

Міністерство освіти і науки України

**Київський національний університет
будівництва і архітектури**

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА
ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

Науково-технічний збірник

Випуск 13

Київ 2009

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 13. Головний редактор Е.С. Малкін. – К.:КНУБА, 2009. – 108с.

Редакційна колегія: Е.С. Малкін (головний редактор), Ю.К. Росковшенко(заст. головн. ред.), М.В. Степанов (відп. секретар), В.М. Михайленко, О.Л. Підгорний, В.Є. Писарєв, 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
03680, Київ, Україна

Рекомендовано до випуску Вченою Радою КНУБА, протокол №49 Від 25 грудня 2009 року.

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. В.І. Вернадського www.nbuv.gov.ua

© Київський національний університет
будівництва і архітектури, 2009.

УДК 697.92

В.О. Мілейковський, *к.т.н., доцент*
Київський національний університет будівництва і архітектури

ВИЗНАЧЕННЯ РОЗПОДІЛУ ТЕМПЕРАТУРИ ТА КОНЦЕНТРАЦІЇ В СТРУМИННОМУ ПРИМЕЖОВОМУ ШАРІ З ВИКОРИСТАННЯМ ГЕОМЕТРИЧНОГО ПІДХОДУ

Розподіл температури, рухливості, відносної вологості та інших параметрів повітря у вентильованих приміщеннях визначається сукупною дією припливних вентиляційних струмин, конвективних потоків та інших повітряних течій. Основною проблемою, що постає перед розробниками нових рішень у галузі вентиляції, є відсутність єдиної теорії турбулентних примежових шарів. Основним принципом теорій струминних течій [1, 2 та ін.] є заміна дійсного потоку усередненим у часі, без пульсацій та вихорів. Вплив пульсацій враховується додатковими величинами: довжиною шляху змішування, турбулентною в'язкістю, турбулентним числом Прандтля та ін. Такий підхід описує лише прості течії. Серед струминних течій найбільш простою є вільна слабконеізотермічна струмина. Вона розширюється під кутом $\Theta=12^{\circ}25'$. Але якщо випустити повітря з дифузора, то цей кут буде більшим. Тому розглядатимуться різні кути розширення струмини.

Професор А.Я.Ткачук [3] виконав аналітичний опис пристінних та струминних примежових шарів без використання додаткових величин, але з урахуванням ролі турбулентних вихорів за методом особливостей. При цьому поверхні тангенціального розриву швидкості описані як дрібновихрові прошарки. Таким чином А.Я.Ткачук обґрунтував відомі дослідні формули профілів швидкості в поперечному перерізі турбулентних потоків. Для струминного примежового шару виконана заміна лінії перегину профілю швидкості тонким вихровим прошарком. Останнє припущення дозволило математично описати лише найбільш прості вільні струмини.

Наявність у струминах клубів – вихорів, сумірних з розмірами струмини – дозволяє для узагальнення методу А.Я.Ткачука використовувати геометричні підходи до опису струминних примежових шарів. У роботі [4] висловлені припущення, що вони відіграють визначальну роль у формуванні струминного примежового шару. Виконано аналіз геометрії вільної слабконеізотермічної струмини. На

підставі візуальних досліджень прийнято схему струминного примежового шару (рис. 1) з розташуванням клубів у шаховому порядку. Одержані співвідношення між тангенсами характерних кутів струмини: кута розширення динамічних меж $\text{tg}(\beta) = \Theta$, кута характерних ліній за М.Й.Гримітліним [2], де швидкість дорівнює половині осьової $\text{tg}(\beta_{Гр}) = \Theta_{Гр}$, та введеного у розгляд кута межі занурення вихорів у інший примежовий шар $\text{tg}(\beta_0) = \Theta_0$. При $\Theta=12^\circ 25'$ одержано точний збіг тангенсів кутів з дослідними даними [2], на підставі чого зроблено висновок про справедливість висловлених гіпотез. Наближені формули, що апроксимують одержані розв'язки з похибкою до 0,32%, мають вигляд:

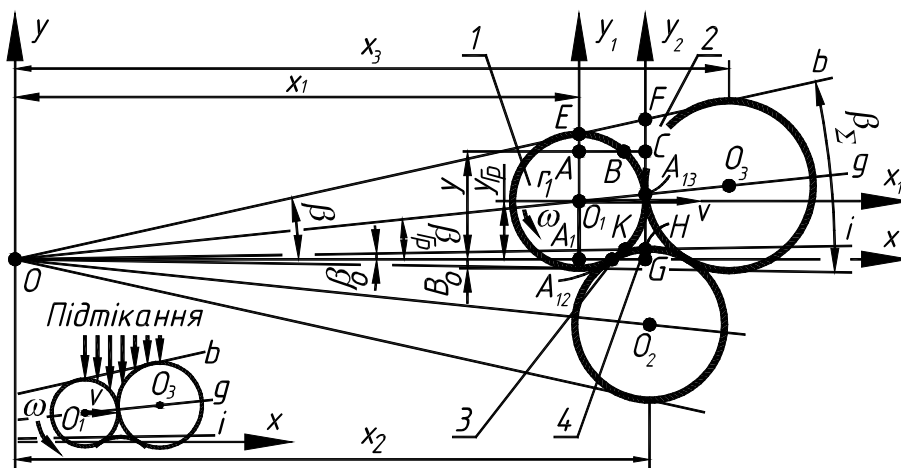


Рис. 1. Схема плоского джерела Голміна:
1 – клуб,
2 – міжклубний примежовий шар,
3 – хвилеподібна доріжка,
4 – занурення клубу у сусідній шар

$$\Theta_{Гр} = (0,49482 - 0,02947 \exp(-0,0611 \Theta_{меж}^2)) \Theta_{меж}; \quad \Theta_0 = \Theta_{меж} - 2\Theta_{Гр}. \quad (1)$$

$$\text{При } \Theta < 1 \quad \Theta_{Гр} = 0,4655 \Theta_{меж}, \quad \Theta_0 = 0,069 \Theta_{меж}. \quad (2)$$

