткових технічних рішень спрямованих на запобігання прогорання вогневої насадки пальника.

На рис. 4 наведено залежності коефіцієнту надлишку повітря в топці котла від теплової потужності. Експериментально визначено, що всі пальники при потужності 30–32,4 кВт працюють практично з однаковим сумарним α , що дорівнює 1,4. При зменшенні потужності α поступово збільшується.

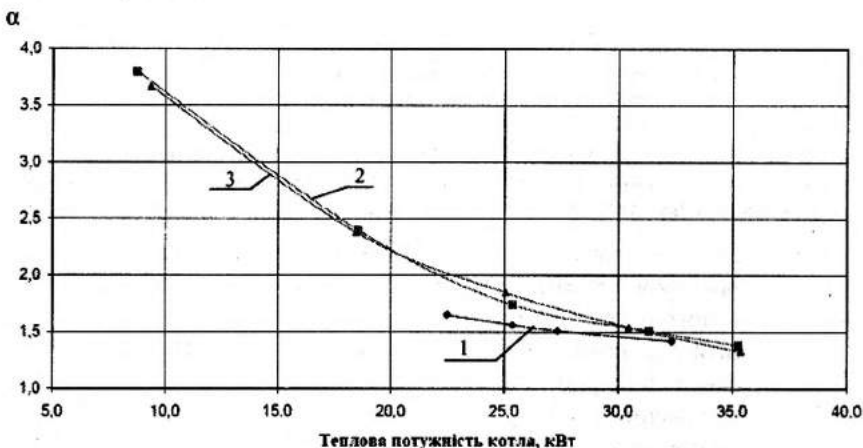


Рис. 4. Залежність коефіцієнту надлишку повітря в топці від теплової потужності котла.

- 1 – пальник з $\alpha' > 1$, топка закрыта; 2 – пальник з $\alpha' < 1$, топка відкрита;
3 – пальник з $\alpha' < 1$, з охолоджуючими стрижнями, топка відкрита.

На рис. 5 розглянені зміни коефіцієнту корисної дії котла в залежності від його теплової потужності. Котел з пальником в якому $\alpha' > 1$ працює з більш високим ККД в усьому діапазоні продуктивності ніж з

пальниками $\alpha' < 1$. При потужності котла в межах 30–32,4 кВт з розглянутими пальниками і різних режимах роботи ККД складає 93–94%.

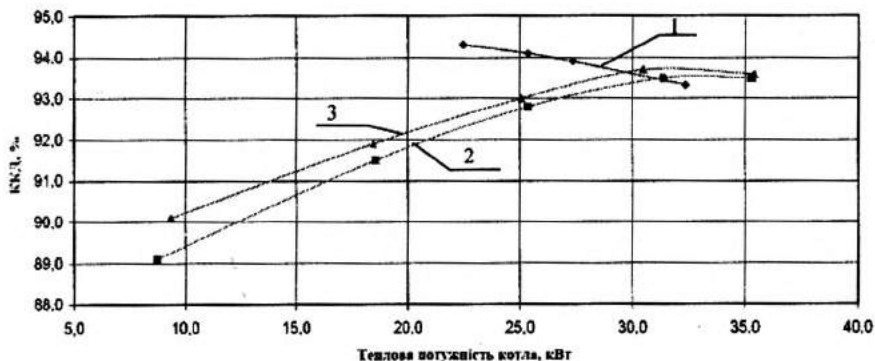
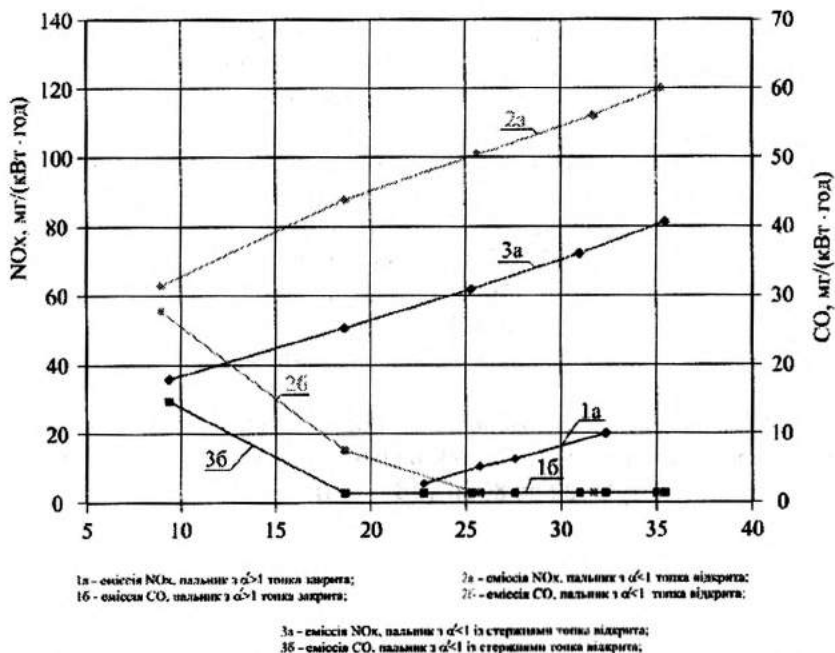


Рис. 5. Залежність ККД від теплової потужності котла.

1 – пальник з $\alpha' > 1$, топка закрита; 2 – пальник з $\alpha' < 1$, топка відкрита; 3 – пальник з $\alpha' < 1$, топка відкрита, з охолоджуючими стрижнями.



1a – емісія NO_x, пальник з $\alpha' > 1$ топка закрита;
16 – емісія CO, пальник з $\alpha' > 1$ топка закрита;

2a – емісія NO_x, пальник з $\alpha' < 1$ топка відкрита;
2c – емісія CO, пальник з $\alpha' < 1$ топка відкрита;

3a – емісія NO_x, пальник з $\alpha' < 1$ із стрижнями топка відкрита;
3b – емісія CO, пальник з $\alpha' < 1$ із стрижнями топка відкрита;

Рис. 6. Залежності емісії оксидів NO_x та CO від теплової потужності котла.

Виконані екологічні дослідження котла з різними атмосферними пальниками свідчать, що отримані показники задовольняють вимогам ГОСТ 20548-87 по викидам NO_x та CO .

Для пальника з $\alpha' < 1$ без охолоджуючих стрижнів максимальна величина викидів NO_x становила 120 мг/(кВт·год) при $Q = 35$ кВт. З застосування охолоджуючих стрижнів величина викидів NO_x знизилася до 80 мг/(кВт·год).

При роботі пальника з $\alpha' > 1$ значення емісії NO_x складають 20 мг/(кВт·год), що значно нижче ніж для пальника з $\alpha' < 1$, при продуктивності 32,4 кВт.

Емісія CO не перевищувала 10 мг/(кВт·год) для всіх трьох модифікацій пальників при номінальному навантаженні.

Висновки

1. Атмосферні пальники різної модифікації працюють з високими теплотехнічними показниками, забезпечуючи ККД в межах 93–94%, при загальному коефіцієнті надлишку повітря 1,35–1,45 при теплопродуктивності котла 30–35 кВт.

2. Пальники з $\alpha' < 1$ мають широкий діапазон регулювання потужності, що становить 1:4. Для пальників з $\alpha' > 1$ ця величина наближається до 1:1,5. При зниженні потужності котла менше 22,5 кВт, з пальником $\alpha' > 1$, експлуатація його небезпечна без прийняття додаткових конструктивних заходів по захисту вогневої насадки пальника від перегріву.

3. Виконані експериментальні дослідження котла з пальником $\alpha' > 1$ показують, що концентрація оксидів азоту в продуктах згорання значно нижча ніж у пальників з $\alpha' < 1$. Емісія NO_x для пальників з $\alpha' > 1$ становила 20 мг/(кВт·год), проти 120 для пальників з $\alpha' < 1$, при нормативі 200 мг/(кВт·год) (ГОСТ 20548-87).

Величини викидів CO для всіх пальників знаходились в межах 10 мг/(кВт·год).

4. Експериментально доведено, що введення охолоджуючих стрижнів в область контуру полум'я для пальників з $\alpha' < 1$ дозволяє знизити викиди оксиду азоту з 120 до 80 мг/(кВт·год).

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОБМІНУ МІЖ ПОВІТРЯМ І ЕЛАСТИЧНОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Для утилізації теплоти витяжного повітря в системах вентиляції та кондиціонування повітря застосовують повітряно-повітряні теплообмінники різних типів: такі, що обертаються (регенеративні), з циркулюючим проміжним теплоносієм (наприклад, етиленгліколем), пластинчасті та ін.

До пластинчастих теплообмінників можна віднести теплообмінник з еластичною поліетиленовою теплопередаючою поверхнею зигзагоподібної форми [1]. Канали для руху тепловіддаючого та теплосприймаючого теплоносіїв в цьому теплообміннику, утворені теплопередаючою плівкою, мають форму близьку до трапеції (рис. 1). Взаємний напрям руху теплоносіїв в каналах може бути прямоструминним або протиструминним, що впливає тільки на середньологарифмічну різницю температур в теплообміннику.

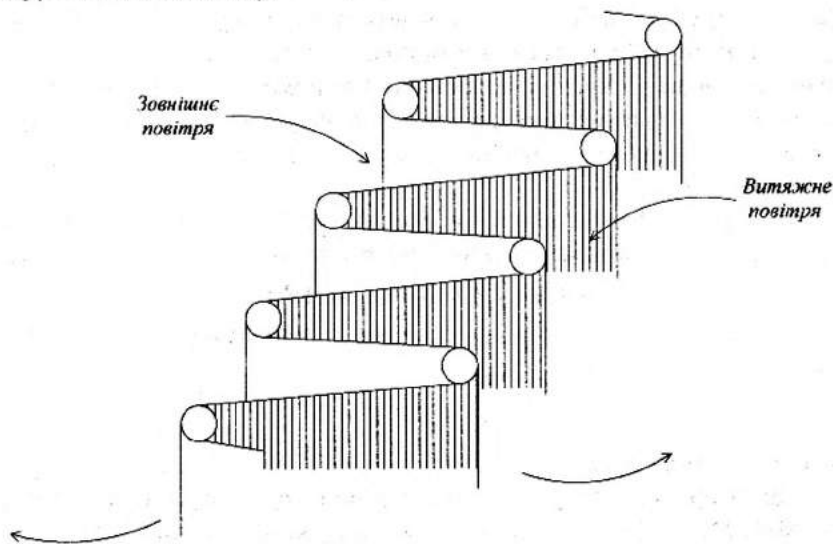


Рис. 1. Теплопередаюча поверхня поліетиленового теплообмінника

Пластинчасті теплообмінники виготовляються, як правило, з недорогих матеріалів, мають досить просту конструкцію, їх теплообмінні поверхні не псується при контакті з компонентами витяжного повітря та з конденсатом. Оцінювати такі теплообмінники можна за їх ефективністю теплопередачі та гідравлічним (аеродинамічним) опором.

Енергетичною характеристикою теплообмінників різних типів прийнято вважати [2] коефіцієнт k_E , який являє собою відношення кількості теплоти Q , переданої теплосприймаючому теплоносію, до енергії N , затраченої на подолання гідравлічного опору.

$$k_E = \frac{Q}{N} = \frac{\alpha F \Delta t}{L \Delta p}, \quad (1)$$

де L – витрата припливного повітря, $\text{м}^3/\text{с}$; F – площа поверхні теплопередачі, м^2 ; α – коефіцієнт конвективного теплообміну, $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$;

$\Delta p = \xi \frac{l}{d_{\text{екв}}} \frac{\rho v^2}{2}$ – гідравлічний опір теплообмінника, Па.

Коефіцієнт k_E збільшується із збільшенням площі теплопередаючої поверхні теплообмінника або збільшенням коефіцієнта теплообміну та зменшується з підвищенням швидкості потоку повітря в каналах. Наприклад, ефективність поліетиленового водонагрівача з ламінарним рухом води та турбулентним рухом повітря, визначена за формулою (1), виявилась дещо нижчою у порівнянні з іншими теплообмінниками через невелике значення температурного напору (рис. 2). Але такі теплообмінники оправдовує їх надійність в експлуатації та досить висока інтенсивність теплообміну.

Гідравлічний опір теплообмінних апаратів визначається експериментально. Для цього необхідно спочатку визначити коефіцієнт місцевого опору ξ за емпіричним рівнянням $\xi = A \text{Re}^p$.

Інтенсивність тепловіддачі поверхні теплообміну також визначається за емпіричною залежністю

$$\text{Nu} = c \text{Re}^n \text{Pr}^{0,43} \quad (2)$$

де c, n – експериментальні числа.

Для умов турбулентного прямолінійного руху рідин і газів в каналах М.А. Міхеєв [3] одержав формулу, яка узагальнює велику кількість експериментальних даних

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \epsilon_f, \quad (3)$$

Формула (3) враховує те, що турбулентний рух досить інтенсивно перемішує потік рідини (газу) і в результаті температура в поперечному перерізі каналу залишається практично постійною, а різко змінюється лише в тонкому прилежовому шарі.

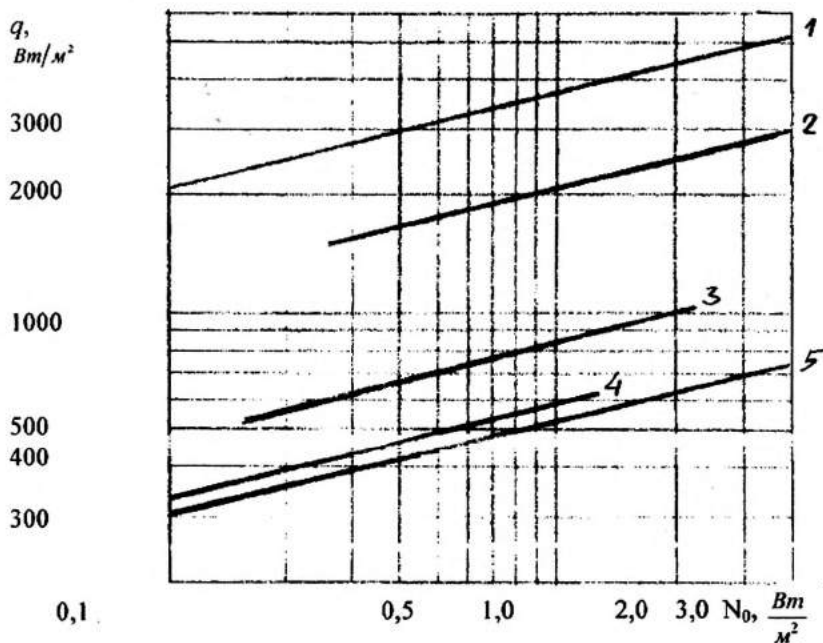


Рис. 2. Енергетична ефективність теплообмінників:
 1 – пластинчастий; 2 – спіральний; 3 – пластинчато-ребристий;
 4 – поліетиленовий водонагрівач; 5 – кожухотрубний

Коефіцієнт α , як видно з формули (3), в найбільшій мірі залежить від швидкості руху теплоносія, а залежність тепловіддачі від фізичних властивостей не така суттєва. Для повітря ($Pr \approx 0,71$) за умови $\frac{Pr}{Pr_{cm}} \approx 1$

автори [3] одержали спрощену формулу тепловіддачі при турбулентному прямолінійному русі повітря в каналах будь-якої форми

$$Nu = 0,018 Re^{0,8}, \quad (4)$$

При криволінійному русі теплоносіїв в колінах та відводах утворюється гвинтоподібний рух, з'являються відцентрові сили, інтенсифікуючи процес теплообміну. Тому в формулу (4) необхідно вводити поправку ϵ_R , величина якої визначається експериментом. Для криволінійного руху води в поліетиленовому каналі еліптичного перерізу цю поправку можна визначити за формулою (4)

$$\epsilon_R = 1 + 3,54 \frac{d_{\text{квн}}}{2R} \eta_{\text{нов}} \quad (5)$$

де R – радіус повороту каналу.

Для повітряно-повітряного поліетиленового теплообмінника формула (5) з експериментальними даними не співпадає.

Аналогія між процесом тепловіддачі та гідравлічним опором теплообмінника базується на гідродинамічній теорії єдності і теплопереносу та кількості руху в турбулентних потоках. Цю аналогію автори [4] подають в критеріальній формі

$$Nu = \frac{\xi}{8} Re Pr E, \quad (6)$$

$$\text{де } E = \left[1 + 12 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right]^{-1}.$$

Рівняння (6) записується ще в такому вигляді

$$\alpha = \frac{\xi}{8} c_p \rho v E, \quad (7)$$

Множник E в формулі (6) враховує рух рідини (газу) та теплопередачу в пристінному шарі. $E = 1$, коли $Pr = 1$.

Враховуючи рівняння (7), кількість переданої теплоти в теплообміннику можна визначити за формулою

$$q = \frac{c_p s}{v} (t_{\text{см}} - t), \quad (8)$$

де $s = \frac{\xi}{8} \rho v^2$ – сила опору руху, Па/м, віднесена до одиниці площі поверхні теплообміну.

Таким чином, для визначення коефіцієнта тепловіддачі в повітряно-повітряному теплообміннику достатньо визначити коефіцієнт гідравлічного опору ξ , швидкість руху теплоносія v та його фізичні властивості.

Література

1. Патент України на винахід № 65348А. Теплообмінник. Опубл. Бюл. № 3. – 2004 р.
2. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий/ Под ред. О.Т. Ильченко. – Харків: Вища шк., 1985. – 354с.
3. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи. М.:Энергия, 1973. – 320 с.
4. *Степанов М. В., Росковиенко Ю. К., Дзюбенко В. Г.* Експериментальне дослідження поліетиленового водонагрівача // В зб. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 6. – К.: КНУБА, 2003 – с. 80–87.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОНТАКТНЫХ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЕЙ НА СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЯ

Применение контактных водонагревателей, в частности водонагревателей, которые оборудованы камерами сгорания с «мокрыми» стенками и системой внутренней рециркуляции воды (контактные теплогенераторы типа ТГа [1, 2]) в системах теплоснабжения, вызывает необходимость более детального изучения их эксплуатационных характеристик. В перечне актуальных проблем необходимо отметить вопросы, связанные с характером поведения элементов конструкции водонагревателя при различных режимах их эксплуатации.

В настоящей работе представлены наиболее характерные результаты влияния эксплуатационных режимов на состояние основных элементов конструкции теплогенераторов типа ТГа. Особенности конструкции контактных теплогенераторов такого типа описаны в работе [3] данного сборника.

Приведены результаты обследования теплогенераторов теплопроизводительностью от 100 до 900 кВт, которые были смонтированы и введены в эксплуатацию в 2006 году на двух объектах города Луцк. Пять теплогенераторов теплопроизводительностью по 100кВт каждый были смонтированы и запущены в эксплуатацию на объекте «Мясокомбинат «Доброслав-Луцк». Два теплогенератора – ТГа-500 и ТГа-900, теплопроизводительностью 500 и 900 кВт соответственно, были смонтированы на объекте «Онкодиспансер».

По окончании отопительного сезона было проверено состояние эксплуатирувавшихся теплогенераторов. При разборке проведен тщательный осмотр всех узлов и деталей, механическая чистка узлов, деталей и отдельных поверхностей конструкции теплогенератора.

Исследовалось состояние следующих деталей и узлов конструкции:

- камера сгорания (стенки, крыша, днище, блок решеток);
- контактная камера (крыша, стенки);
- водораспределители обратной и рециркуляционной линии;
- горелки.

Основные условия работы теплогенераторов приведены в таблице.

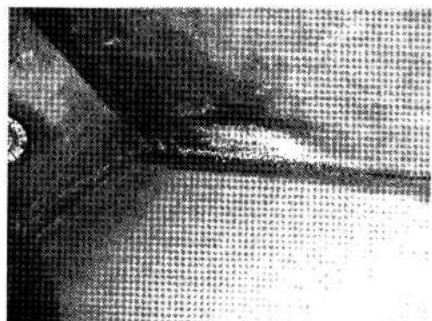
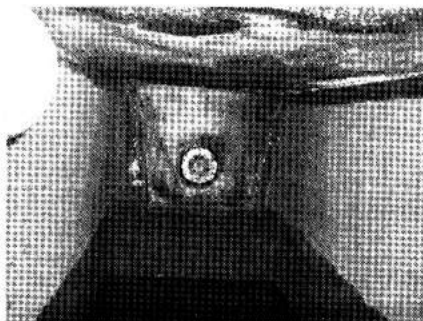
Условия работы теплогенераторов

№, тип теплогенератора	Функциональное назначение, место установки теплогенератора	Т _{под}
1. ТГа-100	Нагрев технической воды, воздушный обогрев помещения (через calorifer), контуры водораспределителей обратной воды и рециркуляции объединены на входе в теплогенератор	до 70 °С
2. ТГа-100	Нагрев расходоуемой технической воды (режим проточного водонагревателя), контуры водораспределителей обратной воды и рециркуляции объединены на входе в теплогенератор	до 70 °С
3. ТГа-100	Нагрев расходоуемой технической воды (режим проточного водонагревателя), контуры водораспределителей обратной воды и рециркуляции объединены на входе в теплогенератор	до 50 °С
4. ТГа-100	Отопление офисных помещений, контуры водораспределителей обратной воды и рециркуляции объединены на входе в теплогенератор	от 50 до 80 °С
5. ТГа-100	Отопление офисных помещений, контуры водораспределителей обратной воды и рециркуляции объединены на входе в теплогенератор	от 50 до 80 °С
6. ТГа-500	Отопление помещений больницы. Контуры водораспределителей обратной воды и рециркуляции соединены параллельно на подаче в водораспределители. Заборы воды на рециркуляцию и на подачу в систему отопления объединены в одну линию и подключены к одному насосу. Расход воды (40–50) м ³ /час.	до 65 °С
7. ТГа-900	Отопление помещений больницы. Контуры водораспределителей обратной воды и рециркуляции соединены параллельно на входе в водораспределители. Заборы воды на рециркуляцию и на подачу в систему отопления объединены в одну линию и подключены к одному насосу. Расход воды (40–50) м ³ /час.	до 65 °С

В результаты выполненных исследований можно было отмечены следующие явления.