Розглянемо профіль усередненої температури струмини. Для усереднення температури достатньо взяти по осі струмини x діапазон, що містить половину клубу 1 – між осями y_1 та y_2 . Середня надлишкова температура повітря

$$\Delta t = (\Delta t_{\kappa} \cdot |AB| + \Delta t_{\text{м}} \cdot |BC|) / (|AC|) = \Delta T_{\kappa} + \Delta T_{\text{м}}, \quad (3)$$

де Δt_{κ} та $\Delta t_{\text{м}}$ – середні температури повітря у клубі 1 та міжклубному примежовому шарі 2; $|AB|$, $|BC|$ та $|AC|$ – довжини відрізків AB , BC та AC ; $\Delta T_{\kappa} = \Delta T_{\kappa} \cdot |AB|/|AC|$ та $\Delta T_{\text{м}} = \Delta T_{\text{м}} \cdot |BC|/|AC|$ – складові середньої швидкості у клубі та міжклубному примежовому шарі з зануреною частиною клубу.

Переходимо до відносних надлишкових температур $\overline{\Delta t} = \Delta t / \Delta t_m$ та складових $\overline{\Delta T} = \Delta T / \Delta t_m$:

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_k |AB| + \overline{\Delta t}_m |BC| / |AC| = \overline{\Delta T}_k + \overline{\Delta T}_m, \quad (4)$$

Повітря, що підтікає до струмини, обмінюється теплотою зі струминою. При цьому задіяні три механізми: теплопровідність, фізична та турбулентна дифузія. При досягненні динамічної межі струмини надлишкова температура набуває певного невеликого значення $\Delta t_{\text{меж}}$. Таким чином утворюється відомий ефект, що теплова межа струмини ширша динамічної. Надлишкова температура на динамічній межі вільної слабконеізотермічної струмини за дослідним профілем М.Й.Гримітліна становить $\Delta t_{\text{меж}} = 0,104 \Delta t_m$.

Клуб зростає в об'ємі за рахунок ежекції повітря, що його оточує. Біля межі струмини він ежектує зовнішнє повітря з температурою $\Delta t_{\text{меж}}$, а біля осі струмини – повітря з температурою Δt_m . Якщо припустити, що клуб котиться зовнішньою динамічною межею, то колова швидкість його обертання близька до швидкості повітря в струмині, що явно не достатньо для якісного перемішування повітря. Тому надлишкова температура клубу є найнижчою біля межі струмини та найвищою на осі. Складне поле температури у клубі формується дрібними вихорами. Припущення про їхню другорядну роль дозволяє використати в межах свого шару найбільш просту апроксимаційну залежність – лінійну $\Delta t_k = Ay + B$. Найбільш прості граничні умови такі. Ежектоване повітря на межі клубу не встигає перемішатися, а значить

$$\text{при } y = y_{\text{меж}} \quad \Delta t_k = \Delta t_{\text{меж}}. \quad (5)$$

Уся занурена частина клубу знаходиться при температурі, близькій до Δt_m . Відповідно, уся частина клубу, що знаходиться в контактi з зануреною частиною, також має температуру, близьку до Δt_m . Тому при $y = 0 \dots y_0$ $\Delta t_k = \Delta t_m$. При $y = y_0 \dots y_{\text{меж}}$ $\Delta t_k = \Delta t_m - (\Delta t_m - \Delta t_{\text{меж}}) (y - y_0) / (y_{\text{меж}} - y_0)$ або $\overline{\Delta t}_k = 1 - (1 - \overline{\Delta t}_{\text{меж}}) (\bar{y} - \bar{y}_0) / (1 - \bar{y}_0)$, де $\bar{y} = y / y_{\text{меж}}$.

Довжина $|AB| = (r_1^2 - (|y| - y_{Гр})^2)^{1/2} = ((y_{\text{меж}} - y_{Гр})^2 - (|y| - y_{Гр})^2)^{1/2}$.
Тоді складова надлишкової температури за клубом:

$$\begin{aligned} \text{при } y = 0 \dots y_0 \quad \overline{\Delta T}_k &= 1, \\ \text{при } y = y_0 \dots y_{\text{меж}} \end{aligned}$$

$$\overline{\Delta T}_k = \left(1 - (1 - \overline{\Delta t}_{\text{меж}}) \frac{\bar{y} - \bar{y}_0}{1 - \bar{y}_0} \right) \frac{\sqrt{(1 - \bar{y}_{Гр})^2 - (|\bar{y}| - \bar{y}_{Гр})^2}}{1 - \bar{y}_{Гр}}. \quad (6)$$

Розглянемо складову $\overline{\Delta T}_m$ за криволінійним трикутником $A_{13}A_{12}G$. Занурена частина клубу знаходиться при температурі Δt_m . У трикутнику $A_{13}A_{12}H$ знаходиться хвилеподібна доріжка, що продукується клубами. На межах міжклубного шару і клубів виникає розрив тангенціальної складової швидкості повітря. Згідно з теорією проф. А.Я.Ткачука [3] ці поверхні розділу моделюються тонкими вихровими прошарками. Ці вихори під дією сил Магнуса відриваються від поверхні розділу, заповнюють простір струмини та поступово розпадаються. Основне припущення про другорядну роль дрібних вихорів у потоку з великомасштабними вихорами дозволяє використовувати грубі апроксимації для цього складного процесу.

Найбільш простою апроксимацією закону зміни надлишкової температури у криволінійному трикутнику $A_{12}A_{13}H$ є заміна цього закону певним середньозваженим значенням $\Delta t_m \approx \Delta t_{m,сep}$. Оскільки ця хвилеподібна доріжка між клубами перетинає вісь струмини, то її температура повинна бути близькою до Δt_m . В околиці точки A_{13} її температура змінюється в напрямку $\Delta t_{мeж}$. Проте ширина доріжки різко зменшується практично до нуля. Тому її вплив в цьому місці нівелюється. Отже, з достатньою точністю $\Delta t_m \approx \Delta t_{m,сep} \approx \Delta t_m$ або $\Delta t_m \approx 1$.

У міжклубному шарі між b і g (у криволінійному трикутнику EFA_{13} при $y=y_{Гp} \dots y_{мeж}$) відбувається підтікання повітря до клубів проти осі y . Тобто цей шар заповнений навколишнім повітрям з температурою $\Delta t_{мeж}$. Очевидно, що при проходженні міжклубного шару теплообмін між повітрям інтенсифікується за рахунок теплопровідності та турбулентної дифузії дрібними вихорами. Проте сам міжклубний шар при наближенні до точки A_{13} швидко тоншає (див. рис. 1). Відповідно, його роль у формуванні середньої температури з тою ж швидкістю знижується. А припущення щодо другорядної ролі дрібних вихорів дозволяє для міжклубного шару застосувати найбільш грубу апроксимацію

$\Delta t_m = \Delta t_{мeж} = const.$
 Оскільки $|BC| = r_1 - |AB| = y_{мeж} - y_{Гp} - ((y_{мeж} - y_{Гp})^2 - (|y| - y_{Гp})^2)^{1/2}$,
 то складова температури $\overline{\Delta T}_m = \Delta t_m |BC| / |AC|$ становить:

$$\begin{aligned} \text{при } y=0 \dots y_{Гp} \quad \overline{\Delta T}_m &= 1 - \left(\frac{\sqrt{(1 - \bar{y}_{Гp})^2 - (|\bar{y}| - \bar{y}_{Гp})^2}}{1 - \bar{y}_{Гp}} \right), \\ \text{при } y=y_{Гp} \dots y_{мeж} \quad \overline{\Delta T}_m &= \overline{\Delta t}_{мeж} \left(1 - \left(\frac{\sqrt{(1 - \bar{y}_{Гp})^2 - (|\bar{y}| - \bar{y}_{Гp})^2}}{1 - \bar{y}_{Гp}} \right) \right). \end{aligned} \quad (7)$$

Підставимо формули (6) і (7) до рівняння (4). Врахуємо, що за формулами (1) $y_0 = y_{мeж} - 2y_{Гp}$. Після перетворень маємо:

$$\begin{aligned} \text{при } y=0 \dots y_0 \quad \overline{\Delta t} &= 1, \\ \text{при } y=y_0 \dots y_{мeж} \end{aligned}$$

$$\Delta t = \left(1 - \overline{\Delta t}_m - (1 - \overline{\Delta t}_{мeж}) \left(1 - \frac{1 - \bar{y}}{2\bar{y}_{Гp}} \right) \right) \frac{\sqrt{(1 - \bar{y}_{Гp})^2 - (|\bar{y}| - \bar{y}_{Гp})^2}}{1 - \bar{y}_{Гp}} + \overline{\Delta t}_m, \quad (8)$$

де при $y \leq y_{Гр}$ $\overline{\Delta t}_m = 1$, при $y > y_{Гр}$ $\overline{\Delta t}_m = \overline{\Delta t}_{меж}$. При $\beta_{меж} < 45^\circ$ за формулами (2) $\overline{y}_{Гр} = 0,4655$ та $\overline{y}_0 = 0,069$. Тоді рівняння (8) набудуть вигляду:

при $\overline{y} \leq 0,069$ $\overline{\Delta t} = 1$,
 при $\overline{y} > 0,069$

$$\Delta t = \left(1 - \overline{\Delta t}_m - (1 - \overline{\Delta t}_{меж}) \left(1 - \frac{1 - \overline{y}}{0,931} \right) \right) \frac{\sqrt{0,28569 - (\overline{y} - 0,4655)^2}}{0,5345} + \overline{\Delta t}_m, \quad (9)$$

де при $y \leq 0,4655$ $\overline{\Delta t}_m = 1$, при $y > y_{Гр}$ $y > 0,4655$ $\overline{\Delta t}_m = \overline{\Delta t}_{меж}$.