1 Камеры сгорания всех исследованных образцов теплогенераторов имели следы коррозии и солевые отложения на стенках топки. Особенно интенсивные следы коррозии стенок камеры сгорания наблюдались

у теплогенераторов № 4 и 5, которые работали в режиме температур на подаче до 80 °С. Очаги выгорания и почернения передней стенки камеры сгорания в зоне установки горелки говорят о теплонапряженном режиме работы передней стенки. Для теплогенераторов, работающих в режиме проточных водонагревателей (№ 2 и 3), отмечены следы интенсивного солевого налета на стенках и на крышке камеры сгорания. Характерный внутренний вид стенок камеры сгорания приведен на рис. 1.



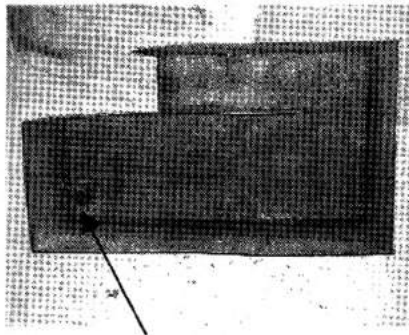
Боковые стенки камеры сгорания в хорошем состоянии, небольшой налет толщиной 0,1 мм, коррозия отсутствует. На передней стенке краска выгорела

Верхняя крышка теплогенератора подвержена температурному напряжению. Слезла краска, и немного повело металл. Есть черные пятна.

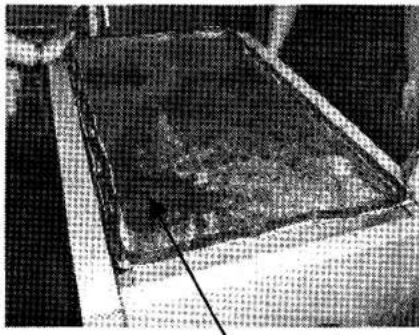
Рис. 1. Внутренний вид камеры сгорания теплогенератора № 7 (ТГа-900)

2 Внутренняя часть контактных камер (в которую бьют струи водораспределителей) практически всех теплогенераторов достаточно чиста и находится в хорошем состоянии. В местах выхода продуктов сгорания обнаружены небольшие пятна, покрытые следами коррозии (рис. 2). Вероятной причиной таких явлений могут быть локальные перегревы, вызывающие локальные температурных напряжения.

3 От 10 до 60% выходных отверстий водораспределителей теплогенераторов оказались закупоренными солевыми отложениями (рис. 3). Особенно интенсивно этот процесс проявился на водораспределителях обратной воды теплогенераторов № 4 и 5, которые работали в режиме теплоснабжения с температурой воды на выходе до 80 °С. Увеличение диаметра выходных отверстий с 2 до 3,5 мм и работа с температурой воды на подаче до 65 °С на порядок снижает уровень закупорки отверстий водораспределителей.



Внутренняя часть контактной камеры (в которую бьют струи водораспределителей) достаточно чиста и находится в хорошем состоянии, кроме места, где выходят продукты сгорания из камеры сгорания, обнаружено небольшое пятно, покрытое коррозией (вероятно следствие температурных напряжений).

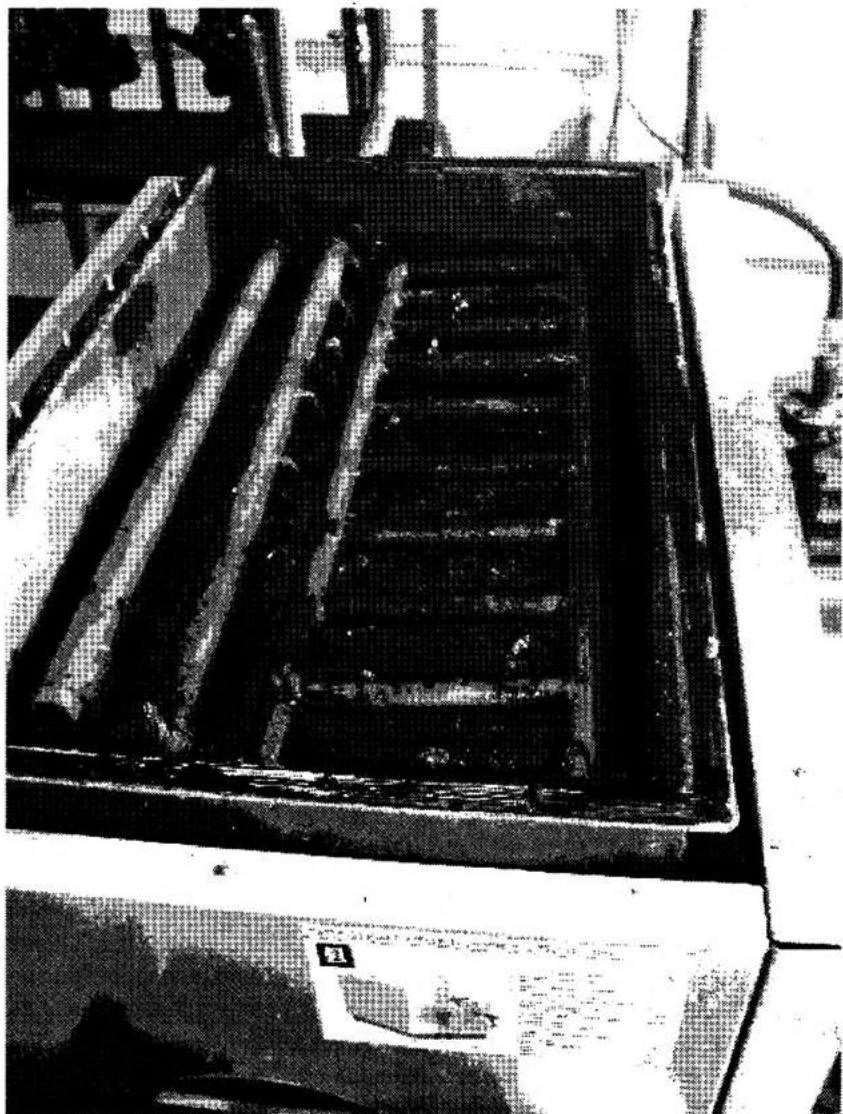


Наружная часть контактной камеры корродирует. Вместе, где выходят продукты сгорания из камеры сгорания, видны места коррозии (вероятно следствие температурных напряжений).

Рис. 2. Контактная камера теплогенератора № 1 (ТГа-100)

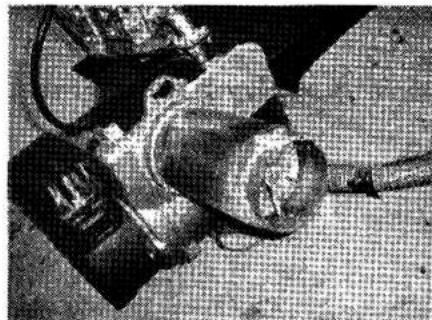
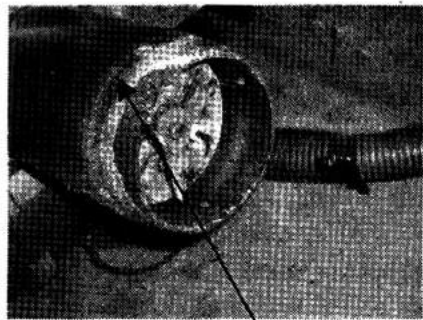
4 Горелки теплогенераторов (кроме теплогенератора ТГа-100 № 1) практически не подвергались коррозии и работали в приемлемых тепловых режимах. На огневой части горелки теплогенератора № 1 выявлены следы интенсивной коррозии (рис. 4). Вероятной причиной подобного может быть затекание воды через переднюю стенку камеры сгорания и попадание ее на огневой насадок горелки.

В заключение можно констатировать, что тепловые и водные режимы работы оказывают существенное влияние на состояние элементов конструкции контактных теплогенераторов. Наиболее сильное влияние на коррозионные и другие эксплуатационные параметры контактных теплогенераторов оказывает работа в режиме отопления с диапазоном температур воды на подаче от 50 до 80 °С. Для повышения надежности и долговечности работы теплогенераторов необходимо строгое соблюдение всех регламентных режимов и профилактических работ.



Стенки водораспределителей покрыты слоем накипи толщиной 1 мм.
На линии рециркуляции забито 30% отверстий. Диаметр отверстий 2мм.
На обратной линии забито 30 % отверстий. Диаметр отверстий 2мм.

Рис. 3. Водораспределители теплогенератора № 3 (ТГа-100)



На части горелки, находящейся
в топке – коррозия

Рис. 4. Горелка теплогенератора № 1 (ТГа-100)

Литература

1. Теплогенератори "Євроформат". Інформаційно-технічний каталог.
2. Контактно-поверхневий водонагрівач для локальної системи теплопостачання. Деклараційний патент на корисну модель. Україна, № 13302, 133056, 13306.
3. Дудников А. П., Коваль Ю. Д., Кучеренко Е. В., Ткаченко И. С. "Исследование характеристик тепломассопереноса в камерах сгорания контактных водонагревателей с "мокрыми" стенками". Настоящий сборник.

УДК 631.22

Ю. К. Росковшенко, В. А. Ткаченко,
М. В. Степанов, І. В. Клімова
Київський Національний університет
будівництва і архітектури

НАПРЯМКИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ПРОМИСЛОВИХ ТЕПЛИЦЯХ

В сучасних умовах набуває особливої актуальності зменшення витрат теплової енергії на вирощення овочів в промислових теплицях. Вченими та інженерами науково-досвідного виробничого агрокомбінату "Пуща-Водиця" та Київського Національного Університету будівництва і архітектури розроблено та впроваджено технічні рішення, які суттєво сприяють підвищенню енергоекономічності культиваційних споруд захищеного ґрунту.

В цій статті висвітлюються проекти по яких повною мірою можуть бути надана необхідна технічна інформація для широкого впровадження.

Розроблена і успішно функціонує система геліотеплопостачання, призначена для нагрівання поливної води в теплиці та гарячої води для побутових потреб. Особливістю системи є рухоме геліополе, що дозволяє суттєво підвищити використання сонячної енергії за рахунок забезпечення оптимального кута нахилу геліоколекторів протягом усього світлового дня.

Зменшення теплових втрат культиваційною спорудою в 2,5–3 рази забезпечує використання подвійного скління по всій площі теплиці. Не зважаючи на незначну втрату врожаю таке технічне рішення гарантує суттєве збільшення прибутку з одного квадратного метру теплиці за рахунок заощадження енергетичних ресурсів.

Значно знижується споживання теплової енергії розробленою нами системою опалення з обігріванням обмеженої зони культивації рослин. Змінення висоти зони, що обігрівається досягається без переміщення опалювальних труб.

Система геліотеплопостачання агрокомбінату "Пуща водиця" представлена геліостанцією із 24 плоских сонячних колекторів, встановле-

них на поворотній платформі, систем електропостачання, водопостачання і автоматичного управління. Загальний вигляд геліостанції показано на фото (рисунок 1).

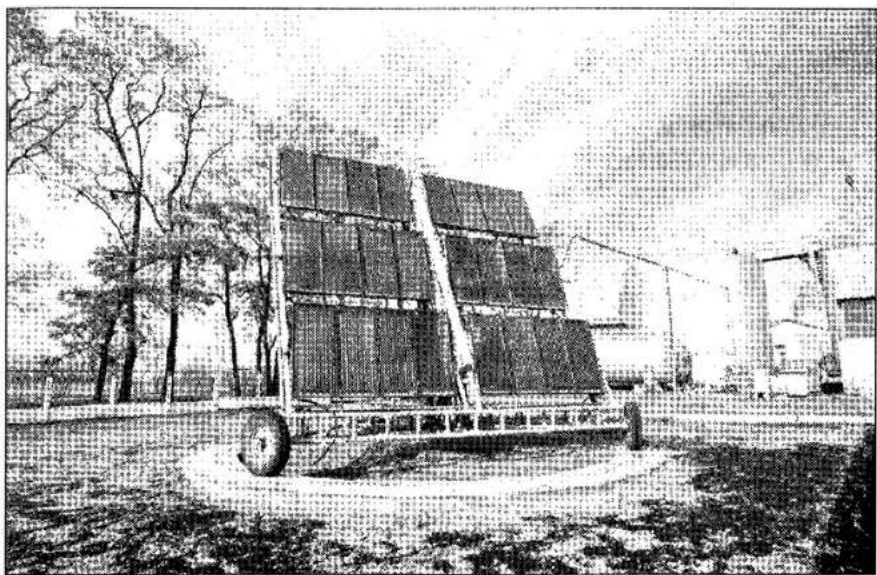


Рис. 1

Система геліотеплопостачання прийнята одноконтурною, з використанням трубопровідної води в якості теплоносія.

Для автоматичного управління роботою системи геліотеплопостачання застосовано контролер "Кліматік 3" фірми "РАУТ Автоматик". Таке рішення обумовлено наявністю у контролері "Кліматік 3" годинника реального часу, що дозволяє орієнтувати платформу у напрямку сонця за календарем. Такий спосіб орієнтації дозволяє зменшити втрати електричної енергії порівняно з методом використання пошукових коливань, та точніший порівняно з методом повороту платформи і підйому геліоколекторів з постійною швидкістю.

Для визначення теплової ефективності геліостанції установку обладнано засобами виміру витрати води та її температури.

Для забезпечення нормальної експлуатації установки розроблені і введені в дію "Правила технічної експлуатації".

На основі проведених випробувань та натурних досліджень за роботою геліоустановки можна зробити такі висновки:

– використання плоских геліоколекторів в умовах м. Києва економічно виправдане;

– для збільшення теплопродуктивності системи слід застосовувати засоби автоматичного регулювання та управління. Застосування системи автоматичної орієнтації геліоколекторів дозволяє підвищити теплову потужність установки на 40...50% [1].

Великі втрати теплоти в теплицях зумовлені малим опором теплопередачі огорожувальних конструкцій зі скла та полімерної плівки. Для зменшення теплових втрат в спорудах захищеного гранта можливе застосування огорожувального покриття з склоблоків подвійного скління з повітряним прошарком. Опір теплопередачі склоблоків з герметичним повітряним прошарком значно вищий у порівнянні з одношаровим склінням.

Теплотехнічні характеристики склоблоків залежать від кількості повітряних прошарків та їх товщини. Значний вплив має заповнення прошарків, коефіцієнт випромінювання скла, кут нахилу склоблоку до горизонту. Підвищити їх теплоізоляційні властивості можна шляхом збільшення кількості повітряних прошарків до трьох та більше, застосуванням скла з покриттям, що відбиває теплоту, та заповненням прошарків між склом газовою сумішшю з коефіцієнтом теплопровідності меншим ніж у повітря. Скління теплиць доцільно виконувати склоблоками з одним повітряним прошарком.

Теплоізолююча властивість подвійного скління характеризується коефіцієнтом опору теплопередачі, який залежить від товщини повітряного прошарку та кута нахилу скління до горизонту. Найбільш ефективна товщина повітряного прошарку визначалась експериментально.

В результаті дослідів було виявлено, що найбільші тепло ізолюючі властивості мають склоблоки з товщиною повітряного прошарку від 16 до 24 мм.

В порівнянні з одинарним склінням, коефіцієнт теплопередачі якого складає $5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ при товщині скла 4мм., тепловтрати через подвійне скління зменшуються на 45...55% [2].

Для застосування подвійного скління на покриття теплиці потрібне додаткове підсилення каркаса споруди. Для розрахунку та порівняння додаткової витрати металу при застосуванні подвійного скління приймалася теплиця за типовим проектом 810-1-13.86. були розраховані навантаження на шпори, прогони, ригелі та колони споруди. Розрахунок виконано на один прольот та на один крок колони (6,4 × 3 м). за

розрахунками додаткова витрата металу складає 1,7 кг на 1 м² площі теплиці. Термін окупності додаткових капіталовкладень становить менше 1 року.

Особливістю теплиць є функціональне часткове використання їх об'єму, надто в періоди ранньої вегетації, які можуть співпадати з найнижчими температурами зовнішнього повітря. Отже завдання полягає в забезпеченні потрібних мікрокліматичних умов саме в цій обмеженій частині об'єму –зони росту рослин. Система опалення повинна забезпечувати необхідні тепло надходження саме в цю обмежену зону. Висота такої зони має збільшуватись з розвитком рослин, що звичайно співпадає з підвищенням зовнішньої температури. Таким чином необхідно забезпечити регулювання об'єму, що опалюється, тобто висоту шару теплового повітря над поверхнею ґрунту.

Для цього є два засоби: нагрівальні елементи прокладені в міжряддях рослин (надґрунтовий обігрів) та нагрівальні труби в верхній зоні (під покрівлею або на "затяжці") (рисунок 2).

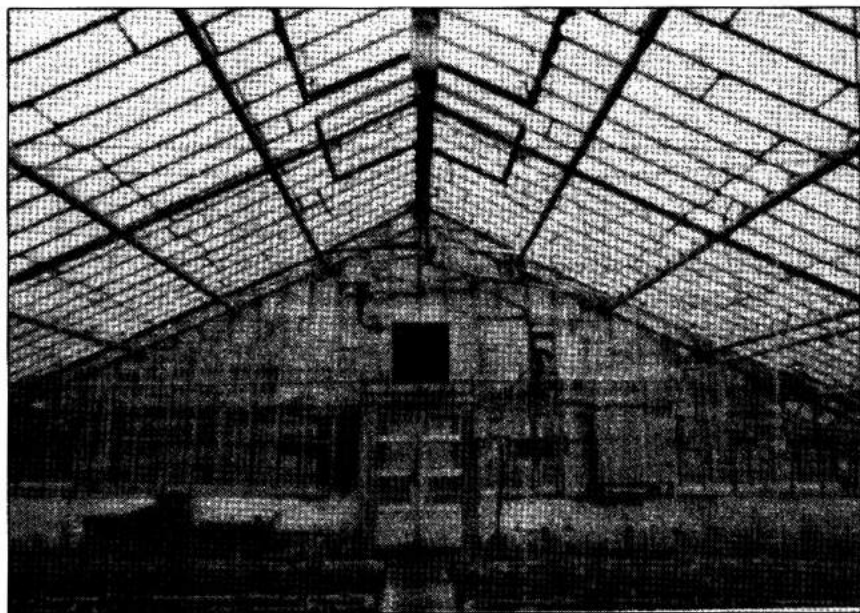


Рис. 2

Змінюючи інтенсивність теплообміну в нижній зоні теплиці можна регулювати температуру повітря, що нагрівається при контакті з опалювальними приладами, а відтак і інтенсивність висхідного конвективного потоку. Зміною температури теплоносія, що циркулює через трубопроводи верхньої зони, регулюється в кінцевому підсумку швидкість низхідного потоку повітря, що охолоджується біля зовнішніх огорожень.

Для виявлення переваг системи обмеженого опалення зони вегетації рослин над базовою системою опалення за типовим проектом 810-1-13.86 були проведені розрахунки теплового балансу та металомісткості системи опалення теплиці площею 1 га. Встановлено, що тепловтрати при системі обмеженого опалення зменшуються на 17...23% у порівнянні з базовим проектом за рахунок підтримання у верхній зоні споруди нижчих температур внутрішнього повітря. Металомісткість системи опалення знижується на 15% у порівнянні з типовим проектом [3].

Запропоновані заходи дозволяють значно зменшити витрати теплової енергії на опалення культивацийних споруд закритого ґрунту, покращити температурне поле в об'ємі споруди, зменшити металомісткість систем опалення.

Список літератури

1. Ткаченко В. А., Клімова І. В. Дослідження систем геліотеплопостачання теплиць // Будівництво України. 2004. № 8. С. 20–21.
2. Іваненко П. П., Росковшенко Ю. К., Клімова І. В. Промислова теплиця з подвійного скління // Будівництво України. 1998. № 2. С. 33–34.
3. Іваненко П. П., Росковшенко Ю. К., Клімова І. В. Система обмеженого опалення зимових теплиць // Будівництво України. 1998. № 6. С. 38–40.