З рис. 2 видно, що одержаний профіль швидкості (9) при $\overline{\Delta t}_{меж} = 0,104$ відповідає дослідним даним. Це дозволяє використовувати висловлені гіпотези для розрахунку струмин. Абсолютна розбіжність з профілем М.Й.Гримітліна – до 0,0355, відносна – до 10,12%. Це суттєво менше за розбіжність дослідних даних між собою. Одержані формули достатньо складні. Замість них рекомендуються наближені формули з похибкою $\pm 0,014$ або 1,57%, розриви не перевищують $3,2 \cdot 10^{-7}$:

$$\begin{aligned} \text{при } \overline{y} \leq 0,069, & \quad \overline{\Delta t} = 1, \\ \text{при } 0,069 < \overline{y} \leq 0,83, & \quad \overline{\Delta t} = 1,063039 - 0,904753\overline{y} - 0,128364\overline{y}^2, \\ \text{при } 0,8 < \overline{y} \leq 1, & \quad \overline{\Delta t} = 2,78562 - 5,06441\overline{y} + 2,38279\overline{y}^2, \end{aligned} \quad (10)$$

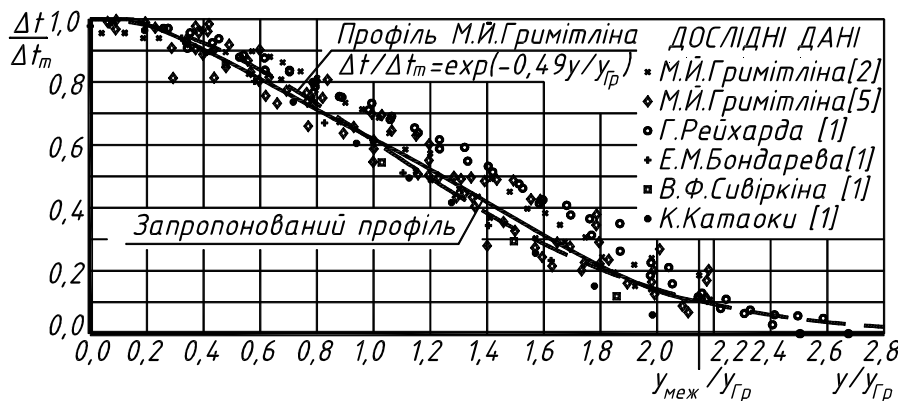


Рис. 2. Профілі надлишкових температур.

При $y > y_{меж}$ маємо потік, що підтікає. Тут немає великомасштабних структур, тому даний підхід не може описати цю частину струмини. Оскільки визначальну роль тут відіграють дрібні вихори, то для цієї частини пропонується користуватися профілем М.Й.Гримітліна.

Такі ж викладки дадуть аналогічний профіль надлишкової концентрації речовин у струмині. Достатньо всі позначення температури « t » замінити на позначення концентрації « c ». Припущення (5) показує, що при фарбуванні струмин клуби біля зовнішньої межі залишаються не зафарбованими. Тому видима межа струмини розширюється під кутом $\beta_{вид} = 9 \dots 10^\circ$, що на $2,5 \dots 3,5^\circ$ менше кута розширення динамічних меж β .

Висновки

1. На підставі візуальних досліджень та геометричного аналізу струминних примежових шарів висловлені припущення щодо макроструктури струминного примежового шару.
2. На підставі висловлених припущень одержано профіль надлишкових температур та концентрацій, що відповідає дослідним даним.

Список літератури:

1. Абрамович Г.Н. и др. Теория турбулентных струй. Изд. 2-е, перераб. И доп./Под ред. Г.Н.Абрамовича. – М.: Наука, 1984. – 713с.
2. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях. – М.:Стройиздат, 1982. – 164 с., ил.
3. Ткачук А.Я., Довгальок В.Б. Аеродинаміка вентиляції: Навчальний посібник. – ІВНВКП «Укреліотех», 2009. – 376 с.
4. Мілейковський В.О. Геометричне моделювання вільних ізотермічних струмин // Міжвідомчий науково-технічний збірник «Прикладна геометрія та інженерна графіка». Вип. 82. Відповідальний редактор В.Є.Михайленко. – К.:КНУБА, 2009 р.– 400с.
5. Гримитлин М.И. Закономерности развития и расчет вентиляционных струй // Теория и расчет вентиляционных струй: Сборник трудов.- Л.,1965.-293 с.-С.27-55.

УДК 535.244:629.7

Е.С. Малкін, *д.т.н професор,*

І.Е. Фуртат, *к.т.н доцент,*

М.І. Дьячков, *аспірант,*

Київський національний університет будівництва і архітектури

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ БАГАТОКАНАЛЬНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОТУЖНИХ МІКРОПРОЦЕСОРІВ.

На даний час одночасно з швидким розвитком комп'ютерних технологій суттєво зростає питома теплонапруженість деяких їх складових частин: мікропроцесорів, відеокарт, материнських плат тощо. Це викликає необхідність створення нових охолоджувальних систем, з більш ефективними теплообмінниками, які спроможні відвести велику кількість теплоти від процесорів та інших теплонапружених елементів обладнання зберігаючи температуру поверхні елементів, що охолоджуються, не вищою 65°C . Зарубіжні водяні теплообмінники (фірм Zabman, Titan та ін.) забезпечують максимальне питоме тепловідведення до $6-8 \text{ Вт/см}^2$. Дослідження [1] показують, що перспективним шляхом досягнення високих коефіцієнтів тепловіддачі від стінок каналів до води в межах $10^4 \div 2,5 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2\text{C}$ є перехід до щілинних каналів для руху теплоносія, з шириною каналів ($0,2 \div 0,3$) меншою за товщину ламінарного примежового шару при технічно доцільних швидкостях руху води в каналах [2]. В той же час, аналіз результатів досліджень цих теплообмінників виявив можливі шляхи подальшого підвищення їх енергетичної ефективності. Одним з таких шляхів є розташування щілинних каналів перпендикулярно до поверхні основи. Виконані розрахунки та експериментальні дослідження [2,3] показують, що при застосуванні таких теплообмінників габаритні розміри (без урахування довжини штуцерів) яких $55 \times 55 \times 16$ мм, можна досягти наступних показників:

- щільність теплового потоку, віднесена до основи теплообмінника $20 \div 200 \text{ Вт/см}^2$;
- кількість теплоти, відведеної від мікропроцесора, $1700 \div 5200 \text{ Вт}$;
- максимальна температура на поверхні процесора 65°C ;
- максимальний гідродинамічний опір - 6 кПа ;

Експериментальне підтвердження механізму та закономірностей гідродинаміки і теплообміну при русі теплоносія в щілинних мікроканалах, які перпендикулярно розташовані до поверхні основи в багатоканальних теплообмінниках є актуальною задачею.

Гідравлічні і теплотехнічні дослідження проводились на експериментальному стенді (рис. 1), на якому досліджувалась закономірність зміни витрати води, температури води і їх перепаду при проходженні через теплообмінник, температури тепловіддаючої поверхні і контактної поверхні теплообмінника, а також потужності теплообмінника, що досліджується.

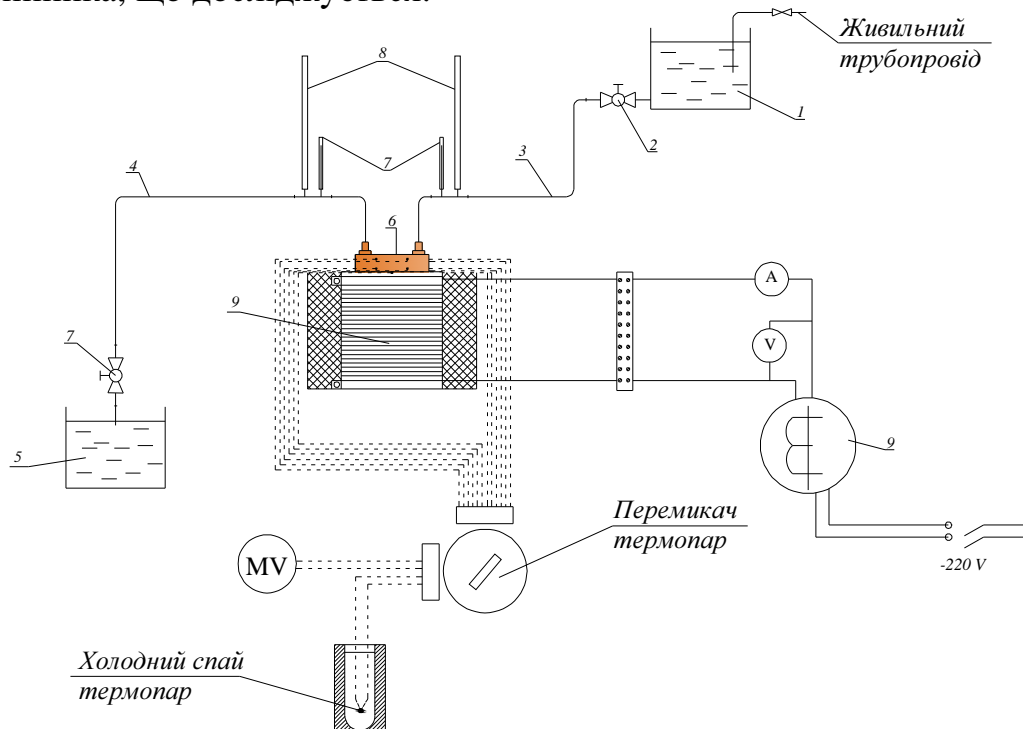


Рис. 1. Принципова схема експериментального стенда для дослідження експериментальних зразків багатоканальних теплообмінників на базі щілинних мікроканалів:

- 1 – бак ємністю 10л; 2 – стабілізуючий клапан рівня води; 3 – запірний кульовий кран; 4, 5 – силіконові водопровідні шланги $d = 10$ мм;
 6 – регулюючий пробковий кран для тонкої настройки витрати води;
 7 – мірна ємність 2л для вагового виміру витрати води; 8 – теплообмінника;
 9 – п'єзометрична трубка; 10 – термометри; 11 – імітатор теплових потоків;
 12 – трансформатор напруги; A – амперметр; V – вольтметр;
 MV – мілівольтметр.

Для вимірювання витрати води використана мірна ємність з пробковим регулюючим краном (7), яка забезпечувала можливість вимірювання кількості води, що проходить через теплообмінник за певний період часу.

Для визначення втрат тиску води в теплообміннику на вході і виході встановленні у силіконові шланги трійники з мірними трубками (8) ціною поділок 1мм. За перепадом рівня води на вході та виході

теплообмінника визначають втрати тиску. Далі результати замірів витрат води і відповідних втрат її тиску записувались у таблицю, та оброблялись у вигляді графічної залежності $\Delta p = f(G)$.

Методика експериментальних досліджень теплотехнічних характеристик макетних зразків високоефективних багатоканальних щілинних теплообмінників дозволяє визначити потужність відведеного теплового потоку Q Вт, теплообмінником в залежності від різниці температур Δt між тепловіддаючою поверхнею і середньою температурою $\Delta t_{\text{сер}}$ охолоджуючої води у теплообміннику, матеріалу теплообмінника, ширини δ і висоти h мікроканалів, а далі, знаючи величину поверхні теплообміну F в каналах, знаходити значення коефіцієнта тепловіддачі α в каналах.