ЗБЕРЕЖЕННЯ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ ТА ПІДВИЩЕННЯ КОНКУРЕНТОЗДАТНОСТІ ТЕПЛИЧНИХ ГОСПОДАРСТВ

Тепличне господарство є найбільш науково насиченим, складним і високоінтенсивним індустріальним сектором агропромислового комплексу України. Ця галузь ґрунтується на інтенсифікації біологічних властивостей рослини за рахунок створення їй штучних умов, що відповідають найбільш наближеним до оптимальних потреб життя і розвитку, а саме: мікроклімату, кореневого середовища, живлення, освітлення, оптимальної кількості вуглекислого газу (CO_2) та захисту від шкідників і хвороб.

Незважаючи на нестабільну ситуацію на ринку закритого ґрунту, викликану рядом негативних факторів, таких як знос основних фондів до 80%, витрати на енергоносії, які постійно збільшуються, низьку рентабельність продукції (9–15%), збільшується кількість тепличних комбінатів, інвесторів, що бачать у даному сегменті ринку високорентабельний бізнес (до 70%). В такій ситуації є два шляхи – реконструювання застарілих або будівництво нових теплиць, які відповідали б українським будівельним нормам і світовому рівню якості.

Нині в Україні побудовано понад 3000 га теплиць, у тому числі 930 га це засклені зимові і майже 2100 га – плівкові весняно – літні теплиці, що побудовані за різними типовими проектами. Основні їх характеристики наведені в таблиці 1. Основне виробництво ранніх овочів зосереджено в 64 тепличних комбінатах загальною площею 728 га, які розташовані в усіх областях України [1].

Розвиток індустріального теплицебудування в Україні пов'язаний з введенням в експлуатацію в 1970 р. Антрацитівського заводу збірних теплиць (Луганська обл.) і відбувався вкрай нерівномірно. А починаючи з 1990 р. будівництво нових тепличних комбінатів і весняних теплиць майже припинилося. Основна причина такого стану в теплицебудуванні – відсутність коштів, а також різке підвищення цін на енергоносії, вартість яких у собівартості продукції нині становить близько 50–60% проти 15–17% у 80-і роки. Враховуючи зростання цін на основні енергоносії, навіть високопродуктивні тепличні комбінати з добре нала-

годженням технологічним процесом мають низьку рентабельність, а більшість тепличних господарств стали збитковими.

Наприклад, 1 га старої теплиці виробництва Антрацитівського заводу збірних теплиць (типовий проєкт 810-1-13.86), за паспортними даними споживає 5 Гкал/год тепла при розрахунковій температурі повітря -20°C (саме ці теплиці є основними в тепличних комбінатах України і країнах СНД). Враховуючи вік і стан таких теплиць, 1 га дійсно у середньому споживають 7,5–10 Гкал/год або 12500–15600 Гкал у рік. Цифри стають астрономічними, якщо помножити їх на вартість 1 Гкал (80 грн., у середньому по Україні станом на 2005 р.) і на кількість гектарів експлуатованих теплиць. Таким чином, у рік тепличний комбінат площею 10 га зі старими теплицями, витрачає тільки на теплову енергію до 12,5 млн. грн (без обліку постійних витрат на ремонт, додаткову герметизацію і реконструкцію зношених теплиць в обсязі мінімум 1,2 млн грн у рік). При експлуатації 10 га реконструйованих теплиць витрати на теплову енергію складуть, у середньому 4,5 млн. грн., а при введенні в експлуатацію власної газової котельні ці витрати скорочуються приблизно вдвічі.

Опитування 19 тепличних комбінатів (37,6 га теплиць) дали змогу вивести результати дійсного енергоспоживання, які зводимо в таблицю [2].

Параметри енергоспоживання в скляних блочних зимових теплицях

Показник	Проектна величина	Фактична величина		
		максимальна	мінімальна	середня
Середні параметри енергоспоживання на 1 га, Гкал/год*	$\frac{2,9}{3,5}$	$\frac{2,5}{2,9}$	$\frac{2,0}{2,7}$	$\frac{2,4}{2,8}$
Середні параметри енергоспоживання на 1 га, Гкал/рік*	$\frac{6255}{7275}$	$\frac{6150}{6830}$	$\frac{4525}{6023}$	$\frac{5540}{6420}$

* верхній показник – із застосуванням системи зашторювання, нижній показник – без застосування системи зашторювання.

Створення сучасного тепличного комплексу в інженерному і біологічному плані досить складне завдання, оскільки на розвиток рослини у теплиці діє велика кількість природних і штучних факторів, постійне врахування яких і створення оптимальних умов для рослини під силу лише комп'ютерній техніці.

До першочергових завдань нині в галузі закритого ґрунту належать: вибір раціональних типів споруд та їх розмірів, удосконалення

конструктивних рішень теплиць з метою скорочення витрат теплоенергоресурсів і зниження питомих витрат матеріалів, розробка нових світлопрозорих огорожень, вивчення можливостей й економічної доцільності створення склопанелей для огороження зимових теплиць, економія енергії на опалення, підвищення врожайів і якості вирощеної продукції, розширення асортименту, застосування нових прогресивних технологій вирощування продукції, пошук нових холодостійких, урожайних і стійких проти хвороб та шкідників сортів [3].

Таке положення, як нестача власних засобів, зв'язане з марнотратною експлуатацією старих теплиць, не дозволяє тепличним комбінатам будувати нові, сучасні теплиці, впроваджувати останні досягнення агротехнології і, як наслідок, стабільно функціонувати. З метою зниження використання енергоресурсів в тепличних господарствах ведуться роботи в двох напрямках:

1. Комплексна реконструкція існуючих теплиць.
2. Будівництво нових сучасних тепличних комбінатів.

Комплексна реконструкція тепличних господарств заключається в наступному:

1) Загальне обстеження, що починається з оцінки технічного стану металоконструкцій і технологічних систем і закінчується аналізом економічних показників.

2) Проведення робіт по вдосконаленню конструктивних рішень теплиць, тобто встановлення додаткових шпросів бокового огороження з метою влаштування подвійного скла; монтаж по периметру теплиць теплозахисного екрану з поліетиленової плівки;

3) Використання ущільнюючої рідини в місцях прилягання фрамуг системи вентиляції на металоконструкції покрівлі.

4) Модернізація системи опалення теплиці:

– розділення системи опалення на незалежні контури (надгрунтовий, підлотковий, покрівельний і і.д.);

– демонтаж енергоємних теплових пунктів з насосами великої потужності та монтаж розподільчих гребінок (вузлів керування) безпосередньо в теплиці або поруч в з'єднувальному коридорі;

– організація автономного керування кожного окремого контуру системи опалення теплиці з використанням малоконтурних циркуляційних насосів (максимальна потужність 3 кВт), регулюючих клапанів з автоматичним управлінням, датчиків контролю.

5) Впровадження клімат-контролю, тобто автоматичної системи управління заданих режимів мікроклімату.

6) Встановлення системи зашторювання.

7) Впровадження нових технологій життєдіяльності рослин:

– краплинного поливу;

– системи підкормки рослин CO_2 ;

– системи випаровуючого охолодження.

Такий підхід до реконструкції забезпечує зниження витрат на енергоносії (до 50–60%) за рахунок модернізації світлопрозорого огороження і системи опалення теплиць. На даному етапі реконструкції спостерігається підвищення врожайності на 10–12% навіть при використанні найпростіших технологій поливу і контролю мікроклімату. Ефект досягається за рахунок рівномірного розподілу тепла по всій площі теплиці і вирішення проблеми конденсату. При установці сучасних систем краплинного поливу і автоматизованої системи керування мікрокліматом та технологічними процесами врожайність, як правило, підвищується ще на 10–15%[4].

Зрозуміло, що будь-яка реконструкція вимагає значних фінансових вкладень, тому концептуальний підхід до реконструкції полягає в максимальному використуванні можливості українського ринку, що дозволяє значно знизити вартість матеріалів і устаткування.

Але, більш ефективним є будівництво нових теплиць. При будівництві нових тепличних комбінатів використовуються енергозберігаючі конструкції типу “Венло” виробництва м. Малоаярославець, або закордонного виробництва. Варто економічно обґрунтувати будівництво і введення в експлуатацію теплиць нового покоління, виводячи одночасно такими ж темпами з обороту старі. В зв'язку з вище викладеним виникає необхідність в розробка нових проектів з максимально використаними заходами по енергозаощаднені. В даний час на ринку представлена велика кількість систем краплинного поливу і керування мікрокліматом, застосування яких дозволяє підвищити врожайність на 5–10%. Переваги установки подібного устаткування незаперечні, але навіть найсучасніша система живлення рослин не вирішує проблеми підтримки оптимального мікроклімату, якщо в теплиці не ефективно працюють системи опалення, вентиляції та існує проблема конденсату.

Не менш важливою проблемою при експлуатації теплиць є надійність роботи котельень. Досвід експлуатації показав, що котельні, обладнані котлами закордонного виробництва, після п'яти років експлуатації мають потребу в ремонті через появу просочуваності. Постачальник котлів не гарантує надійної роботи після їхнього ремонту, а пропонує заміну котлів за окрему плату, що значно підвищує собівартість

тепличної продукції. Тому доцільно застосовувати в проектах котли вітчизняного виробництва, розроблені та пристосовані до експлуатації в наших умовах.

Одним з варіантів енергозберігаючої теплиці є комбінована теплиця з розташуванням у нижній зоні шампінйонниці, а у верхній – теплиця по вирощуванню квітів або овочів. Такі комплекси впроваджені в Прибалтиці і на Україні. Технологія оброблення культур у шампінйонницях вимагає організованого повітрообміну з навколишнім середовищем для очищення від вуглекислого газу, що може бути використаний для підкормки рослин, а субстрат, після збирання печериць, може використовуватися при вирощуванні овочів у теплицях. При повітрообміні цих споруджень втрати тепла в зимовий час збільшуються, що вимагає значних витрат енергії для підтримки необхідної температури. Щоб уникнути втрат тепла, доцільно теплиці і шампінйонниці використовувати спільно. У цьому випадку можна домогтися від 25 до 50% економії енергії.

Теплиці нового покоління в сукупності з інженерними рішеннями (двошарове скління стін, ефективна система ущільнення між склом та шпросами, принципово нова система вентиляції, яка виключає можливість нещільного зачинення вентиляційних фрамуг, використання штормового екрану та інше) споживають при розрахунковій температурі повітря -20°C на один гектар 2–3 Гкал/год тепла. Тобто теплової енергії, яка зараз витрачається на один гектар, достатньо для опалення 1,5–2 гектарів теплиць нового покоління.

Висновок: продовжуючи експлуатувати старі теплиці, тепличні комбінати “випускають” разом з теплом до 8 млн. грн у рік наднормативних “живих” грошей, а це майже 1 га сучасної повнокомплектної теплиці.

А тому, актуальними заходами в збереженні енергоресурсів тепличних комбінатів є:

- зміна внутрішніх конструкцій теплиці: двох, тришарове покриття, ущільнення стиків огороджуючих конструкцій, застосування системи зашторювання та встановлення теплозахисних екранів. Так, наприклад, середня витрата енергоспоживання на 1 га склала 5 540 Гкал у рік із застосуванням системи зашторювання і 6 420 Гкал у рік без такої системи.

- розділення системи опалення на окремі контури, що дає можливість незалежно підтримувати заданий тепловий режим в відділеннях теплиці та незалежне включення-відключення нагріваючих приладів;

- встановлення системи клімат-контролю, що дає змогу створити стабільно оптимальний мікроклімат, автоматично регулювати темпера-

туру повітря в зоні вегетації рослин, контролювати зміну температури у верхній зоні теплиці за рахунок оптимізації температури теплоносія в кожному окремому контурі, забезпечує зниження енергетичних витрат в середньому на 20%;

- впровадження краплинного зрошення дає економію витрат води, що забезпечується точним дозуванням та економія електроенергії на технологічні цілі;

- ще одним важливим напрямком енергозбереження є використання поновлювальних джерел енергії, зокрема сонячного випромінювання і геотермальних вод.

Використана література

Іваненко П. П., Приліпка О. В. Закритий ґрунт. – К.: Урожай, 2001. – 360 с.

Паршин А. С., Колбичев Д. С. Итоги строительства и эксплуатации теплиц производства ООО “Агрисовгаз” за 2003 год /Информационный сборник. – 2004. – № 2–3. – С. 28–29.

Чепурна Н. В. Системи з штучним децентралізованим мікрокліматом – шлях до підвищення енергоефективності та конкурентноздатності тепличних господарств / Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2004. – № 7. – С. 74–81.

Беликов Ю. М., Илларионов А. Л. Реконструкция теплиц от А до Я/ журнал “Гавриш”. – 2001. – № 4. – С. 35–36.

ГЕЛІОКОЛЕКТОРИ-КОНЦЕНТРАТОРИ ДЛЯ СИСТЕМ СОНЯЧНОГО ОПАЛЕННЯ

Основними видами палива для нагріву теплоносія систем опалення та гарячого водопостачання в Україні є переважно газ та меншою мірою вугілля [2]. Проте, паливна криза примусила переглянути перспективність використання газу, як основного виду палива. Це дало можливість для розвитку альтернативної енергетики та систем геліотеплопостачання в Україні. В усьому світі відновлювальні джерела енергії, особливо сонячної, привертають до себе все більше уваги. Це зумовлено такими проблемами, як вичерпність родовищ нафти, газу та вугілля, а також погіршення екологічного становища.

Енергетичний потенціал таких відновлюваних джерел енергії як вітер, вода, сонце та біомаса дуже великий [2,5]. Проблемою використання цього потенціалу є малий (10–15%) ККД устаткування, що перетворює енергію альтернативного джерела в теплову.

В Україні використання сонячної енергії викликає особливий інтерес, перш за все в її південних районах з їх теплим і сонячним кліматом, оскільки на цій території країни біля 210 сонячних днів на рік. При питомій річній сонячній радіації в цілому по Україні 1158 кВт·год/м², перспективний тепловий енергетичний потенціал складає 26 млн. МВт·год/рік [2]. Це є достатнім обґрунтуванням доцільності використання сонячної енергії, як джерела теплоти для систем опалення та гарячого водопостачання в промисловому та житлово-господарчому комплексах України.

Сонячний колектор є основним елементом установки, в якій енергія випромінювання сонця перетворюється в іншу форму корисної енергії [1,5]. В залежності від типу теплоносія сонячні колектори поділяються на *рідинні* та *повітряні*, а за досягаємою температурою на *низькотемпературні*, *середньотемпературні* та *високотемпературні*. Існують плоскі та фокусуєчі колектори. В *плоских* колекторах поверхня, яка сприймає сонячне випромінювання, є одночасно поверхнею, яка поглинає випромінювання. *Фокусуєчі* колектори, мають увігнуті відбивачі, які концентрують падаюче випромінювання.

Сучасні плоскі геліоколектори з вакуумною теплоізоляцією мають ряд суттєвих недоліків: низька температура теплоносія ($\approx 55\text{--}60\text{ }^\circ\text{C}$); значна матеріалоемність конструкції; технологічна складність виготовлення вакуумної теплоізоляції трубопроводів колектора; необхідність значних вільних поверхонь для їх розміщення, які обмежують їх застосування.

В колекторах-концентраторах використовуються оптичні системи (дзеркала або лінзи) для збільшення густини сонячної радіації на поверхні, яка поглинає сонячну енергію, при цьому розміри колектора зменшуються, отже знижуються і теплові втрати.

Ефективність фокусуєчих колекторних систем визначається рівнянням балансу енергії [1]:

$$q_u = H_b R_b \rho \gamma \tau \alpha - \frac{A_r}{A_\alpha} U_L (T_{r,x} - T_\alpha),$$

де q_u – корисна енергія, $\text{Вт}/\text{м}^2$; ρ – відбиваюча здатність дзеркальної поверхні; γ – частка дзеркально відбитої радіації, яка вловлюється поглинаючою поверхнею, або коефіцієнт вловлення; $\tau \alpha$ – пропускну здатність покриття або поглинаюча здатність поверхні приймача; $H_b R_b$ – густина потоку прямої радіації в плоскій апертурі колектора; A_α/A_r – ступінь концентрації; $U_L(T_r - T_\alpha)$ – теплові втрати з одиниці поверхні геліоприймача при температурі T_r в навколишнє середовище з температурою T_α .

Метод розрахунку теплових втрат приймачів фокусуєчих систем складніший, ніж метод розрахунку плоских колекторів, що пов'язано з тим, що потік випромінювання на приймачі неоднорідний.

Розглянемо процес теплообміну в колекторі-концентраторі сонячної енергії (рис. 1).

Втрати теплоти зовнішнім заскленням в навколишнє середовище дорівнюють кількості теплоти, яка переноситься від поглинаючого елемента з температурою $T_{\text{погл.ел.}}$ до прозорого покриття з температурою T_c . Втрати теплоти від зовнішнього засклення в навколишнє середовище визначаються відповідним опором теплопередачі, який можна представити у вигляді:

$$R_a = \frac{1}{\alpha_A},$$

де $\alpha_A = \alpha_k + \alpha_{\text{пр}}$; α_k та $\alpha_{\text{пр}}$ – коефіцієнти тепловіддачі конвекцією та випромінюванням від зовнішнього засклення до навколишнього середовища, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$.

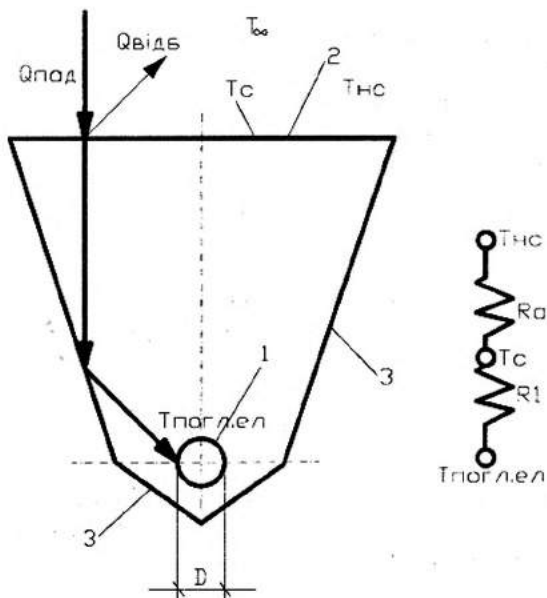


Рис. 1. Схема теплоперенесення в колекторі-концентраторі:

1 – поглинаючий елемент; 2 – застелення; 3 – концентратор; $Q_{пад}$ – пряма сонячна радіація; $Q_{відб}$ – відбита сонячна радіація; T_x – температура небозводу; $T_{нс}$ – температура навколишнього середовища; T_c – температура застелення; $T_{погл.ел.}$ – температура поглинаючого елемента; R_a – опір теплопередачі між застеленням та навколишнім середовищем; R_1 – опір теплопередачі між поглинаючим елементом і застеленням; D – діаметр поглинаючого елемента.

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від застелення до навколишнього середовища визначається, в основному, швидкістю вітру над колектором. Для сонячного колектора його можна визначити за формулою [1]:

$$\alpha_k = 5.7 + 3.8 \vartheta,$$

де ϑ – швидкість вітру, м/с

Значення коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням можна визначити за формулою [1]:

$$\alpha_{пр} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_\infty^2)(T_c + T_\infty),$$

де ϵ_c – ступінь чорноти застелення; $\sigma = 5,6697 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²К⁴) – постійна Стефана-Больцмана; T_c – температура зовнішнього шару застелення, К; T_∞ – температура небозводу, К, її значення можна прийняти [1]:

$$T_{\infty} = 0,0552T_{\text{ис}},$$

де $T_{\text{ис}}$ – температура навколишнього середовища, К.

Враховуючи те, що коефіцієнти тепловіддачі для циліндричних поверхонь несуттєво відрізняються від коефіцієнтів тепловіддачі, розрахованих для плоских поверхонь, опір теплопередачі між поглинаючим елементом і засклення має вигляд [4]:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1},$$

де $\alpha_1 = \alpha_{\text{к1}} + \alpha_{\text{пр1}}$, $\alpha_{\text{к1}}$ та $\alpha_{\text{пр1}}$ – коефіцієнти тепловіддачі конвекцією та випромінюванням від поглинаючого елемента до засклення, Вт/(м²К), які визначаються за формулою [1]:

$$\alpha_{\text{к1}} = (\ell - 0,018(T - 10))1,14 \frac{\Delta T^{0,31}}{\ell^{0,07}},$$

де ℓ – відстань між поглинаючим елементом і склом, см; ΔT – різниця температур між поглинаючим елементом і склом; T – середня температура поглинаючого елемента і скла, К;

$$\alpha_{\text{пр1}} = \frac{\sigma(T_{\text{пор.ел.}}^2 + T_c^2)(T_{\text{пор.ел.}} + T_c)}{\frac{1}{\epsilon_{\text{пор.ел.}}} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1},$$

де $T_{\text{пор.ел.}}$ – температура поглинаючого елемента, К; $\epsilon_{\text{пор.ел.}}$ – ступінь чорноти поглинаючого елемента; ϵ_c – ступінь чорноти засклення; T_c – температура зовнішнього шару засклення,

Повний коефіцієнт теплообміну колектора з навколишнім середовищем дорівнює [1]:

$$U_L = \left(\frac{1}{\alpha_A} + \frac{1}{\alpha_1} \right)^{-1},$$

де α_A – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією та випромінюванням від засклення до навколишнього середовища, Вт/(м²К); α_1 – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією та випромінюванням від поглинаючого елемента до засклення, Вт/(м²К).