Дослідження теплотехнічних характеристик експериментальних зразків багатоканальних теплообмінників на базі щілинних мікроканалів проводяться з використанням *електричного імітатора* теплових потоків (11).

Нагрівання *імітатора теплових* потоків здійснювалось за допомогою змінного електричного струму, який подавався на ніхромову проволочку намотану на мідний ізольований стрижень висотою 110 мм та діаметром 90 мм та вкритого ізоляцією.

За допомогою автотрансформатора напруги РНО – 2,5 (12) за показами вольтметра V і амперметра A визначається напруга і сила електричного струму, що подається на ніхромову проволочку імітатора теплових потоків.

За допомогою ХА-термопар, підключених через перемикач до мілівольтметра В-01-14, вимірюються температури поверхонь теплообмінника та імітатора теплових потоків.

Потужність відведення теплоти теплообмінником знаходять двома способами:

1) за показами амперметра і вольтметра, тоді $N = U \cdot I$.

2) За різницею температур води на вході в теплообмінник і виході з нього та витратою води m , та $N = m \cdot c_v \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})$, де c_v – теплоємність води, Дж/(кг·К).

Точність проведення експериментів:

- похибка електричних вимірювань – $\pm 0,5$ %;
- похибка вимірювання витрат води ємкісним методом – $\pm 2,0$ %;
- похибка вимірювання температур – ± 8 %;
- похибка вимірів тиску – ± 2 %;
- загальна максимальна похибка одного вимірювання потужності теплового імітатора – $\pm 0,5$ %;
- загальна максимальна похибка одного вимірювання теплової потужності теплообмінника – $\pm 17,2$ %;

- максимальна похибка втрат тиску в теплообміннику – ± 4 %;
- з використанням методики статистичної обробки експерименту похибка: вимірів потужності імітатора теплових потоків становить – $\pm 0,5$ %; вимірів теплової потужності теплообмінника – ± 4 %; вимірів втрат тиску – $\pm 1,5$ %

Наведена методика дослідження гідравлічних та теплотехнічних характеристик високоефективних теплообмінників на базі щілинних мікроканалів дає можливість одержання достовірних результатів.

Список літератури:

1. Тимощенко А.В., Гідродинаміка та теплообмін потоку рідини в щілинних мікроканалах ., автореферат дисертації на здобуття вченого ступеня к.т.н. 2007р., 20с.
2. Фуртат І.Е., Ніколаєнко Ю.С., Ніколаєнко Т.Ю., Методика розрахунку нових високоефективних двоканальних теплообмінників на базі щілинних мікроканалів для відводу теплоти за допомогою води., //Нова тема №4, 2007.
3. Малкін Е.С., Фуртат І.Е., Дьячков М.І., Теплотехнічні характеристики високоефективних теплообмінників з гребінчастими мікроканалами., Нова тема №1, 2010 з 23 по 25 .

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТРИКОНТУРНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ДЛЯ НЕЗАЛЕЖНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ.

Використання компактних підігрівально-акумуляторних установок (ПАУ) із триконтурними [1,2,3] теплообмінниками, які споруджуються на індивідуальних теплових пунктах, (ІТП), для підключення систем опалення та гарячого водопостачання, дозволяє вирішити комплекс задач, пов'язаних з економією капітальних вкладень та експлуатаційних витрат, а саме:

- зниження металоемності, за рахунок переходу на двотрубну внутріквартирну теплову мережу;
- наближення вузла приготування теплоносія для місцевих абонентських систем опалення й гарячого водопостачання, яке дозволяє зменшити тепловтрати на 5 – 15%;
- застосування закритої системи гарячого водопостачання дозволяє вирівняти графік добової нерівномірності водоспоживання, за рахунок акумулювання гарячої води в ємності ПАУ;
- використання ефекту перерозподілу теплових навантажень між системами опалення та гарячого водопостачання в години максимального та мінімального водоспоживання протягом доби;
- спорудження ІТП замість ЦТП, що підвищить надійність теплопостачання.

Кожний із трьох теплоносіїв циркулює по своєму незалежному контурі, утвореному своєю теплообмінною поверхнею $F_{от}$ та $F_{гв}$.

Первинний теплоносій з температурою T_1 надходить у щільний простір, утворений теплообмінними трубками діаметрами $D_{от}$, віддавши своє тепло вторинному теплоносію системи опалення через $D_{от}$ з температурою T_2 повертається джерелу.

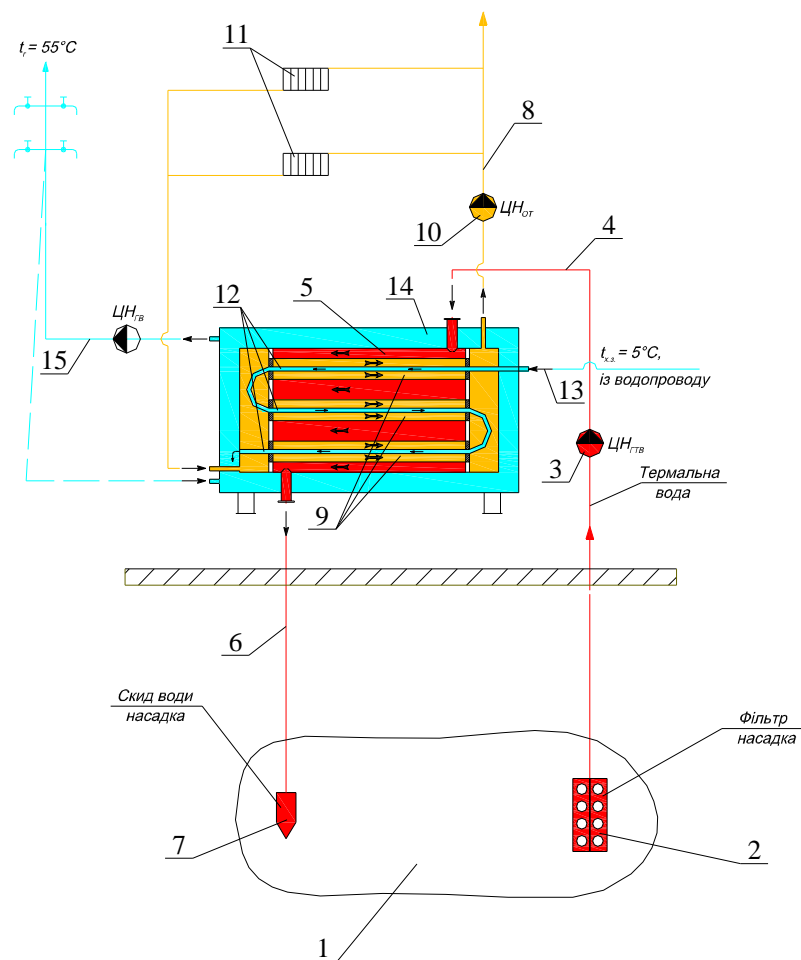
Вторинний теплоносій опалювального контуру з температурою t_1 надходить у нагрівальні прилади, віддаючи своє тепло внутрішньому повітрю приміщень, і за допомогою циркуляційного насоса повертається в ПАУ з температурою t_2 .

Холодна водопровідна вода з температурою t_x надходить у трубки меншого діаметру $D_{гв}$, де нагрівається вторинним теплоносієм до температури t_f і зливається в ємність акумулятора, за рахунок тиску в міському водопроводі, після чого з бака-акумулятора витрачається в системі гарячого водопостачання.

При зниженні або відсутності водорозбору гарячої води в нічні часи, її циркуляція відбувається через ємність акумулятора, в якому підтримується необхідна температура за рахунок підігріву через корпус теплообмінника D_k , який розміщений усередині ємності акумулятора, D_6 . З метою інтенсифікації теплообміну рух первинного і вторинного теплоносіїв опалювального контуру та системи гарячого водопостачання здійснюється на протivotоці.

Для теплового й конструктивного розрахунку ПАУ незалежних систем опалення і гарячого водопостачання повинні бути відомі кліматологічні умови в районі забудови; плани будинку і їх поверховість; параметри теплоносія; число жителів або споживачів гарячої води, для громадських будинків; розрахунковий тиск у тепловій мережі на абонентському уведенні.

На мал. 1 приведена незалежна схема з'єднання системи опалення і гарячого водопостачання з акумулятором тепла.



Мал. 1 – Схема з'єднання системи опалення і гарячого водопостачання з акумулятором тепла

Схема працює таким чином. Первинний теплоносієй (температури $150 - 200^\circ\text{C}$) геотермального джерела 1 через фільтр 2 за допомогою циркуляційного насосу 3 по лінії

підведення 4 надходить в теплообмінну поверхню 5, в якій охолоджується до 70 – 75 °С і по відповідній лінії 6 через насадку 7 скидається в геотермальне джерело 1. Геотермальна вода віддає тепло через внутрішню теплообмінну поверхню теплоносію, циркулюючому по замкнутому опалювальному контуру, який нагрівається до 100 °С у теплообмінній ємкості 9, звідки перекачується насосом 10 до споживача 11, де охолоджується до температури 70 °С, потім повертається в теплообмінну ємність 9 за новим зарядом теплоти. Через внутрішню поверхню теплообмінної ємкості 9 передається тепло третьому теплоносію, циркулюючому по розімкненому контуру, що поступає в теплообмінну ємність 12, через лінію 13. Цей теплоносій температурою 5 – 15 °С підігрівається в теплообмінній ємності 12 до температури 55 °С, звідки надходить в акумулюючу ємність 14, з якої по мірі водорозбору подається по лінії 15 в систему гарячого водопостачання.

Складний теплообмін, що протікає в ПАУ із триконтурним теплообмінником, можна записати через рівняння теплового балансу, Вт:

$$Q_{ПАУ} = Q_O + (Q_{ГВ} + Q_{П}), \quad (1)$$

де Q_O – витрата теплоти на опалення;

$Q_{ГВ}$ – витрата теплоти на гаряче водопостачання;

$Q_{П}$ – втрати тепла в трубопроводах системи гарячого водопостачання.

$$Q_O = q_0 \cdot V_3 \cdot (t_B + t_{3O}) \cdot \eta, \quad (2)$$

$$Q_{ГВ} = \frac{m \cdot a \cdot (t_{Г} - t_{Х}) \cdot 1,163 \cdot k_C}{24}, \quad (3)$$

q_0 – питома витрата тепла на одиницю об'єму будинку, Вт/(м³·°С); V_3 – об'єм будинку по зовнішньому обмірюванню, м³; t_B – температура внутрішнього повітря в приміщенні, °С; t_{3O} – температура зовнішнього повітря для проектування систем опалення, °С; m – число жителів або споживачів у будинку, чоловік; a – добова норма витрати гарячої води на людину за добу, л/чол. за добу; $t_{Г}$ – температура гарячої води, °С; $t_{Х}$ – температура холодної водопровідної води, °С; η – поправочний коефіцієнт; k_C – коефіцієнт добової нерівномірності, $k_C = 1,2$ приймається;