Значення ККД колектора-концентратора визначається за формулою [5]:

$$\eta_k = \frac{Q_k}{A_1 I},$$

де Q_k – корисна теплова потужність, яка відводиться теплоносієм, Вт; I – інтенсивність сумарної сонячної радіації, Вт/м²; A_k – площа поверхні колектора, м².

Експериментальні дослідження геліоколектора-концентратора проводились в весняно-осінній період 2006 року в м. Києві. Метою випробувань було визначення оптичних та теплових характеристик геліоколектора.

При проведенні експерименту вимірювання температур, витрати теплоносія та інтенсивності сонячного випромінювання виконувались через кожні 15 хвилин, в межах яких значення параметрів усереднюються. Випробування проводяться при інтенсивності сонячного випромінювання не менше 500 Вт/м² та куті падіння сонячного випромінювання на поверхню колектора-концентратора не більше 30°. Випробування були багатоденним процесом, в різні дні якого експерименти проводяться при різних зовнішніх умовах.

Експериментальна установка являє собою двограний плоский параболічний сонячний колектор-концентратор. Концентратором сонячної енергії є чотири дзеркала загальною площею 0,38 м². Трубчатий теплоприймач, який являє собою мідну трубу $d_y = 25$ мм, яка розташовується в колекторі таким чином, щоб максимально використати відбите від дзеркальної поверхні концентратора сонячне випромінювання. Розміщення теплоприймача в колекторі регулюється по висоті. Циркуляція теплоносія відсутня. Ступінь концентрації колектора змінюється від $k = 3...5$ за допомогою зміни кута розкриття дзеркал.

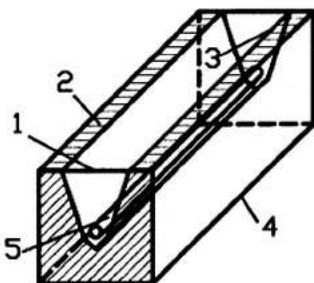


Рис. 2. Експериментальна модель геліоколектора-концентратора сонячної енергії:

- 1 – скло; 2 – теплоізоляція; 3 – дзеркальні поверхні; 4 – захисний корпус;
- 5 – мідна труба.

Температура теплоприймача вимірювалась за допомогою термопар ТХК. Знімалися показання термопар в 10 точках за допомогою цифрового мілівольметра Ф-283. Інтенсивність сонячної радіації визначались за допомогою пірометра П-80М. Температура навколишнього повітря вимірювалась за допомогою хромель-копелевих термопар, які розташовувались у затінку поруч з геліоколектором.

За результатами експериментів був побудований графік зміни температури теплоносія сонячного колектора-концентратора за час проведення експерименту.

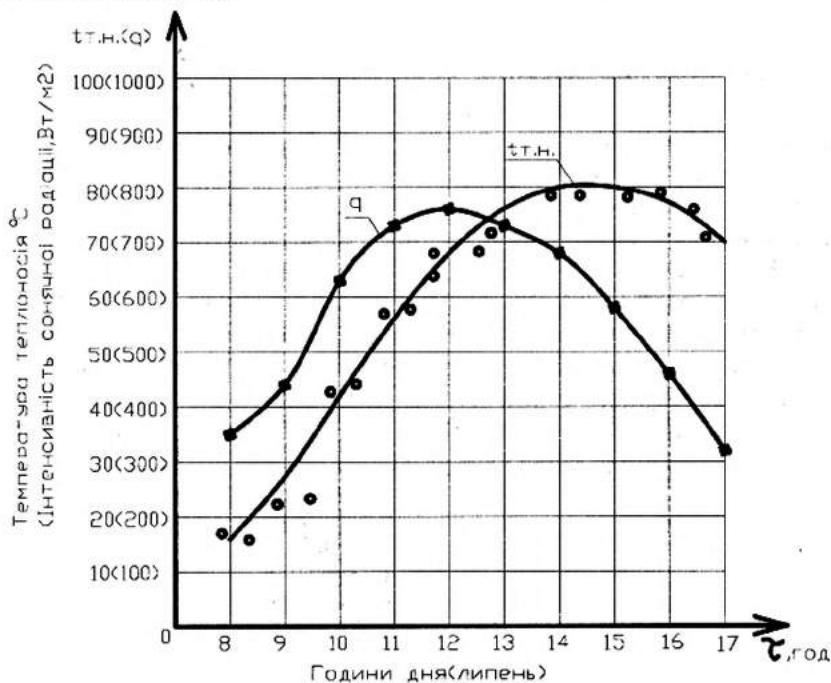


Рис. 3. Графік зміни температури теплоносія:
 $t_{т.н.}$ – температура теплоносія; q – інтенсивність сонячної радіації.

Висновок

Результати дослідження свідчать про досить високу ефективність застосування геліоколекторів-концентраторів для нагрівання теплоносія у регіонах з низькою інтенсивністю сонячної радіації, яким є м. Київ. Так при інтенсивності сонячної радіації $\sim 750 \text{ Вт/м}^2$ температура теплоносія становить $\sim 80^\circ\text{C}$, що відповідає вимогам для теплоносіїв систем тепlopостачання.

Використана література

1. Даффи Дж. А., Беркман У.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. – М.: Мир, 1977. – 420 с.
2. Забарний Г. М. Енергетичний потенціал нетрадиційних джерел енергії України. НАН України. Ін-т технічної теплофізики – К., 2002. – 211 с.
3. Исаченко В. П., Осипова В. А. Теплопередача. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 424 с.
4. Михеев М.А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.
5. Сарнацкий Э. В. Использование солнечной энергии для теплоснабжения зданий. – К.: Будівельник, 1985. – 254 с.

НАТУРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ ГРАДИРЕН

Одним из путей повышения производительности и экологических показателей башенных градирен является введение в них высокотемпературных продуктов горения от котлоагрегатов и ГТУ. Проведенными лабораторными исследованиями было подтверждено влияние способа введения дымовых газов в градирню на ее основные показатели. Установлено, что наибольшая эффективность достигается при тангенциальном введении отработанных газов в кольцевую щель, расположенную по периметру горловины градирни. [1]. Пилотный промышленный образец модернизации градирни с тангенциальным вводом дымовых газов и щель по периметру горловины градирни внедрен на Киевской ТЭС-6. Были выполнены натурные испытания на градирне до ее модернизации и после осуществления подачи в нее дымовых газов через расположенную у горловины кольцевую щель с тангенциальным вводом, для закрутки потока. Некоторые результаты натурных испытаний приведены на рис. 1–4.

Здесь $K = \frac{C \times v_a \times H^2}{m}$ – безразмерный параметр приземных кон-

центраций вредностей; C – концентрация вредности, мг/м^3 ; v_a – скорость ветра на уровне горловины градирни, м/с ; H – высота градирни; m – масса выброса мг/с ; X, Y – расстояние от градирни вдоль и поперек потока, м .

Для удобства сравнения на этих же рисунках приведены результаты экспериментальных исследований методом физического моделирования в аэродинамической трубе. Приведенные результаты указывают на вполне удовлетворительное для таких сложных многофакторных процессов совпадение экспериментальных и натуральных данных (до 15%), причем для модернизированной градирни наблюдается еще более высокая сходимость результатов, что по нашему мнению, служит дополнительным подтверждением повышения устойчивости выбросного факела градирни к действию ветра при создании на его начальном участке закрученной «оболочки» из дымовых газов.

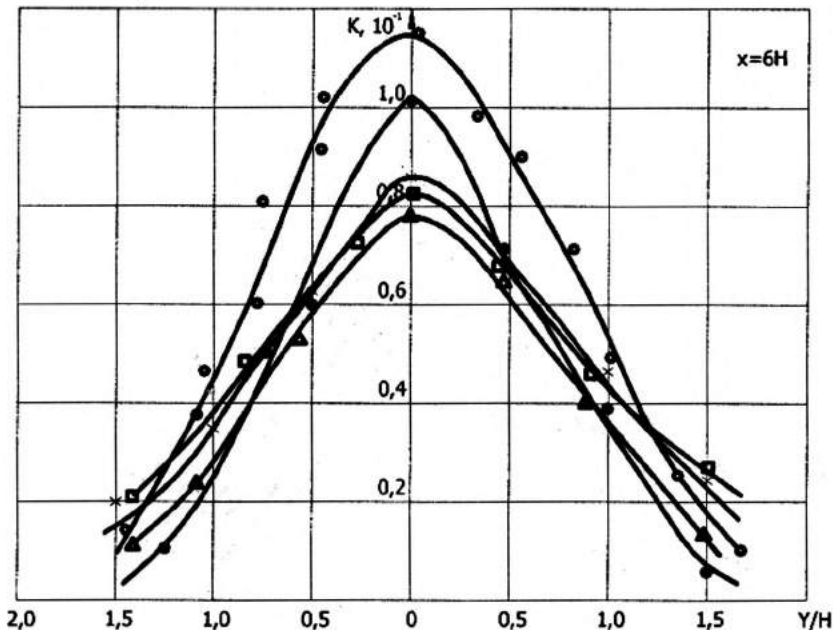


Рис. 1. Поперечные распределения безразмерных приземных концентраций K для выбросного факела градирни в сечении $X = 6H$. Скорость выбросного факела на выходе из градирни $v_{гр} = 6$ м/с, скорость ветра

$$v_a = 6 \text{ м/с}, \left(\frac{v_{сп}}{v_a} = 1 \right).$$

- 1 – без подачи дымовых газов (эксперимент); 2 – при скорости подачи дымовых газов $v_{др} = 15$ м/с (эксперимент); 3 – при скорости закрученного потока из щели с тангенциальным вводом дымовых газов, $v_{др} = 20$ м/с (эксперимент); 4 – тоже, натурные испытания градирни после модернизации; 5 – без подачи дымовых газов (натурные испытания до модернизации градирни).

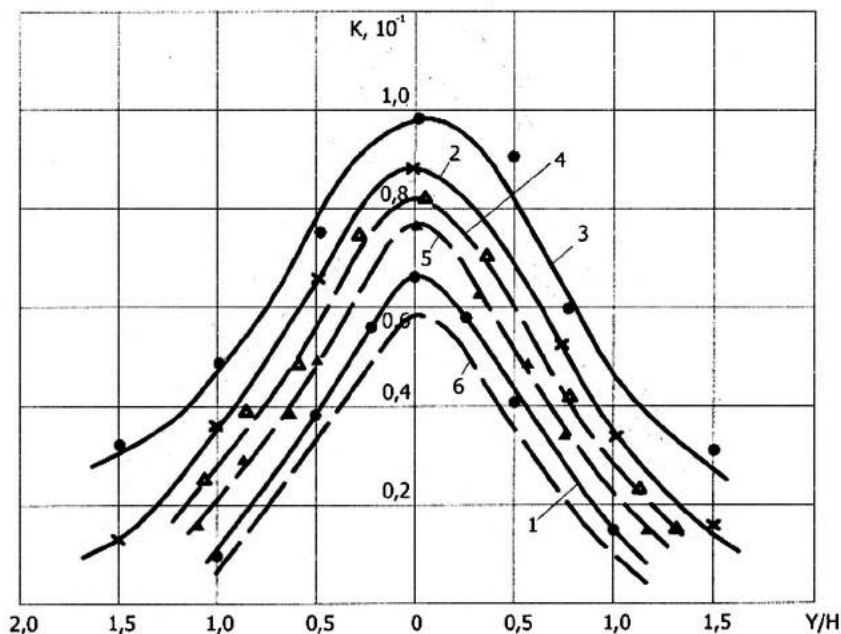


Рис. 2. Поперечные распределения безразмерных приземных концентраций K в различных сечениях потока выбросного факела при скорости выброса парогазовой смеси из градирни $v_{гр} = 6$ м/с и скорости ветра $v_{в} = 6$ м/с,

$\left(\frac{v_{гр}}{v_{в}} = 1 \right)$. Скорость закрученного потока из щели с тангенциальным

вводом дымовых газов $v_{дг} = 20$ м/с.

1, 2, 3 – эксперимент; 4, 5, 6 – натурные испытания после модернизации градирни;
 1, 4 – в сечении $X = 4H$; 2, 5 – в сечении $X = 6H$; 3, 6 – в сечении $X = 9H$;

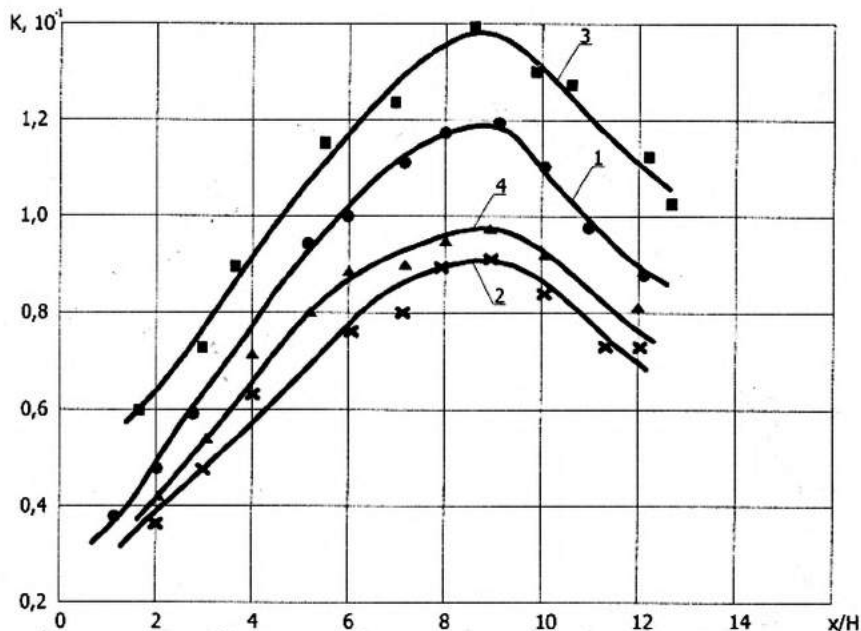


Рис. 3. Распределение безразмерных приземных концентраций K по потоку выбросного факела при скорости выброса паровоздушной смеси

из градирни $v_{гр} = 6$ м/с и скорости ветра $v_{в} = 6$ м/с, $\left(\frac{v_{гр}}{v_{в}} = 1 \right)$.

1, 3 – без подачи дымовых газов в градирню соответственно эксперимент и натурные испытания до модернизации градирни; 2, 4 – при скорости закрученного потока из щели с тангенциальным вводом дымовых газов $v_{дг} = 20$ м/с соответственно эксперимент и натурные исследования на градирне после модернизации.

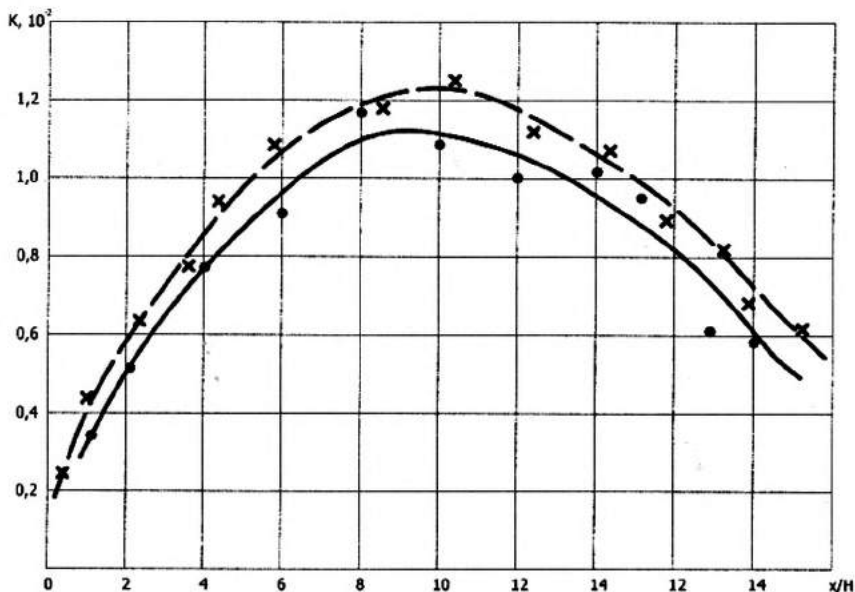


Рис. 4. Распределение по потоку безразмерных приземных концентраций K для NO_x для закрученного потока из щели с тангенциальным вводом дымовых газов $v_{др} = 20$ м/с, скорость выброса паровоздушной смеси из градирни

$$v_{гр} = 6 \text{ м/с}, \left(\frac{v_{гр}}{v_{в}} = 1 \right).$$

1 – эксперимент; 2 – натурные испытания градирни после модернизации.

Выводы

1. Данные натурных испытаний по производительности и характеристикам градирни, с точностью до 15% совпадают с результатами экспериментальных исследований.
2. Увеличение теплового коэффициента полезного действия градирни составляет 13,3–15,6%.
3. Максимальная концентрация NO_x в приземном слое не превышает ПДК.

Литература

Корбут В. П., Ищенко М. Ю. Исследование влияния конструктивных элементов оголовка градирни на ее аэродинамические характеристики и условия удаления паровоздушного факела. – Макеевка: Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури, 2005. – выпуск 2 (50). – с. 70–76.

ТЕРМОГІДРОДИНАМІКА ОДНІЄЇ ЦИРКУЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

Для невеликих замкнених областей, коли стисливістю порід можна знехтувати, вивчення гідродинаміки циркуляційних систем можна значно спростити, прийнявши нагнітальну свердловину за точкове джерело. Тоді можна ввести δ -функцію, яка описує таку свердловину-джерело. Задача прогнозу динаміки тисків в гідродинамічній системі джерело-стік в замкненій області приводить до розв'язання рівняння

$$\frac{\rho k}{\mu} \operatorname{grad} P = -q \delta(\vec{r} - \vec{r}_1), \quad (1)$$

де P – тиск, \vec{r}_1 – радіус-вектор джерела, \vec{r} – радіус-вектор точки поля, ρ – густина рідини, k – проникність, μ – в'язкість, q – витрата рідини.

Граничні умови такі

$$P \Big|_{G_1} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial P}{\partial n} \Big|_{G_2} = 0. \quad (3)$$

Умова (2) задає постійним тиск на поверхні стоку; умова (3) показує, що через деяку поверхню перетікання рідини не відбувається. Так, для випадку: джерело – нагнітальна свердловина, стік – циліндричний колодезь значного радіуса a та радіус гідродинамічно ізолюваної межі області фільтрації рідини b , причому $b \gg a$, задача (1)–(3) при постійній проникності формулюється так (рисунок)

$$\frac{\rho k}{\mu} \operatorname{grad} P = -q \delta(\vec{r} - \vec{r}_1), \quad (4)$$

$$P \Big|_a = 0, \quad (5)$$

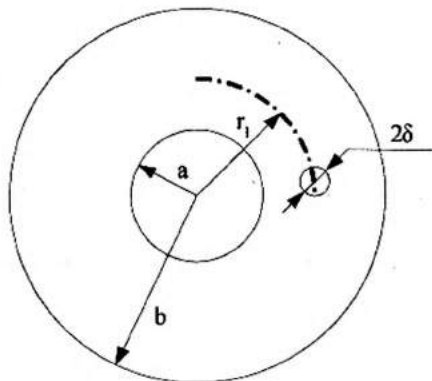


Рисунок. Загальна схема системи.

$$\left. \frac{\partial P}{\partial r} \right|_b = 0. \quad (6)$$

Розв'язання задачі (4)–(6) будемо шукати у вигляді ряду [1]

$$P = \sum_m A_m(\varphi_1) g_m(r, r_1) y_m(\varphi) \quad (7)$$

При цьому δ – функцію, що стоїть в правій частині рівняння (4), запишемо в циліндричних координатах

$$\delta(\vec{r} - \vec{r}_1) = \frac{1}{J\left(\begin{matrix} x, y \\ r, \varphi \end{matrix}\right)} \delta(r - r_1) \delta(\varphi - \varphi_1), \quad (8)$$

($J(\lambda)$ – функціональний визначник (якобіан) переходу від декартових координат до циліндричних), а $\delta(\varphi - \varphi_1)$ розкладемо в ряд по ортонормованій системі функцій

$$\delta(\varphi - \varphi_1) = \sum_0^{\infty} v_k(\varphi) v_k(\varphi_1). \quad (9)$$

При цьому будемо вимагати, щоб $P(\varphi + 2\pi) = P(\varphi)$. Підставляючи (7), (8) та (9) в (4), одержимо

$$\sum_m A_m(\varphi_1) \left[y(\varphi) \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial r} r \frac{\partial g_m}{\partial r} + \frac{1}{r^2} g_m \frac{\partial^2 y}{\partial \varphi^2} \right] = \frac{\mu q}{\rho k} \delta(r - r_1) \sum_m v_k(\varphi) \bar{v}_k(\varphi_1). \quad (10)$$

Система ортонормованих функцій у відповідності з розробками [2]

$$\sum_m v_k(\varphi) \bar{v}_k(\varphi_1) = \frac{1}{\pi} \sum_m e^{im(\varphi - \varphi_k)}. \quad (11)$$

Із співвідношень (10) і (11) випливає, що

$$A_m(\varphi) = \frac{1}{\pi} e^{-im\varphi_1}. \quad (12)$$

При $r \neq r_1$ права частина рівняння (10) дорівнює нулю. Тоді, розв'язуючи рівняння

$$y(\varphi) \frac{\partial}{\partial r} r \frac{\partial y}{\partial r} + \frac{y}{r} \frac{\partial^2 y}{\partial \varphi^2} = 0 \quad (13)$$

методом відокремлення змінних з врахуванням умови симетрії, знайдемо

$$\frac{1}{y} \frac{\partial^2 y}{\partial \varphi^2} = -m^2;$$

звідки

$$y_m = e^{im\varphi}. \quad (14)$$

Розв'язок рівняння

$$\frac{\partial}{\partial r} r \frac{\partial g_m}{\partial r} - \frac{m^2}{r} g_m = 0 \quad (15)$$

будемо шукати у вигляді

$$\begin{cases} Ar^m + Br^{-m}, & r < r_1 \\ Cr^m + Dr^{-m}, & r > r_1 \end{cases}. \quad (16)$$

Для розв'язання задачі (4)–(6) необхідно знайти коефіцієнти A, B, C і D , як функції від a, b, r', m і підставити (12), (14), (16) в (7). Для одержання цих коефіцієнтів вимагатимемо задоволення граничних умов (5), (6), та врахуємо симетричність функції $g(r, r') = g(r', r)$.

Після інтегрування рівняння

$$\frac{\partial}{\partial r} r \frac{\partial g_m}{\partial r} - \frac{m^2}{r} g_m = \frac{\mu q}{\rho k} \delta(r - r_1)$$

в межах від $r_1 - \varepsilon$ до $r_1 + \varepsilon$ ($\varepsilon \rightarrow 0$) одержимо

$$g_m = \frac{q\mu}{\rho k} \sum_0^{\infty} \frac{1}{2m} \left[\left(\frac{r}{r_1} \right)^m \left[1 - \left(\frac{a}{2} \right)^{2m} \right] \left[1 + \left(\frac{r_1}{b} \right)^{2m} \right] \right] \quad r < r_1, \quad (17)$$

$$\left[\left(\frac{r_1}{r} \right)^m \left[1 + \left(\frac{r}{b} \right)^{2m} \right] \left[1 - \left(\frac{a}{r_1} \right)^{2m} \right] \right] \quad r > r_1.$$

Розкриваючи невизначенність при $m = 0$ і підставляючи (17), (12) і (14) у вираз (7), одержимо

$$P = \frac{1}{2\pi} \frac{q\mu}{\rho k} \left\{ \begin{array}{l} \ln \frac{r}{a} + \sum_1^{\infty} \frac{\left(\frac{r}{r_1} \right)^m \left(1 - \frac{a^{2m}}{r^{2m}} \right) \left(1 + \frac{r_1^{2m}}{b^{2m}} \right) \cos m\varphi}{m \left(1 + \frac{a^{2m}}{b^{2m}} \right)} \quad r \leq r_1, \\ \ln \frac{r_1}{a} + \sum_1^{\infty} \frac{\left(\frac{r_1}{r} \right)^m \left(1 + \frac{r^{2m}}{b^{2m}} \right) \left(1 - \frac{a^{2m}}{r_1^{2m}} \right) \cos m\varphi}{m \left(1 + \frac{a^{2m}}{b^{2m}} \right)} \quad r \geq r_1. \end{array} \right. \quad (18)$$

За формулою (18) можна розрахувати поле тисків та швидкостей в області фільтрації при нагнітанні рідини через точкову свердловину. При цьому під q вважатимемо витрату рідини на одиницю висоти пласта. Цей же розв'язок можна використовувати для знаходження тиску, який необхідно задавати на свердловині для забезпечення витрати рідини q . Якщо радіус свердловини $\delta \ll r_1$ і $\delta \ll a$, то з точністю до членів другого порядку малості цей тиск дорівнює тому тискові, який одержимо за формулою (18) при $r = r_1 - \delta$ і $\varphi = 0$.

Враховуючи розклад $x + \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{3} + \dots = \ln(1-x)$ при $x \in (-1; 1)$ і те, що $r_1 - \delta \approx r_1$, одержимо цей розв'язок у вигляді

$$P = \frac{1}{2\pi} \frac{q\mu}{\rho k} \ln \frac{r_1^2 - a^2}{a\delta} \frac{b^2 - a^2}{b^2 - r_1^2}. \quad (20)$$

При роботі циркуляційної системи в необмеженому пласті ($b \rightarrow \infty$ або при $b/r_1 \geq 10$) розв'язок приймає вигляд

$$P = \frac{1}{2\pi} \frac{q\mu}{\rho k} \ln \frac{r_1^2 - a^2}{a\delta} \quad (21)$$

Так, при $\mu = 1$ *ст/уз*, $\rho = 1$ *г/см³*, $a = 30$ *м*, $b = 240$ *м*, $r_1 = 180$ *м* тиск на нагнітальній свердловині одержано таким ($q = \text{см}^3/\text{см}^2/\text{с}$; k -*дарсі*): при радіусі свердловини $\delta = 0,1$ *м* $P = 1,704 \frac{q}{k}$, при радіусі свердловини $\delta = 0,2$ *м* $P = 1,480 \frac{q}{k}$, при радіусі свердловини $\delta = 1$ *м* $P = 1,240 \frac{q}{k}$, для необмеженого пласта ($b \rightarrow \infty$) і $\delta = 0,1$ *м*, $\delta = 0,2$ *м*, $\delta = 1$ *м* одержуємо відповідно $P = 1,474 \frac{q}{k}$, $P = 1,363 \frac{q}{k}$, $P = 1,107 \frac{q}{k}$.

Нижче наведені значення необхідного перепаду тиску P при $r_1 = 100$ *м*, і різних значеннях $a = n\delta$ і b/r_1 .

b/r_1	1,5	2,0	5,0	10,0	20,0	∞
	$\delta = 0,05$ <i>м</i>					
$n = 1$	2,5130	2,4652	2,4259	2,4210	2,4198	2,4194
$n = 10$	2,1465	2,0988	2,0597	2,0546	2,0534	2,0530
$n = 20$	2,0360	1,9884	1,9491	1,9442	1,9430	1,9426
$n = 50$	1,8902	1,8425	1,8032	1,7983	1,7971	1,7967
$n = 100$	1,8148	1,7318	1,6926	1,6877	1,6865	1,6780
	$\delta = 0,1$ <i>м</i>					
$n = 1$	2,2924	2,2446	2,2053	2,2004	2,1992	2,1988
$n = 10$	1,9259	1,8781	1,8388	1,8339	1,8327	1,8323
$n = 20$	1,8155	1,7677	1,7285	1,7235	1,7226	1,7220
$n = 50$	1,6692	1,6214	1,5823	1,5774	1,5762	1,5758
$n = 100$	1,4251	1,3781	1,3395	1,3347	1,3336	1,3332

Одержані результати добре узгоджуються з даними досліджень [1] і [4].

Нехай тепер коефіцієнт фільтрації в обмеженій зоні залежить від радіуса $k = A/r^\alpha$. Підставляючи це значення k у формулу (1), замість (4) одержимо

$$\frac{k\rho A}{\mu} \operatorname{div} \frac{1}{r^\alpha} \operatorname{grad} P = -q\delta(r - r_1). \quad (22)$$

При цьому граничні умови залишаються попередніми виду (5) і (6), а розв'язок будемо шукати у вигляді (7). Повторюючи дії, аналогічні попереднім, для j_m і A_m одержимо тіж значення (12), (14), а для g_m при $r \neq r_1$ замість співвідношення (15) одержимо рівняння

$$\frac{1}{r^{\alpha-1}} \frac{d^2 g_m}{dr^2} + \frac{1-\alpha}{r^\alpha} \frac{dg_m}{dr} - m^2 \frac{g_m}{r^{\alpha+1}} = 0. \quad (23)$$

Розв'язок цього рівняння будемо шукати у вигляді

$$g_m = \begin{cases} Ar^{n_1} + Br^{n_2}, & \text{при } r < r_1 \\ Cr^{n_1} + Dr^{n_2}, & \text{при } r > r_1, \end{cases} \quad (24)$$

де

$$n_1 = \frac{\alpha + \sqrt{\alpha^2 + 4m^2}}{2}, \quad n_2 = \frac{\alpha - \sqrt{\alpha^2 + 4m^2}}{2}.$$

Підставляючи розв'язок (24) у рівняння

$$\frac{1}{r^{\alpha-1}} \frac{d^2 g_m}{dr^2} + \frac{1-\alpha}{r^\alpha} \frac{dg_m}{dr} - m \frac{g_m}{r^{\alpha+1}} = \frac{\mu q}{\rho k} \delta(r - r_1), \quad (25)$$

інтегруючи ліву та праву частини у межах від $r_1 - \varepsilon$ до $r_1 + \varepsilon$ ($\varepsilon \rightarrow 0$) і задовольняючи граничні умови (5), (6) та умову симетрії функції $g(r, r_1)$, одержимо

$$g_m = \frac{\mu q}{\rho A} (rr_1)^{\alpha_1} \frac{1}{2\gamma \left(1 + \frac{\gamma - \alpha_1}{\gamma + \alpha_1} \left(\frac{a}{b} \right)^{2\gamma} \right)} \times$$

$$\times \begin{cases} \left(\frac{r}{r_1} \right)^\gamma \left(1 - \frac{a^{2\gamma}}{r^{2\gamma}} \right) \left(\frac{\gamma - \alpha_1}{\gamma + \alpha_1} \cdot \frac{r_1^{2\gamma}}{b^{2\gamma}} + 1 \right) & \text{при } r < r_1 \\ \left(\frac{r_1}{r} \right)^\gamma \left(1 + \frac{\gamma - \alpha_1}{\gamma + \alpha_1} \cdot \frac{r^{2\gamma}}{b^{2\gamma}} \right) \left(1 - \frac{a^{2\gamma}}{r_1^{2\gamma}} \right) & \text{при } r > r_1, \end{cases}$$

де

$$\gamma = \frac{\sqrt{\alpha^2 + 4m^2}}{2}; \quad \alpha_1 = \frac{\alpha}{2}.$$

Нехтуючи другим доданком у знаменнику при малих значеннях відношення a/b , одержимо вираз для визначення тиску в довільній точці області фільтрації

$$P = \frac{1}{2\pi \rho \sqrt{k(r)k(r_1)}} q\mu \left\{ \begin{aligned} & \frac{2}{\alpha} \left(\frac{r}{r_1} \right)^{\frac{\alpha}{2}} \left(1 - \left(\frac{a}{r} \right)^{\alpha} \right) + \\ & \frac{2}{\alpha} \left(\frac{r_1}{r} \right)^{\frac{\alpha}{2}} \left(1 - \left(\frac{a}{r_1} \right)^{\alpha} \right) + \\ & + \sum_1^{\infty} \frac{1}{\gamma} \left(\frac{r}{r_1} \right)^{\gamma} \left(1 - \left(\frac{a}{r} \right)^{2\gamma} \right) \left(\frac{\gamma - \alpha_1}{\gamma + \alpha_1} \left(\frac{r_1}{b} \right)^{2\gamma} + 1 \right) \cos m\varphi, \quad r \leq r_1 \\ & + \sum_1^{\infty} \frac{1}{\gamma} \left(\frac{r_1}{r} \right)^{\gamma} \left(1 + \frac{\gamma - \alpha_1}{\gamma + \alpha_1} \left(\frac{r}{b} \right)^{2\gamma} \right) \left(1 - \left(\frac{a}{r_1} \right)^{2\gamma} \right) \cos m\varphi, \quad r \geq r_1. \end{aligned} \right. \quad (26)$$

За формулою (26) можна розрахувати поле тисків в заданій обмеженій області фільтрації. Але нас також цікавить перепад тиску на свердловинах, необхідний для забезпечення заданої витрати q . При радіусі свердловини $\delta \ll a, r_1$ для цього досить покласти $r = r_1 - \delta$, $\varphi = 0$, $k(r) \cong k(r_1)$. Враховуючи, що при $\alpha \leq 5$ та $m \geq 10$ $\gamma \cong m$, перепад тиску можна розраховувати за формулою

$$P = P_1 + \delta P, \quad (27)$$

де

$$P_1 = \frac{1}{2\pi \rho k(r_1)} q\mu \left(\frac{2}{\alpha} \left(1 - \left(\frac{a}{r_1} \right)^{\alpha} \right) + \ln \frac{r_1}{\delta} \frac{b^2 - a^2}{b^2 - r_1^2} \frac{r_1^2 - a^2}{r_1^2} \right). \quad (28)$$

$$\delta P = \frac{1}{2\pi \rho k(r_1)} q\mu \sum_1^{10} \frac{1}{\gamma} \left(\frac{r}{r_1} \right)^{\gamma} \left(1 - \left(\frac{a}{r_1} \right)^{2\gamma} \right) \left(\frac{\gamma - \alpha_1}{\gamma + \alpha_1} \left(\frac{r_1}{b} \right)^{2\gamma} + 1 \right) - \\ - \sum_1^{10} \frac{1}{m} \left(\frac{r}{r_1} \right)^m \left(1 - \left(\frac{a}{r} \right)^{2m} \right) \left(\left(\frac{r_1}{b} \right)^{2m} + 1 \right). \quad (29)$$

За формулами (27), (28) та (29) знайдемо перепад тиску, необхідний для нагнітання у пласт q ($\text{см}^3/\text{см.с}$) за таких умов: $A=100$, $a=30$, $b=240$, $r_1=180$, $\rho=1$, $\mu=1 \text{ снз}$:

$$\alpha = 2$$

$$\delta = 10 \text{ см}, P = 1,32 \frac{q}{k}; \quad \delta = 20 \text{ см}, P = 1,24 \frac{q}{k}; \quad \delta = 100 \text{ см}, P = 0,95 \frac{q}{k};$$

$$\text{при } \delta = 10 \text{ см та } b \rightarrow \infty \quad P = 1,17 \frac{q}{k}.$$

$$\alpha = 4$$

$$\delta = 10 \text{ см}, P = 1,16 \frac{q}{k}; \quad \delta = 20 \text{ см}, P = 1,04 \frac{q}{k}; \quad \delta = 100 \text{ см}, P = 0,79 \frac{q}{k};$$

$$\text{при } \delta = 10 \text{ см та } b \rightarrow \infty, \quad P = 1,01 \frac{q}{k}.$$

Для реальних умов при $r_1 = 6a$, $k(r_1) \approx 5 \cdot 10^{-3}$ дарсі, потужності пласта 250 м, витраті рідини 1000 $\text{м}^3/\text{доба}$ ($q = 0,46 \text{ см}^3/(\text{см.с})$) одержані наступні перепади тисків (в атм) на свердловинах:

$\delta(\text{м})/k(\partial)$	0,1	0,2	1,0	0,1 ($b \rightarrow \infty$)
$k = \text{const}$	156	137	114	134
$k = \frac{A}{r^2}$	122	114	87	108
$k = \frac{A}{r^4}$	107	95	73	93

Якщо відбір рідини здійснюється кількома свердловинами з координатами $\bar{r}_1, \bar{r}_2, \dots, \bar{r}_n$ і витратами q_1, q_2, \dots, q_n , то тиск на i -тій свердловині P_i можна знайти як суму тиску, який необхідно було б задати в цій свердловині, якби решта свердловин не працювали (формула (20), коли $k = \text{const}$, та формули (28)–(30), коли k відповідає степеневому закону) і тиску, який в точці r_i зумовлюють решта свердловин. Цей тиск дорівнює суперпозиції тисків $(n-1)$ свердловин, а знаходити їх можна за формулами (18) при $k = \text{const}$) та (27) для степеневого закону зміни k . При цьому у виразах (18) і (21) під r_1 вважають відстань від центра області фільтрації до однієї з $(n-1)$ свердловин, під r – відстань i -ї свердловини, ϕ – кут між напрямками на i -ту довільну свердловину.

Теплові дослідження гідродинамічної системи можна провести на основі запропонованого нами в [5] і [6] методу ліній течії.

Використана література

1. Гусейн-заде М.А. Особенности движения жидкости в неоднородном пласте. – М.: Недра, 1965. – 276 с.
2. Маделунг Э. Математический аппарат физики: Справочное руководство. – М.: Физматгиз, 1960. – 618 с.
3. Смирнов М.М. Дифференциальные уравнения в частных производных второго порядка. – М.: Наука, 1964. – 206 с.
4. Проектирование водозаборов подземных вод / За ред. Ф.М.Бочеве-ра – М.: Стройиздат, 1976. – 292 с.
5. Кононенко Г. М. Методы расчета тепло- и массопереноса при фильтрации жидкости в пористой и трещиноватой средах // Математическое исследование процессов фильтрации и тепломассопереноса: Сб. науч. тр. – К.: Наукова думка, 1978. – С. 111–122.
6. Кононенко Г. М. Тепло-и массоперенос в системах извлечения тепла земной коры // 4-й національний конгрес з теоретичної і прикладної механіки (Варна 14–18 вересня 1981 р.). – Софія: АН Болгарії, 1981. – С. 801–807.

ГЕЛІОКОЛЕКТОР-КОНЦЕНТРАТОР НА БАЗІ «ЗОНАЛЬНОГО» ФОКЛІНА

В усьому світі відновлювальні джерела енергії, особливо сонячної, привертають до себе все більше уваги [4]. Це зумовлено такими проблемами, як вичерпність родовищ нафти, газу та вугілля, а також погіршення екологічного становища.

Енергетичний потенціал таких відновлюваних джерел енергії як вітер, вода, сонце та біомаса досить великий [3,6]. Проблемою використання цього потенціалу є малий (10–15%) ККД устаткування, що перетворює енергію альтернативного джерела в теплову [7].

В Україні використання сонячної енергії викликає особливий інтерес, перш за все в її південних районах з їх теплим і сонячним кліматом, оскільки на цій території країни біля 210 сонячних днів на рік [3]. При питомій річній сонячній радіації в цілому по Україні 1158 КВт·год/м², перспективний тепловий енергетичний потенціал складає 26 млн. МВт·год/рік [3]. Це є обґрунтуванням доцільності використання сонячної енергії, як джерела теплоти для систем опалення та гарячого водопостачання в промисловому та житлово-господарчому комплексах України.

Сонячний колектор є основним елементом установки, в якій енергія випромінювання сонця перетворюється в іншу форму корисної енергії [1,9]. В залежності від типу теплоносія сонячні колектори поділяються на рідинні та повітряні, а за температурою на низькотемпературні (до 150 °С), середньотемпературні (до 200 °С) та високотемпературні (до 3500 °С). Існують плоскі та фокусуючі колектори [1]. В плоских колекторах поверхня, яка сприймає сонячне випромінювання, є одночасно поверхнею, яка поглинає випромінювання. Фокусуючі колектори, мають увігнуті відбивачі, які концентрують падаюче випромінювання [5].

Сучасні плоскі геліоколектори виконують з вакуумною теплоізоляцією, але вони мають ряд суттєвих недоліків: низька температура теплоносія; значна матеріалоемність конструкції; технологічна складність виготовлення вакуумної теплоізоляції трубопроводів колектора; необхідність значних вільних поверхонь для їх розміщення, які обмежують їх застосування [10].

В колекторах-концентраторах використовуються оптичні системи (дзеркала або лінзи) для збільшення густини сонячної радіації на по-

верхні, яка поглинає сонячну енергію, при цьому розміри колектора зменшуються, отже знижуються і теплові втрати [5,9].

Ціллю експериментальних досліджень було визначення залежності відведеної теплоти від інтенсивності сонячної радіації, порівняння теплових потоків сонячної радіації на поверхні теплоприймача геліоколектора-концентратора (ГКК) та референту, експериментальне визначення оптимального розміщення теплоприймача по висоті всередині ГКК.

Експериментальна установка призначена для дослідження процесу перетворення енергії сонця в теплову. Вона складається з ГКК 1 та референту 2 (рис. 1), які розміщені в одній площині під кутом 30° до горизонту, враховуючи рекомендації наведені в [2,8].

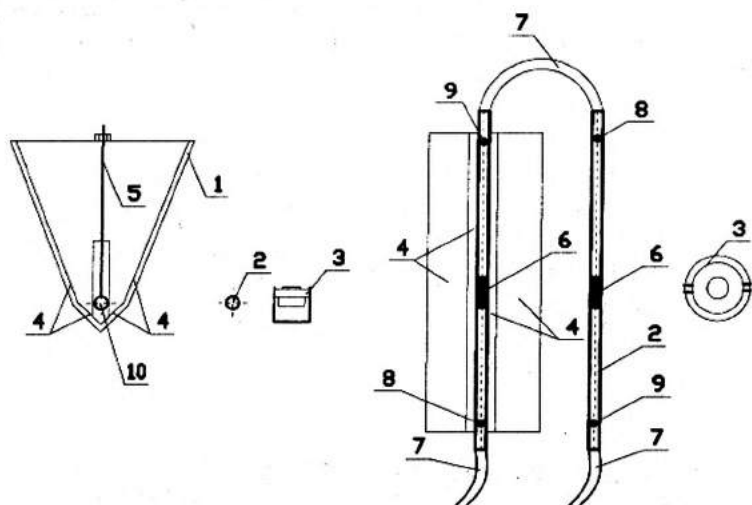


Рис. 1. Експериментальна установка:

- 1 – ГКК; 2 – референт; 3 – радіометр; 4 – «зональний» фоклін; 5 – стержень;
6 – ПТП теплоприймача; 7 – шланг; 8 – ТХК на вході в теплоприймач; 9 – ТХК на виході з теплоприймача; 10 – теплоприймач ГКК.

ГКК являється «зональний» фоклін 4 всередині якого розміщений теплоприймач 10. Відбиваюча поверхня фокліну складається з чотирьох дзеркал ($F_1 = F_2 = 0,32 \text{ м}^2$, $F_3 = F_4 = 0,06 \text{ м}^2$) з'єднані між собою шарнірами. Теплоприймачем являється мідна труба $d_y = 25 \text{ мм}$, покрита аракалом чорного матового кольору для збільшення теплопоглинаючих властивостей труби.

Референт являє собою теплоприймач – мідну трубу $d_y = 25 \text{ мм}$, покриту аракалом чорного матового кольору.

Теплоносієм в теплоприймачі є холодна вода, витрата постійна і становить $G = 0,02 \text{ кг/с}$. Температура теплоносія на виході і вході в теплоприймач, а також температура навколишнього середовища вимірюється термопарами.

Для вимірювання теплового потоку, що надходить на теплоприймач ГКК та референт використовується гнучкий перетворювач теплового потоку (ПТП) 6. ПТП є нестандартизованим робочим засобом вимірювання, який призначений для вимірювання поверхневої густини теплового потоку та температури (рис. 2). ПТП виготовлений в вигляді допоміжної стінки та вміщує термоелектричні чутливі елементи, які перетворюють тепловий потік та температуру в електричні сигнали постійного струму [11,12]. ПТП вимірює тепловий потік, що надходить на теплоприймач в чотирьох зонах – верхня частина труби, нижня та бокові сторони. Кожна з секцій має власний коефіцієнт перетворення.

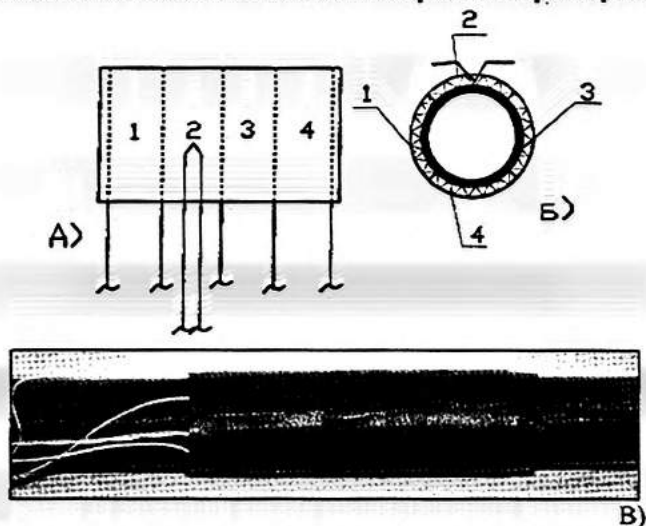


Рис. 2 Схема та загальний вигляд спеціалізованого багатосекційного перетворювача теплового потоку: А) схема спеціалізованого ПТП; Б) схема розміщення спеціалізованого ПТП на теплоприймачі; В) розміщення ПТП на теплоприймачі (загальний вигляд).

Інтенсивність сонячної радіації вимірюється спеціально розробленим радіометром на базі перетворювача теплового потоку [12] з автономним охолодженням повітря, який розміщується в одній площині з експериментальною установкою. Цей радіометр є нестандартизованим робочим засобом вимірювання, який призначений для вимірювання по-

верхньої щільності теплового потоку та температури. Радіометр складається з температуровирівнюючої охолоджуємої пластини (ТВП), системи оребрення та вентилятора, розміщеного на штативі ТВП. Установка радіометра оснащена перетворювачем температури. На поверхню радіометра нанесене поглинаюче покриття $\epsilon \approx 0,95$, а поверхня ТВП покрита сонцевидбиваючим покриттям $\epsilon \approx 0,05$. Завдяки тому, що ТВП інтенсивно охолоджується навколишнім повітрям та має ефективну систему оребрення, конвективна складова вимірюваного теплового потоку не перевищує 1%, тобто менше похибки вимірювання щільності теплового потоку (рис. 3).

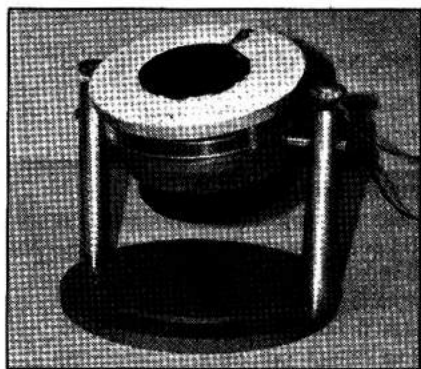


Рис. 3. Радіометр

Сигнали з 8 точок двох ПТП, 5 точок термопар та 1 точки перетворювача інтенсивності сонячної радіації вимірюються спеціалізованим електронним блоком та транслюються на ПК через кожні 2 хвилини. Дані виводяться на монітор у вигляді графіків температури та теплових потоків. Після завершення експерименту всі дані зберігаються в форматі EXEL.

Результати експериментальних досліджень

Результати експериментальних досліджень представлені на рис. 4 та рис. 5. Під час проведення досліджень було побудовано графік зміни густини теплових потоків на поверхні теплоприймачів ГКК та референту. З цього графіку можна зробити висновок, що ГКК на базі «зонального» фокліну в 2 рази більш ефективніший за плоский геліоколектор.

Температурні умови проведення випробувань та середня густина теплового потоку за 4 години проведення випробувань

	Радіометр	Референт	Концентратор
Середня температура на ПТП, °C	28,3	27,4	34,8
Середній інтегральний тепловий потік за 4 години випробувань, Вт/м ²	685,1	318,8	744,8
Температура навколишнього середовища	T _{ср} =24,5°C		

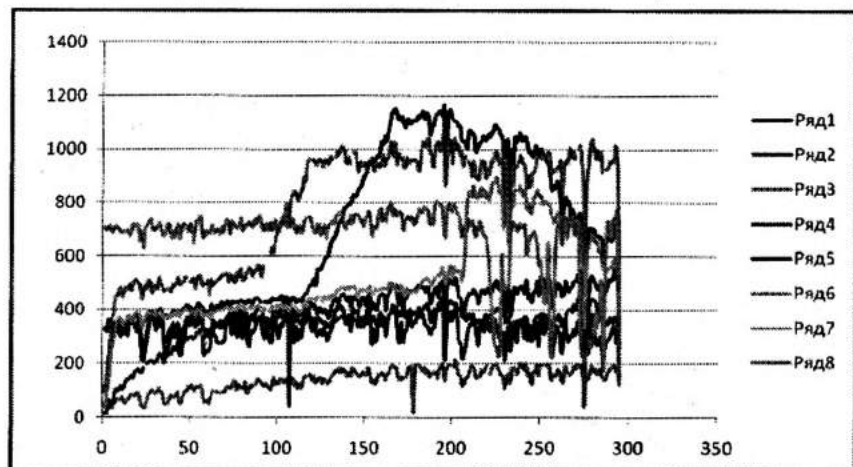


Рис. 4. Графік теплових потоків:

ряд 1 – ПТП1 розміщений на верхній частині референту; ряд 2 – ПТП2 розміщений на бічній частині референту; ряд 3 – ПТП4 розміщений на нижній частині референту; ряд 4 – ПТП5 розміщений на верхній частині теплоприймача концентратора; ряд 5 – ПТП6 розміщений на бічній частині теплоприймача концентратора; ряд 6 – ПТП7 розміщений на бічній частині теплоприймача концентратора; ряд 7 – ПТП8 розміщений на нижній частині теплоприймача концентратора; ряд 8 – ПТП9 розміщений на радіометрі.

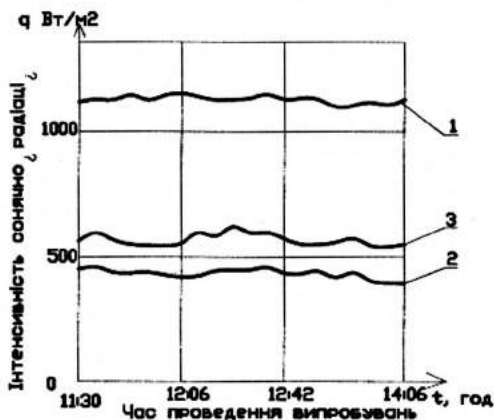


Рис. 5. Порівняльний графік результуючих теплових потоків сонячного випромінювання на поверхні моделі плоского колектора та ГКК: 1 – тепловий потік сонячної радіації на поверхні геліоколектора-концентратора; 2 – надходження сумарної сонячної радіації на поверхню референта; 3 – надходження сумарної сонячної радіації на поверхню землі

На рис. 6 показано розподілення сонячного випромінювання по утворюючій теплоприймача ГКК. Проаналізувавши графік, можна зробити висновок, що найбільша величина сонячного випромінювання концентрується на бокових частинах теплоприймача, верхня частина сприймає не

концентровану сонячну радіацію, а нижня частина теплоприймача сприймає сонячне випромінювання концентроване нижніми дзеркалами ГКК.

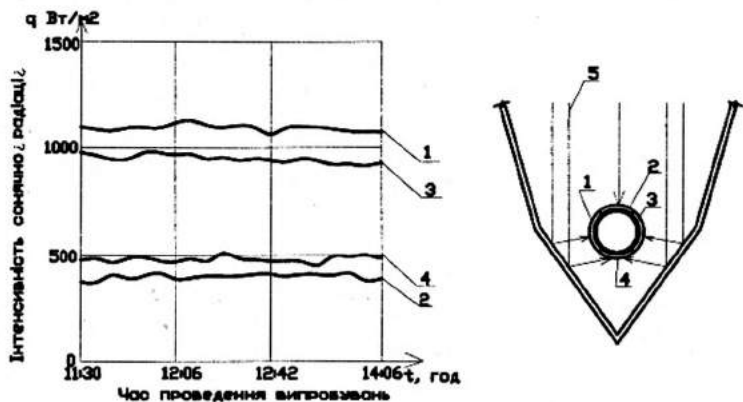


Рис. 6. Графік розподілу результуючого теплового потоку по діаметру теплоприймача:

1, 3 – секції, які розміщені з боків теплоприймача; 4 – секція датчика, яка розміщена на низу теплоприймача; 2 – секція датчика, яка розміщена зверху теплоприймача; 5 – напрямок сонячного випромінювання.

З метою визначення ефективного розміщення теплоприймача по висоті в середині ГКК, за допомогою стержня змінювалась висота розташування теплоприймача від дна ГКК (рис. 7).

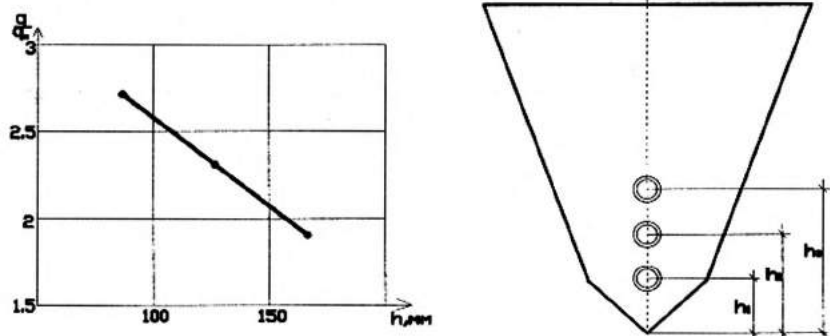


Рис. 7. Графік залежності величини теплового потоку, який сприймає ГКК від висоти розміщення теплоприймача в колекторі:

1 – теплоприймач розміщений на висоті $h_1 = 75$ мм від дна колектора; 2 – теплоприймач розміщений на висоті $h_2 = 125$ мм від дна колектора; 3 – теплоприймач розміщений на висоті $h_3 = 175$ мм від дна колектора; 4 – надходження сумарної сонячної радіації на поверхню землі

Отже, ефективність використання такої конструкції геліоколектора-концентратора на базі «зонального» фокліна збільшується зі зменшенням відстані розміщення теплоприймача від дна ГКК.

Література

1. *Даффи Дж.А., Бекман У.А.* Тепловые процессы с использованием солнечной энергии: пер. с англ. – М: Мир, 1977. – 420 с.
2. ДСТУ 4034-2001. Енергозбереження. Нетрадиційні та поновлювальні джерела енергії. Колектори сонячні плоскі. Методи випробування. М. Рабинович. – Держстандарт України, 2001. – 25 с.
3. *Забарний Г.М.* Енергетичний потенціал нетрадиційних джерел енергії України / НАН України ін-т технічної теплофізики – К., 2002. – 211 с.
4. *Забарний Г.М.* Розвиток децентралізованого енергопостачання на основі нетрадиційних місцевих енергоресурсів / НАН України ін-т технічної теплофізики – К., 2001. – 315 с.
5. *Захидов Р.А.* Зеркальные системы концентрации лучистой энергии. – Ташкент, Фан, 1986. – 176 с.
6. *Мхитарян Н.М.* Гелиоэнергетика: Системы, технологии, применение. – К., Наукова думка, 2002. – 320 с.
7. *Сарнацкий Э.В.* Использование солнечной энергии для теплоснабжения зданий. – К., Будівельник, 1985. – 209 с.
8. *Сировакша В.Ю., Марков В.П., Петров Б.Є.* Теплові розрахунки геліосистем. Моногр. – Д.: Вид-во Дніпропетр. ун-ту, 2003. – 132 с.
9. Системы солнечного тепло- и хладоснабжения / Под. ред. Сарнацкого Э.В. – М.: Стройиздат, 1990. – 324с.
10. *Бутузов В.А.* Солнечное теплоснабжение: состояние дел и перспективы развития // Энергосбережение – 2000. – № 4. – С. 18–24.
11. *Геращенко О.А.* Основы теплотри. – К., Наукова думка, 1971. – 192 с.
12. ДСТУ 3756-98 (ГОСТ 30619-98). Енергозбереження. Перетворювачі теплового потоку термоелектричні загального призначення. Загальні технічні умови.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ ВИКОНАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ ПРОЕКТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ НЕЧІТКИХ МІР І НЕЧІТКИХ КРИТЕРІЇВ

В основу запропонованої теорії моделювання організації будівництва з використанням нечітких мір входять наступні моделі:

- 1) модель ідентифікації ризику виконавців будівельних проектів з використанням лінгвістичних оцінок теорії нечітких мір;
- 2) побудована з використанням нечітких параметрів мережна модель "роботи-вершини" із принципово новим набором параметрів;
- 3) модель оптимізації з використанням нечітких критеріїв, що на підставі результатів розрахунку попередніх моделей є методичним інструментом вибору раціональних альтернатив ресурсно-календарних моделей організації будівництва.

Математична формалізація моделі ідентифікації ризику виконавців представлена у виді (1):

$$\begin{aligned} \|\text{ML}\| &= \|\text{ML}_1 - \text{ML}_6\| \rightarrow \|\text{L}_{hj}\| \rightarrow \text{RP}_1 \rightarrow |\text{SR}_j| \rightarrow \\ \text{RP}_2 &\rightarrow |\text{FuzR}_j| \rightarrow \|\text{Tr}^{\text{INV}}_j\| \rightarrow \|\text{Ind}^{\text{T}}_j\| \rightarrow \|\text{Ind}^{\text{W}}_j\| \rightarrow \\ &\|\text{D}^{\text{INV}}\| \rightarrow \text{RP}_3 \end{aligned} \quad (1)$$

де $\|\text{ML}\|$ – шкала лінгвістичних оцінок ризику, запропонованих теорією нечітких мір, використовуваних ЛПР у якості первинних для оцінки ризику потенційного виконавця БМР (підрядчика);

$\|\text{L}_{ij}\|$ – матриця лінгвістичних оцінок, привласнених виконавцеві ЛПР (інвестором, експертами), в умовах повної невизначеності може бути отримана також з використанням генератора випадкових чисел;

$|\text{SR}_j|$ – вектор сукупних оцінок, що погоджує первинні N_2 оцінки ризику по всім ЛПР для j -го виконавця;

FuzR_j – вектор вторинних оцінок ризику виконавців, що дозволяють виявити майбутній сценарій освоєння інвестицій даним виконавцем по усім відведеним йому роботам будівельного проекту;

RP_1 – передбачена методикою розрахункова процедура узгодження отриманих організаціями-виконавцями оцінок первинних стосовно первинних оцінок по усіх виконавцях $j = 1 \text{--} N_2$ і всім ЛПР $h = 1 \text{--} N_3$;

RP₂ – передбачена методикою розрахунку процедура переходу від сукупних первинних оцінок ризику до вторинних оцінок;
 Tr^{INV}_j – тип епюри розподілу інвестицій по роботах проекту, пропонуваному даному виконавцю з обліком отриманих вторинних оцінок ризику;
 Ind^T_j – визначений на підставі оцінок SR_j і FuzR_j індекс приросту (скорочення) тривалості виконання БМР даним виконавцем;
 Ind^W_j – визначений на підставі оцінок SR_j і FuzR_j індекс приросту базової кошторисної вартості (договірної ціни підядру) при виконанні БМР даним виконавцем;
 D^{INV} – поостренняя з обліком Tr^{INV}_j, Ind^T_j, Ind^W_j діаграма очікуваного освоєння даним підрядчиком засобів інвестора при виконанні відведених йому БМР (фрагмент програмної реалізації даної процедури представлений на рис. 1).

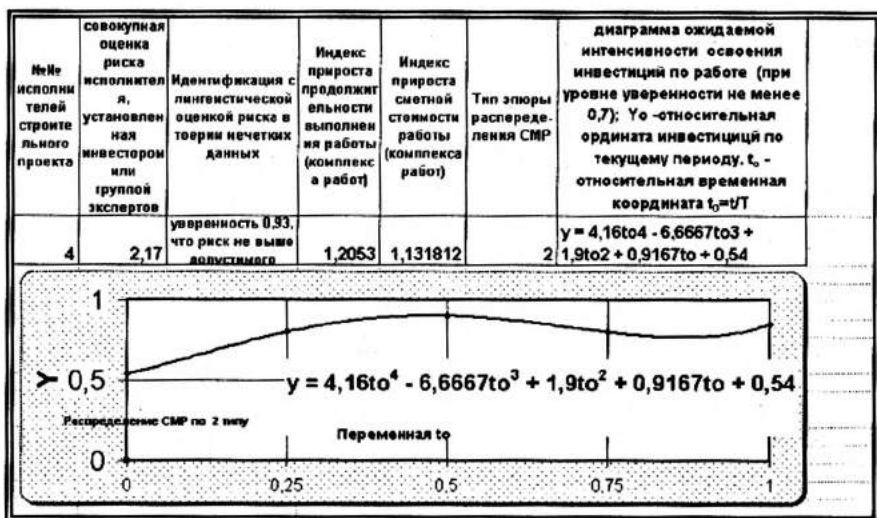


Рис. 1. Оцінки ризику підрядчика і тип розподілу БМР.

Модель дозволяє просто і вірогідно ідентифікувати ризик виконавців (комплексів БМР) з використанням лінгвістичних оцінок ризику, пропонувані теорії нечітких мір. За допомогою спеціальної процедури RP₁ отримані організаціями-виконавцями первинні оцінки ризику перетворюються в сукупні. Це дозволяє виявити очікуваний індекс приросту (скорочення) тривалості виконання роботи Ind^T_j і приросту (скорочення) базової кошторисної вартості БМР Ind^W_j :

$$\text{Ind}^T_j = 0,2637 \ln(\text{SR}_j) + 1,01 \quad (2)$$

$$\text{Ind}^W_j = 0,981 e^{0,0659 * \text{SR}_j} \quad (3)$$

Модель реалізована в прикладну методику. Результатом методики є формування раціонального для інвестора списку підрядчиків разом з діаграмами очікуваної інтенсивності освоєння інвестицій по роботах будівельного проекту, побудовані з урахуванням ризику потенційних з рівнем упевненості не менш 0,7.

Для обліку невизначеності будівельного виробництва в умовах змішаної економіки пропонується інноваційна організаційно-технологічна модель у виді мережного графа “роботи-вершини” (рис. 2) із принципово новим набором параметрів.

Модель являє собою сукупність елементів моделі – матриць з’єднаних між собою зв’язками “кінець–початок”, “кінець–кінець”, “початок–початок”. Модель D формалізується у виді тривимірного масиву (4):

$$D = \{ \{ \{ D_{mp}^i \} \}, i=1:-N_1, m=1:-4, p=1:-3 ;$$

$$D_{11}^i = J ; D_{12}^i = \text{SR}_j ; D_{13}^i = W_B^i ;$$

$$D_{21}^i = \text{PH}^i ; D_{22}^i = \text{Rez}^i ; D_{23}^i = \text{PO}^i ; \quad (4.1)$$

$$D_{31}^i = \text{ПН}^i ; D_{32}^i = t_j^i ; D_{33}^i = \text{PO}^i ;$$

$$D_{41}^i = \text{Tr}^{\text{INV}^i}_j ; D_{42}^i = \text{Int}^i_j ; D_{43}^i = W_{Bj} ;$$

$$\text{PH}^i = \max \{ \text{inPO}^i \} ; \text{PO}^i = \text{PH}^i + t_{ij} ; \text{Rez}^i = \text{PO}^i - \text{PH}^i = \text{PO}^i - \text{ПН}^i ;$$

$$\text{ПН}^i = \text{PO}^i - t_j^i ; t_j^i = t_B^i * \text{Ind}^T_j ; \text{PO}^i = \min \{ \text{outПН}^i \} ; \quad (4.2)$$

$$\text{Int}^i_j = W_j^i / t_j^i ; W_j^i = W_B^i * \text{Ind}^W_j ;$$

де i – індекс роботи (комплексу робіт); j – індекс організації-виконавця (підрядчика); m – індекс рядка матриці D^i ; p – індекс стовпця матриці D^i ; PH^i – ранній початок i -ої роботи; PO^i – раннє закінчення i -ої роботи; ПН^i – пізніше початок i -ої роботи; PO^i – пізніше закінчення i -ої роботи; Rez^i – резерв i -ої роботи; Int^i_j – середнє вироблення підрядчика по i -ої роботі, грн./день; W_B^i – базова кошторисна вартість виробництва i -ої роботи, тис.грн.; W_j^i – кошторисна вартість виробництва i -ої роботи, визначена з урахуванням приросту Ind^W_j ; $\{ \text{in}^i \}$ – масив робіт, що є вхідними стосовно i -ої роботи; $\{ \text{out}^i \}$ – масив робіт, що є вихідними стосовно i -ої роботи.

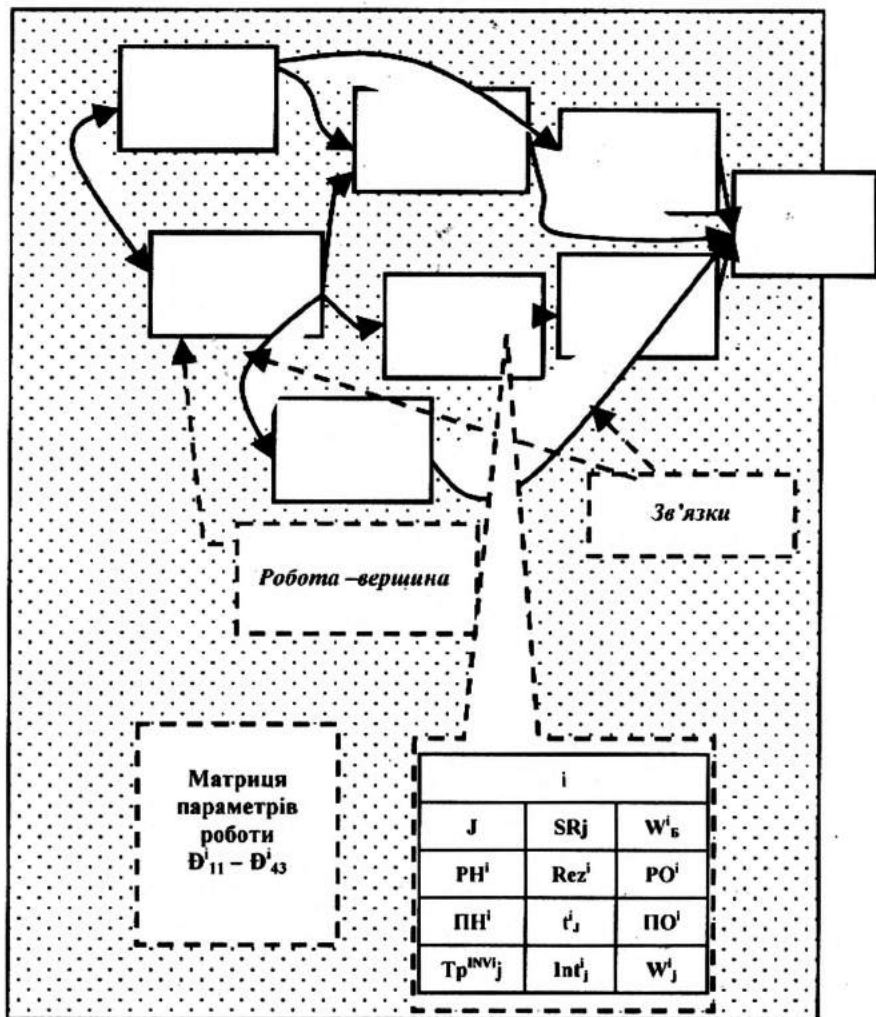


Рис. 2. Загальний вид пропонованої моделі "робота-вершина" і матриця параметрів елемента моделі D'_{mp} .

Після розрахунку мережної “роботи-вершини” із запропонованою параметричною структурою, далі передбачається побудова локальних ресурсно-календарних моделей $Inv(t_{jлок}^i)$ по окремих роботах і виконавцям:

$$Inv(t_{jлок}^i) = f\{Tr^{INV_j}(t_{jлок}^i)\} \quad t_{jлок}^i = 1 - t_j ;$$

$$Tr^{INV_j} = (Tr_1^{INV_j} \text{ або } Tr_2^{INV_j} \text{ или... } Tr_6^{INV_j}) \quad (5)$$

$$\int_{t_{jлок}^i = 1 - t_j} Inv(t_{jлок}^i) dt_{jлок}^i = W_j^i$$

Приклад програмної реалізації локальної ресурсно-календарної моделі з відповідним елементом матриці \mathcal{E}_{mp}^i представлений на рис. 3 (дані по ризиках виконавця відповідають представленим на рис. 1.)

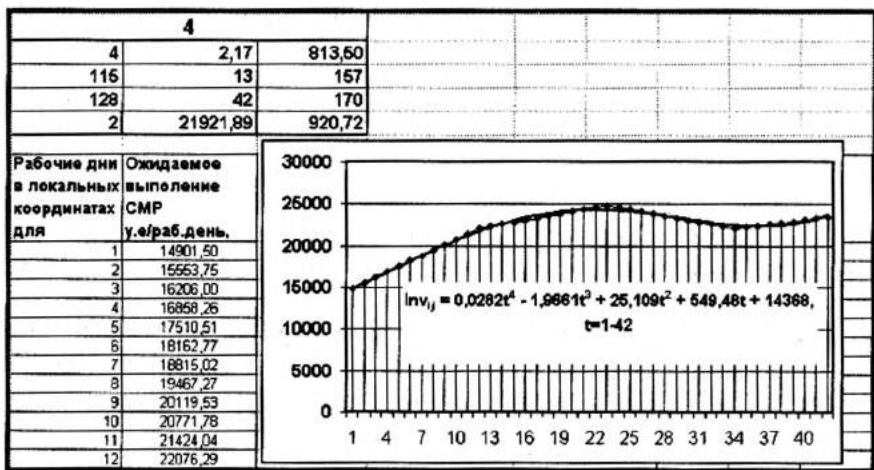


Рис. 3. Фрагмент локальної ресурсно-календарної моделі з відповідним елементом матриці \mathcal{E}_{mp}^i .

Запропонований спосіб параметризації, розрахунку й ідентифікації мережної моделі дозволяє оцінювати неї за допомогою детермінованих (чітких) і нечітких критеріїв. Кожному детермінованому проміжному і підсумковому показникові моделі відповідає його нечіткий розподіл з урахуванням рівня впевненості, встановленого інвестором або ЛПР.

Чіткі (кількісні) обмеження (тимчасові, ресурсні й ін.) були встановлені на попередньому етапі.

Нечіткими обмеженнями прийняті наступні:

- термін завершення БМР не менше встановленого замовником;
- вартість проекту не більше затвердженого кошторису;
- інтенсивність освоєння інвестицій по проекті не нижче встановленої інвестором норми;
- інтенсивність освоєння інвестицій по проекті не вище встановленої інвестором норми;
- нерівномірність поточної по періодах (місяцям, кварталам) будівництва інтенсивності освоєння інвестицій не вище встановленої інвестором норми .

Як нечіткі критерії оптимальності обрані наступні:

- мінімум інвестиційних витрат при максимумі впевненості нечіткого числа ;
- мінімум нерівномірності поточної по періодах (місяцям, кварталам) будівництва інтенсивності освоєння інвестицій при максимумі впевненості нечіткого числа.

На завершальних етапах організаційно-технологічного моделювання пропонується у відповідність з вимогами заказчика зробити узгодження критеріїв.

Таким чином, розроблена теорія моделювання будівельного виробництва з використанням нечітких критеріїв створює раціональні наукові передумови для розробки календарного плану будівельного проекту с обліком особливостей функціонування інвестиційно-будівельного комплексу в умовах перехідної економіки.

Запропонована інноваційна модель “роботи-вершини” із принципово новою системою параметрів успішно долає невизначеність втілення проекту, зв’язану з ризиками виконавців в умовах невизначеності.

Список літератури

1. *Перфильева И. Г.* Приложение теории нечетких множеств // Итоги науки и техники. – Том 29. – М.: ВИНТИ, 1990. – 150 с.
2. *Алиев Р. А., Церковный А. Э., Мамедов Г. А.* Управление производством при нечеткой исходной информации. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 240 с.
3. *Саммаха Бассам Фарес.* Многокритериальная оптимизация организационно-технологических моделей строительства на основе теории нечетких данных в условиях смешанной экономики // Збірник наукових праць “Шляхи підвищення ефективності будівництва в умовах формування ринкових відносин”. – Вип. 14. – К.: КНУБА, 2005.

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ КОНТАКТНЫХ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЕЙ С «МОКРЫМИ» СТЕНКАМИ

Практика применения контактных водонагревателей (контактные теплогенераторы типа ТГа [1, 2]) в системах теплоснабжения и результаты испытаний показали необходимость более детального изучения их эксплуатационных характеристик. Среди ряда проблем необходимо отметить вопросы, связанные с применением камер сгорания с так называемыми "мокрыми" стенками топки. Применение таких камер связано со стремлением уменьшения габаритных характеристик контактных водонагревателей, осуществляемого переносом части контактного тепло-массопереноса в топку.

Схема контактного водонагревателя с "мокрой" камерой сгорания (теплогенератор типа ТГа [1, 2]) приведена на рис. 1. Такое устройство работает следующим образом. Обратная сетевая вода через первое водораспределительное устройство (6) подается в камеру контактного тепло-массопереноса (5), а затем, через водяную оболочку и боковые поверхности топки, поступает в накопитель горячей воды (4), который расположен в нижней зоне камеры сгорания. Отсюда горячая вода через выходной патрубок внешним насосом подается в трубопровод прямой сетевой воды. Высокотемпературные продукты сгорания, частично отдают свое тепло воде, которая омывает поверхности камеры сгорания, а также воде при непосредственном контакте со стекающими водяными завесами, образующимися в выходном патрубке продуктов сгорания. После выхода из камеры продукты сгорания поступают в камеру контактного тепло-массопереноса, где при контакте с водой, поступающей через водораспределительное устройство, они окончательно охлаждаются и через патрубок выхода продуктов сгорания поступают в дымовую трубу. Для увеличения площади поверхности контакта продуктов сгорания с водой в схеме такого контактного водонагревателя предусмотрена рециркуляция воды, которая забирается из накопителя (4) и подается на дополнительное разбрызгивание в зоне выхода продуктов сгорания из топки.

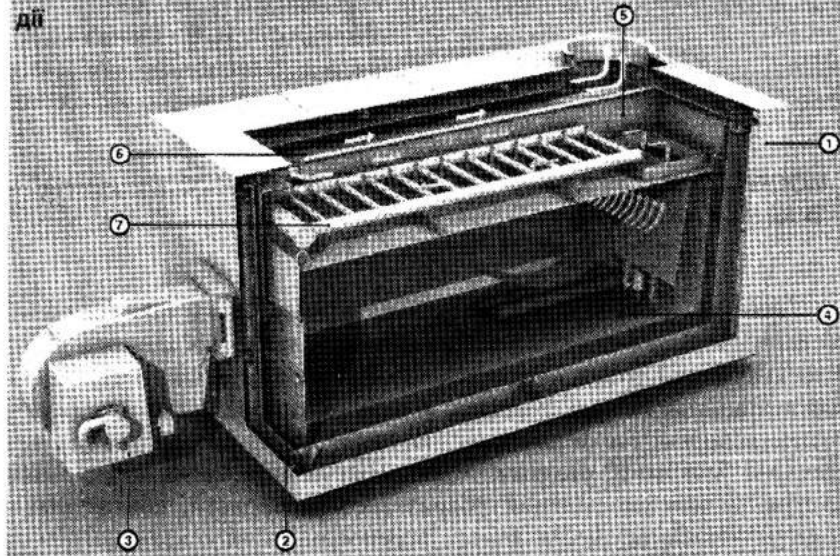


Рис. 1. Контактный водонагреватель (теплогенератор) типа Тга:

1 – корпус водонагревателя; 2 – камера сгорания; 3 – горелочное устройство; 4 – накопитель горячей воды; 5 – камера контактного теплообмена; 6 – первое водораспределительное устройство; 7 – второе водораспределительное устройство.

В работе представлены результаты балансовых (калориметрических) испытаниях контактного водонагревателя (теплогенератора типа ТГa). Определялась доля топки в общем тепловом балансе водонагревателя. Измерялись также температура и параметры продуктов сгорания на выходе из топки. По результатам измерения проведена оценка дополнительного испарения воды в топке при различных режимах обмывания стенок топки водой и различных тепловых нагрузках камеры сгорания.

Испытания проводились на контактном теплогенераторе типа ТГa-0,3 с горелкой MG 10.1-ZM-LN фирмы “Giersch” (Германия). Испытания проведены на природном газе, характеристики которого, рассчитанные по составу газа и данным источников [3, 4], приведены в таблице.

Для испытаний была проведена такая доработка теплогенератора: – снята и переделана труба водораспределителя воды на линии рециркуляции. При доработке изымались патрубки разбрызгивания воды на выходе из топочной камеры, диаметр разбрызгивающих отверстий увеличен до 5 мм, струи воды были направлены вниз для исключения зоны контактного нагрева воды;

- использовалась стандартная труба разбрызгивателя обратной воды, однако, для исключения зоны контактного нагрева воды, отверстия разбрызгивателя были направлены вниз;
- снята крышка поворота продуктов сгорания и обеспечен прямой выход продуктов сгорания в дымовой патрубке теплогенератора;
- проведена следующая доработка камеры сгорания:
 - а) за счет увеличения высоты перегородок верхней крышки камеры сгорания практически исключена зона контакта воды с продуктами сгорания на выходе из камеры сгорания;
 - б) на задней стенке камеры установлена планка, изменением положения которой можно было менять характер распределения потоков воды по стенкам камеры сгорания;
 - в) для имитации “полусухой” камеры задняя стенка была экранирована дополнительной перегородкой, что исключало возможность контакта продуктов сгорания с потоком воды по задней стенке.

Параметры газа [3]

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Значения
Высшая теплота сгорания	Q_v^P	МДж/нм ³	40,950
Низшая теплота сгорания	Q_n^P	МДж/нм ³	36,967
Число Воббэ (низшее)	W	МДж/нм ³	48,013
Плотность газа при нормальных условиях	ρ	кг/нм ³	0,737
Теплота сгорания, отнесенная к сухим продуктам сгорания	L	МДж/нм ³	4,221

Измерение параметров продуктов сгорания проводились непосредственно на выходе из камеры сгорания. Проведены две серии испытаний:

- первая серия, когда планка задней стенки была опущена максимально вниз. При этом вода в накопитель горячей воды сгорания поступала в основном через заднюю стенку камеры (по боковым стенкам камеры стекала только поверхностная пленка воды);
- вторая серия, когда планка задней стенки была поднята максимально вверх (стандартный режим работы теплогенератора) и потоки воды растекались по всем стенкам камеры сгорания.

Каждая серия испытания проводились при таких тепловых и гидравлических режимах работы теплогенератора:

– максимальная тепловая мощность с двумя режимами расхода воды рециркуляции:

а) расход воды на рециркуляцию ($K_{\text{рец}}$) составлял (0,8–0,9) расхода воды в основном циркуляционном контуре;

б) расход воды на рециркуляцию ($K_{\text{рец}}$) составлял (1,3–1,4) расхода воды в основном циркуляционном контуре;

– минимальная тепловая мощность с двумя режимами потоков воды рециркуляции:

а) расход воды на рециркуляцию ($K_{\text{рец}}$) составлял (0,8–0,9) расхода воды в основном циркуляционном контуре;

б) расход воды на рециркуляцию ($K_{\text{рец}}$) составлял (1,3–1,4) расхода воды в основном циркуляционном контуре.

В результате проведения исследований получены следующие результаты.

1 Эффективность работы топки первой серии опытов при номинальной тепловой нагрузке и $K_{\text{рец}} = (0,8–0,9)$ составляет (57–59)%. Температура продуктов сгорания при этом лежит в интервале от 720 до 750 °С. Понижение тепловой мощности до (50–55)% номинального значения увеличивает эффективность работы топки до (69–73)%, температура продуктов сгорания при этом была (605–630) °С.

2 Увеличение $K_{\text{рец}}$ до значения 1,35 (первая серия опытов) практически не меняет эффективность работы топки и незначительно понижает температуру продуктов сгорания на выходе из топки.

3 Характер этих зависимостей представлен сплошными линиями на графиках рисунков 2 и 3. Там же, пунктирными линиями, представлены результаты второй (при поднятой планке водораспределителя задней стенки) серии испытаний. Эффективность работы топки в номинальном режиме была несколько ниже первой серии опытов и составляла 55% (для $K_{\text{рец}} = 0,86$) и 58% (для $K_{\text{рец}} = 1,3$). Температура продуктов сгорания при этом составляла 744 °С для $K_{\text{рец}} = 0,88$ и 726 °С для $K_{\text{рец}} = 1,3$. Понижение тепловой мощности до (55–60)% номинального значения увеличивало КПД топки до 69% (для $K_{\text{рец}} = 0,88$) и до 70,8% (для $K_{\text{рец}} = 1,31$). Температура продуктов сгорания на выходе из топки составляла при этом 603,6 °С (для $K_{\text{рец}} = 0,88$) и 615,1 °С (для $K_{\text{рец}} = 1,31$). Необходимо отметить, что минимальная мощность для $K_{\text{рец}} = 1,31$ превышала минимальную мощность для $K_{\text{рец}} = 0,88$ на 5,3%.

4 При сведении теплового баланса на номинальном тепловом режиме, который проводился на основании рекомендаций [5–7], было выявлено расхождение от 6,5 до 19,5%. Это говорит о том, что при работе в

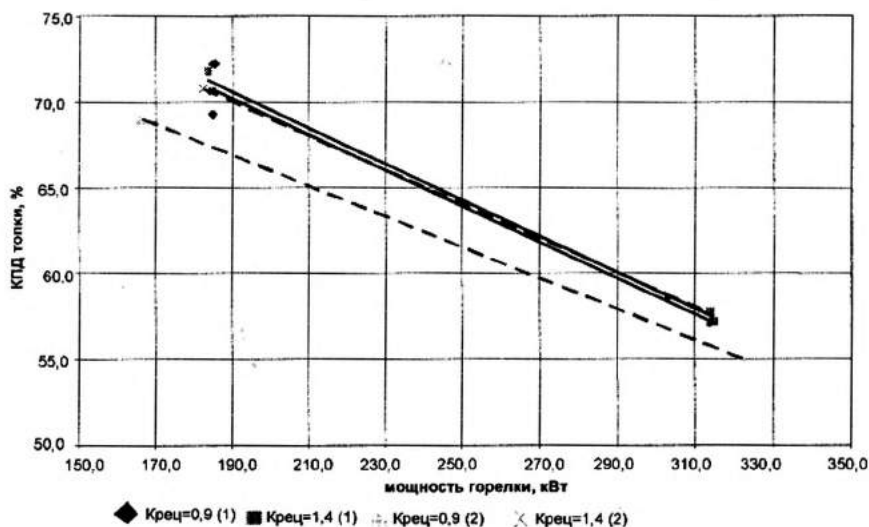


Рис. 2. Зависимость эффективности топки от тепловой мощности и коэффициента рециркуляции

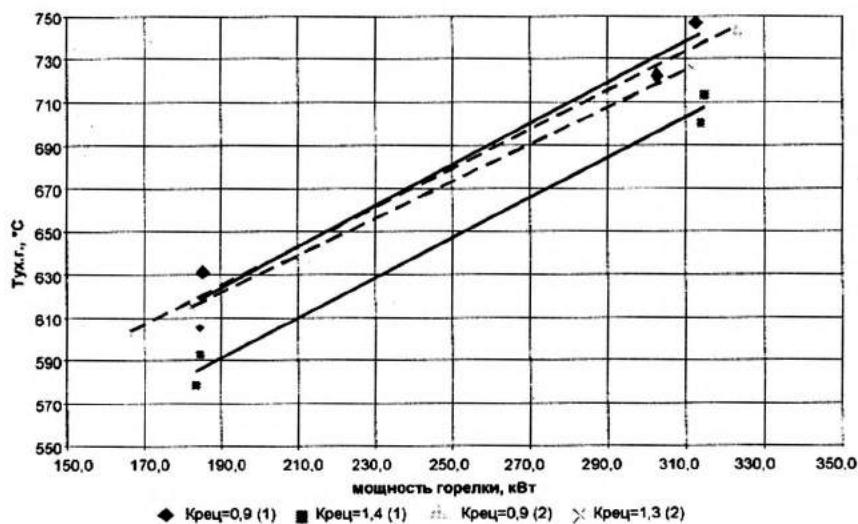


Рис. 3. Зависимость температуры продуктов сгорания на выходе из топки от тепловой мощности и коэффициента рециркуляции

номинальном режиме часть тепла продуктов сгорания идет на испарение воды со стенок топки и на повышение влагосодержания продуктов сгорания. Оценка величины этого дополнительного испарения воды составляет от 17 до 28 кг/ч, что не превышает 0,25% общего расхода циркуляционной воды. Величина добавочной влажности не превышает 57% исходной влажности продуктов сгорания.

Основные результаты исследования.

В результате проведенных исследований установлено:

1) Эффективность топки в общем тепловом балансе контактного теплогенератора с "мокрой" топкой составляет (57–59)% при номинальной теплопроизводительности и (69–73)%, при понижении теплопроизводительности до (55–60)% номинального значения.

2) Температура продуктов сгорания на выходе из топки составляет (720–750) °С при номинальной теплопроизводительности и (605–630) °С при понижении теплопроизводительности до (55–60)% номинального значения.

3) При работе в режиме номинальной теплопроизводительности происходит дополнительное испарение воды в топке теплогенератора. Оценки показывают, что доля испарившейся воды от общего количества циркуляционной воды не превышает 0,29%. Добавочное количество влаги достигает 57% количество водяных паров, образовавшихся в процессе горения газа.

Литература

1. Теплогенератори "Євроформат". Інформаційно-технічний каталог.
2. Контактно-поверхневий водонагрівач для локальної системи теплопостачання. Деклараційний патент на корисну модель. Україна, № 13302, 133056, 13306.
3. ГОСТ 10062-75. Газы природные горючие. Метод определения удельной теплоты сгорания.
4. Металлургическое топливо. Справочник. Под ред. Сушкина И.Н., Кнорре Г.Ф., Зикеева Т.А. – М.: Metallurgiya, 1965. – 472 с., ил.
5. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара М.: Энергия, 1980. – 424 с., ил.
6. Литвин Л.М. Техническая термодинамика (Учебник для высших учебных заведений). М.-Л., Госэнергоиздат. 1963. – с. 312 с черт.



ХУДЕНКО **Анатолій Андрійович** (1932–2007 рр.) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплотехніки Київського національного університету будівництва і архітектури.

Худенко Анатолій Андрійович народився 1.06.1932 р. в селі Коханівка Сумської області. У 1955 р. закінчив Київський інженерно-будівельний інститут, у 1961 р. – аспірантуру при Академії будівництва і архітектури УРСР.

Працював на виробництві в системі Держбуду УРСР: 1955–1958 рр. – головний інженер, заступник завідувача відділом Облвиконкому, керуючий обласним будівельним трестом (м. Івано-Франківськ); 1961–1985 рр. – завідувач сектора, лабораторії, заступник директора з наукової роботи НДІ будівельного виробництва (м. Київ). У 1963 р. захистив кандидатську дисертацію, у 1993 р. – докторську.

Напрямок його наукової діяльності – розвиток теорії і методів радіаційного опалення та охолодження будівель і споруд, енергозберігаючі принципи і технології використання альтернативних джерел енергії в системах теплопостачання.

Створив наукову школу сучасних методів радіаційного опалення і охолодження. Підготував 7 кандидатів і 1 доктора наук. Автор 277 наукових праць, в тому числі 27 у міжнародних виданнях, серед них 4 монографії, учбовий посібник і 97 авторських свідоцтв та патентів України на винаходи.

З 1985 р. професор Худенко Анатолій Андрійович в Київському національному університеті будівництва і архітектури очолював кафедру теплотехніки. А. А. Худенко був членом вченої ради КНУБА, на протязі багатьох років очолював Спеціалізовану вчену раду з захисту дисертацій, був членом експертної ради ВАК, членом вченої ради санітарно-технічного факультету, головним редактором науко-

во-технічного збірника «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання», членом редакції декількох журналів.

Багатьом молодим науковцям дав шлях у життя, віддавав свої знання та досвід студентам, аспірантам та співробітникам інституту.

Відзначений урядовими нагородами.

Помер Худенко Анатолій Андрійович 13 травня 2007 року.

ЗАЙЧЕНКО Євген Сергійович (1935–2002) – фахівець у галузі опалення, кандидат технічних наук, професор кафедри теплогазопостачання і вентиляції, декан санітарно-технічного факультету Київського національного університету будівництва і архітектури.

У 1954 р. після закінчення Київського технікуму цивільного будівництва Є. С. Зайченко поступає на сантехнічний факультет, спеціальність «Теплогазо-постачання і вентиляція» КІБІ і в 1959 р. закінчує його з відзнакою.

Деякий час Є. С. Зайченко працював за направленням інженером-вентиляційником п/я 187 в м. Дніпропетровськ, а в 1960 р. переведений в КІБІ на посаду асистента кафедри теплогазопостачання і вентиляції. З 1964 р. він працює начальником вентиляційного відділу Київського заводу «Коммунист», і в 1969 р. знову повертається в КІБІ в аспірантуру, а після її закінчення на викладацьку роботу (асистент, старший викладач, заступник декана факультету). В 1974 р. Є. С. Зайченко захищає кандидатську дисертацію на тему «Исследование нагрева воды насыщенным воздухом в контактных теплообменниках систем геотермального теплоснабжения теплиц». Його науковим керівником був відомий вчений, доктор технічних наук, професор Лобаєв Б.М. В 1976 р. кандидат наук, доцент кафедри теплогазопостачання і вентиляції Зайченко Є. С. призначається деканом



сантехнічного факультету, і на цій посаді він працює до 1983 р. В 1992 р. він призначений завідувачем підготовчого відділення. В 2001 р. Є. С. Зайченко був переведений на посаду професора кафедри теплогазопостачання і вентиляції.

Автор 65 наукових і методичних праць.

Напрями наукової діяльності – удосконалення систем опалення; енергозбереження та використання вторинних і поновлюваних енергетичних ресурсів для систем теплогазопостачання і вентиляції.

Відзначений урядовими нагородами – медаллю «1500 р. Києву», медаллю «Ветеран труда» та подякою від Київського міського голови «За вагомий особистий внесок у створення духовних та матеріальних цінностей та досягнення високої майстерності у професійній діяльності».

Помер Є. С. Зайченко 16 лютого 2002 року.

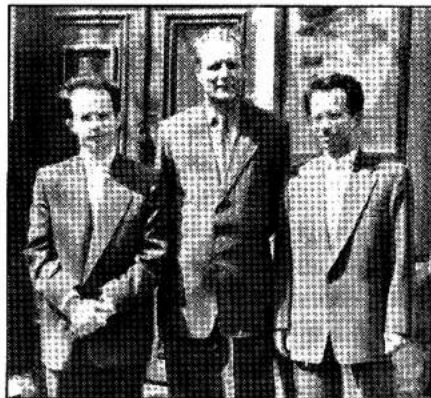
Воспоминания Зои Петровны Зайченко о своем муже



Я познакомилась с Евгением Сергеевичем осенью 1959 года. Мы, как молодые специалисты, приехали на первое место нашей работы – п/я № 187 г. Днепропетровска из разных городов (я из г. Смоленска, Евгений Сергеевич из г. Киева). Наша встреча была судьбоносной. Нам вместе было суждено идти сквозь годы друг к другу.

На данном предприятии Евгений Сергеевич проработал не долго. В 1960 году он был переведен на преподавательскую работу в Киевский инженерно-строительный институт (КИСИ). Евгений Сергеевич влился в звездный состав кафедры теплогазоснабжения и вентиляции санитарно-технического факультета. Начался новый этап его трудовой деятельности и отношение Евгения Сергеевича к своему преподавательскому долгу и к студентам стало образцом для коллег.

Весна 1960 г. нам обоим протянула руку, и это было высшим образцом ее благоволения и внимания – мы поженились. Прожили мы вместе 42 года, деля и радость, и огорчения, и беды пополам.



Евгений Сергеевич был доброжелательным, отзывчивым и скромным человеком. Прост и тактичен в общении с людьми. Любил жизнь, любил детей, молодежь и с большим уважением относился к людям преклонного возраста. Любил свой город Киев, в котором родился 22 августа 1935 г. И из которого зимним солнечным днем ушел в мир иной 16 февраля 2002 г.

Жизненный путь у Евгения Сергеевича был непростым.

С шести лет уже узнал, что такое война, эвакуация из г.Киева в Саратовскую область, в Среднюю Азию, возвращение в разрушенный войной город, голод. Рано умерла мама, когда Жене и Коле (братья-близнецы) было всего по 14 лет. Отец ушел из семьи, и старшая сестра стала опекуном для братьев. Мальчики были удивительно смышленные, спортивные, любознательные. Отлично учились в школе. Оба с отличием окончили техникум. С отличием – инженерно-строительный институт.

Евгений Сергеевич был профессионалом своего дела и его организаторский, научный и преподавательский талант способствовали духовному и профессиональному становлению многих выпускников



университета. Он воспитал целую плеяду специалистов по теплогазоснабжению и вентиляции. И как же мне приятно слышать добрые и благодарные слова в адрес моего мужа. И как же мне больно, что он так рано ушел из жизни: сколько бы полезных и благородных дел он мог еще совершить. Человек с добрейшим сердцем и высокой духовностью. Со скрупулезностью относился к любой работе, за которую он брался и которая ему поручалась. Всегда планировал свой день, рассчитывая свое время и никогда поэтому не суетился. Любил порядок во всем и везде: на работе, дома, на дачном участке.

Всегда аккуратный и подтянутый шел на работу, как на праздник.

Замечательный семьянин: муж, отец, дедушка – наша опора и надежный тыл.

Сын Андрей пошел по стопам отца – инженер-строитель по специальности теплогазоснабжение и вентиляция, и ему, как и отцу, любая работа по плечу. Внучка Анна так же закончила КНУБА. Подрастает внучек Женя Зайченко, который помнит тепло дедушкиных рук и его очаровательную улыбку.

Евгений Сергеевич выполнил свой долг, живущих на земле. Создал семью, вырастил сына – продлил свой род, дождался внуков, сад посадил, построил дом.

Светлая память о Евгении Сергеевиче осталась в сердцах людей, соприкоснувшихся с ним по жизни. Очень жаль, что таким коротким оказался жизненный путь достойного человека, человека чести, совести, добра.

И жизнь его прожита не зря. Об этом говорим мы все: семья, коллеги и друзья.

(Май 2007 г.)

АНОТАЦІЇ

Малкін Е. С., Луцик Р. В., Данилевич Н. С., Приймак О. В., Фуртат І. Е. **Про вплив магнітних полів на питому теплоту випаровування води.**

На базі експериментальних досліджень впливу обробки води трьох вихідних станів: дистилату і технічної, взятої з двох різних джерел, – встановлено, що при обробці води в магнітних полях досягається зниження питомої теплоти випаровування на $6 \div 9\%$.

Малкін Е. С., Тимощенко А. В. **Експериментальне дослідження гідродинаміки перегрітого потоку рідини в гідравлічно гладких щілинних мікроканалах.**

Проведено експериментальні дослідження гідродинаміки адіабатного перегрітого потоку рідини в щілинних мікроканалах товщиною $63 \div 170$ мкм. Доведено факт ускладнення адіабатного кипіння перегрітого потоку рідини (ступінь перегріву не перевищувала $3 \div 8$ °С) в них. Одержано критеріальне рівняння втрат тиску обумовлених фазовим. Список літ.: 6 назв.

Лабай В. Й. **Залежність тисків випаровування і конденсації split-кондиціонерів від повітряних потоків на випарнику і конденсаторі.**

Встановлено залежність тисків випаровування і конденсації split-кондиціонера фірми "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт від повітряних потоків на випарнику і конденсаторі за стандартних умов функціонування. Запропоновані оптимальні витрати повітря на випарнику та конденсаторі цього кондиціонера.

Анпілогов П. І., Михайленко В. М., Анпілогов А. П., Кошарна Ю. В. **Застосування комплексних функціонально-динамічних схем для побудови моделі каналізаційної мережі міста.**

В статті розглянуто розрахункові моделі каналізаційної мережі міста, продемонстровано застосування функціонально-динамічних схем для побудови моделі екземплярів мережі. В якості математичного апарату моделювання використано об'єктно-орієнтований підхід та комбінаторна логіка.

Відіборець Н. М. **Панельні трубчасті випромінювачі для систем радіаційного опалення і охолодження.**

Наведені результати експериментальних досліджень ребристих випромінювачів для опалення і охолодження приміщень. Список літ.: 3 назви.

Волосянко В. Д., Предун К. М., Шшико Г. Г. **Проблеми метрологічного забезпечення обліку природного газу.**

Розглянуті проблеми обліку витрат природного газу зумовлені недоліками наукової основи. Список літ.: 10 назв.

Склярєнко О. М., Сенчук М. П., Вишегородська О. О. **Атмосферні пальники в газових малометражних котлах.**

В цій статті проаналізовано фактори, що впливають на ефективну роботу пальників з $\alpha' < 1$ і $\alpha' > 1$. Розглянуто взаємозв'язок геометричних і газодинамічних параметрів, які впливають на стабілізацію та якість горіння. Список літ.: 7 назв.

Склярєнко О. М., Романов О. Є., Вишегородська О. О. **Дослідження сучасних атмосферних газових пальників різної модифікації в автономному котлі.**

Приведені результати теплотехнічних досліджень опалювального котла потужністю до 35 кВт з атмосферними пальниками різних модифікацій. Отримані залежності викидів шкідливих речовин в продуктах згорання в атмосферу в залежності від режиму роботи котла та його теплової продуктивності.

Степанов М. В., Дідик Л. В., Берегова П. Г. **Дослідження теплообміну між повітрям і еластичною поверхнею.**

Розглянуті питання визначення коефіцієнта конвективного теплообміну між еластичною плівковою поверхнею та повітрям. динамічних параметрів, які впливають на стабілізацію та якість горіння. Список літ.: 4 назви.

Кучеренко Е. В. **Анализ влияния режимов эксплуатации контактных водонагревателей на состояние элементов конструкции водонагревателя.**

В работе представлены наиболее характерные результаты влияния эксплуатационных режимов на состояние основных элементов конструкции контактных водонагревателей (контактные теплогенераторы типа ТГа). Приведены результаты обследования теплогенераторов мощностью от 100 до 900 кВт, которые были смонтированы и введены в эксплуатацию в 2006 году на двух объектах города Луцк. Показано, что тепловые и водные режимы работы оказывают существенное влияние на состояние элементов конструкции контактных теплогенераторов. Наиболее сильное влияние на коррозионные и другие эксплуатационные характеристики контактных теплогенераторов оказывает работа в режиме отопления с диапазоном температур воды на подаче от 60 до 80 °С. Подтверждено, что для повышения надежности и долговечности работы теплогенераторов необходимо строгое соблюдение всех регламентных режимов и профилактических работ.

Росковшенко Ю. К., Ткаченко В. А., Степанов М. В., Клімова І. В. **Напряжки енергозбереження в промислових теплицях.**

В статті висвітлені проекти систем геліотеплопостачання сучасних тепличних комбінатів. Список літ.: 3 назви.

Чепурна Н. В., Чепурний В. В. **Збереження енергоресурсів та підвищення конкурентноздатності тепличних господарств.**

В статті розглядаються шляхи розвитку тепличних господарств в Україні та можливості збереження енерговитрат на опалення теплиць. Список літ.: 4 назви.

Швачко Н. А., Чорна Н. О. Геліоколектори-концентратори для систем сонячного опалення.

Наводяться результати експериментальних досліджень колектора-концентратора для систем геліоопалення. Список літ.: 5 назв.

Корбут В. П., Ищенко М. Ю. Натурные испытания модернизированных градирен.

Приведены результаты натурных испытаний градирен после их модернизации. Список лит. 1 название.

Кононенко Г. М. Термогідродинаміка однієї циркуляційної системи.

Досліджується математична модель течії рідини в двохсвердловинній циркуляційній системі. Результати добре узгоджуються з класичними розв'язками, одержаними для частинних випадків. Список літ.: 6 назв.

Чорна Н. О. Геліоколектор-концентратор на базі «зонального» фокліна.

Наводяться результати дослідження сонячного колектора-концентратора. Список літ.: 12 назв

Тугай О. А. Теоретичні основи оцінки надійності виконання будівельних проєктів з використанням нечітких мір і нечітких критеріїв.

Пропонується теоретична модель використання нечітких мір і нечітких даних для оцінки надійності виконання будівельних проєктів. Подана модель створює раціональні наукові передумови для розробки календарного плану будівельного проєкту з обліком особливостей функціонування інвестиційно-будівельного комплексу в умовах перехідної економіки.

Дудников А. П., Коваль Ю. Д., Кучеренко Е. В., Ткаченко И. С. Исследование характеристик теплопереноса в камерах сгорания контактных водонагревателей с «мокрыми» стенками.

Представлены результаты балансовых (калориметрических) испытаний контактного водонагревателя (теплогенератора типа ТГа), который оборудован системой дополнительной рециркуляции воды в зоне контактного теплопереноса и камерой сгорания с «мокрыми» стенками. Определялась доля топки в общем тепловом балансе при различных режимах распределения воды и различных значениях тепловой мощности водонагревателя. Измерялись температура и параметры продуктов сгорания на выходе из топки. По результатам измерения проведена оценка дополнительного испарения воды в топке при различных режимах омывания стенок топки водой и различных тепловых нагрузках камеры сгорания.

ТЕПЛОБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

<i>Малкін Е. С., Луцик Р. В., Данилевич Н. С., Приймак О. В., Фуртат І. Е.</i>	
Про вплив магнітних полів на питому теплоту випаровування води.....	3
<i>Малкін Е. С., Тимощенко А. В.</i>	
Експериментальне дослідження гідродинаміки перегрітого потоку рідини в гідравлічно гладких щілинних мікроканалах	10
<i>Лабай В. Й.</i>	
Залежність тисків випаровування і конденсації split-кондиціонерів від повітряних потоків на випарнику і конденсаторі	21
<i>Антілогов П. І., Михайленко В. М., Антілогов А. П., Кошарна Ю. В.</i>	
Застосування комплексних функціонально-динамічних схем для побудови моделі каналізаційної мережі міста	27
<i>Відіборець Н. М.</i>	
Панельні трубчасті випромінювачі для систем радіаційного опалення і охолодження	37
<i>Волосянко В. Д., Предуи К. М., Шишко Г. Г.</i>	
Проблеми метрологічного забезпечення обліку природного газу	43
<i>Скляренко О. М., Сенчук М. П., Вишегородська О. О.</i>	
Атмосферні пальники в газових малометражних котлах	55
<i>Скляренко О. М., Романов О. С., Вишегородська О. О.</i>	
Дослідження сучасних атмосферних газових пальників різної модифікації в автономному котлі	60
<i>Степанов М. В., Дідик Л. В., Берегова П. Г.</i>	
Дослідження теплообміну між повітрям і еластичною поверхнею	67
<i>Кучеренко Е. В.</i>	
Анализ влияния режимов эксплуатации контактных водонагревателей на состояние элементов конструкции водонагревателя	72

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

<i>Росковшенко Ю. К., Ткаченко В. А., Степанов М. В., Клімова І. В.</i>	
Напрямок енергозбереження в промислових теплицях.....	78
<i>Чепурна Н. В., Чепурний В. В.</i>	
Збереження енергоресурсів та підвищення конкурентноздатності тепличних господарств.....	83
<i>Швачко Н. А., Чорна Н. О.</i>	
Геліоколектори-концентратори для систем сонячного опалення	89
<i>Корбут В. П., Ищенко М. Ю.</i>	
Натурные испытания модернизированных градирен.....	96
<i>Коновенко Г. М.</i>	
Термогідродинаміка однієї циркуляційної системи	101

<i>Чорна Н. О.</i> Геліоколлектор-концентратор на базі «зонального» фокліна	110
<i>Тугай О. А.</i> Теоретичні основи оцінки надійності виконання будівельних проектів з використанням нечітких мір і нечітких критеріїв	117
<i>Дудников А. П., Коваль Ю. Д., Кучеренко Е. В., Ткаченко И. С.</i> Исследование характеристик теплообмена в камерах сгорания контактных водонагревателей с «мокрыми» стенками	123
Видатні вчені, педагоги	129
Анотації	134

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 11

Підписано до друку 27.12.2007 р. Формат 60×84/16.
Папір друк. № 1. Умовн. друк. арк. 7,72. Обл.-вид. арк. 8,75.
Тираж 150 прим. Зам. 7-1070.

Віддруковано на ЗАТ «ВІПОЛ».
03151, Київ, вул. Волинська, 60.
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
серія ДК № 752 від 27. 12. 2001 р.