Площу теплообмінної поверхні м² для нагрівання води опалювального контуру F_O і системи гарячого водопостачання F_{26} можна визначити, за формулами:

$$F_{Om} = \pi \cdot d_o \cdot L_o \cdot n, \quad (4)$$

$$F_{26} = \pi \cdot d_{26} \cdot L_{26}, \quad (5)$$

де n – число трубок, діаметрами d_o , шт;

L_o, L_{26} – довжини трубок, м.

Площі поперечного перерізу для проходу теплоносія f_{mmp}^{geom} , води системи опалення f_{mmp}^o і гарячого водопостачання f_{mp}^{zg} , м²

$$f_{mmp}^{geom} = \frac{\pi d_{вн.геом}^2}{4} - n \frac{\pi d_{н.о.}^2}{4}, \quad (6)$$

$$f_{mmp}^o = \frac{\pi d_{вн.о.}^2}{4} - \frac{\pi d_{н.зв.}^2}{4}, \quad (7)$$

$$f_{mp}^{zg} = \frac{\pi d_{вн.зв}^2}{4} \quad (8)$$

Середні температури: теплоносія T_{CP} , води опалювального контуру, τ_{CP} і гарячого водопостачання t_{CP} °С,

$$\begin{aligned} T_{CP} &= 0,5(T_1 + T_2), \\ \tau_{CP} &= 0,5(\tau_1 + \tau_2), \\ t_{CP} &= 0,5(t_{\Gamma} + t_X), \end{aligned} \quad (9)$$

Середньологарифмічні різниці температур для опалювального контуру Δt_{cp}^o , системи ГВ, Δt_{cp}^{zg} , також середня для ПАУ, $\Delta t_{CP}^{ПАУ}$, °С складуть:

$$\Delta t_{cp}^{om} = \frac{\Delta t_{\delta}^o - \Delta t_M^o}{2,31g \frac{\Delta t_{\delta}^o}{\Delta t_M^o}}, \quad (10)$$

де Δt_{δ}^o , Δt_M^o – більша та менша різниця температур геотермальної води та води системи опалення °С.

Прямотоком:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\delta}^o &= T_2 - \tau_2, \\ \Delta t_M^o &= T_1 - \tau_1 \end{aligned}$$

Протитоком:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\delta}^o &= T_1 - \tau_2, \\ \Delta t_M^o &= T_2 - \tau_1. \end{aligned} \quad (11)$$

$$\Delta t_{cp}^{zg} = \frac{\Delta t_{\delta}^{zg} - \Delta t_M^{zg}}{2,31g \frac{\Delta t_{\delta}^{zg}}{\Delta t_M^{zg}}},$$

де Δt_{δ}^{zg} , Δt_M^{zg} – більша та менша різниця температур води системи опалення та води ГВ °С.

Прямотоком:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\delta}^{zg} &= \tau_2 - t_X, \\ \Delta t_M^{zg} &= \tau_1 - t_{zg} \end{aligned}$$

Протитоком:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\delta}^{zg} &= \tau_1 - t_X, \\ \Delta t_M^{zg} &= \tau_2 - t_{zg}. \end{aligned} \quad (12)$$

$$\Delta t_{CP}^{ПАУ} = 0,5(\Delta t_{cp}^{om} + \Delta t_{cp}^{zg}),$$

Витрата теплоносія, що циркулює в системі опалення, G_o і нагріває його на потреби гарячого водопостачання $W_{ГВ}$, кг/с,

$$G_o = \frac{Q_o}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (13)$$

$$W_{zg} = \frac{Q_{zg}}{c \cdot (t_{\Gamma} - t_X)}, \quad (14)$$

Температури води у всіх трьох контурах задаються і відповідно: $\tau_1 = 150$ °С; $\tau_2 = 70$ °С; $T_{10} = 95$ °С; $T_{20} = 70$ °С; $t_{\Gamma} = 60$ °С; $t_X = 5$ °С.

Коефіцієнт теплопередачі через теплообмінну поверхню системи опалення F_o і системи ГВ, $F_{зв}$, відповідно, $k_o, k_2, k_{ОБЩ}^{ПАН}$, Вт/(м²·°С),

$$k_{om} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} + \frac{\delta_{нак}}{\lambda_{нак}}}, \quad (15)$$

де $\delta_{нак}$ – товщина накипу, м, приймається 0,5 мм;

α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від геотермальної води до зовнішньої поверхні трубок визначається за формулою

$$\alpha_3 = (1630 + 21 \cdot T_{cp} - 0,041 T_{cp}^2) \frac{\omega_{мтр.геот}^{0,8}}{d_{екв}^{0,2}}, \quad (16)$$

де T_{cp} - середня температура геотермальної води, °С,

$d_{екв}$ – еквівалентний діаметр міжтрубного простору геотермального контура, м,

α_6 – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води системи опалення визначається за формулою

$$\alpha_6 = (1630 + 21 \cdot \tau_{cp} - 0,041 \tau_{cp}^2) \frac{\omega_{мтр.о}^{0,8}}{d_{екв.о}^{0,2}}, \quad (17)$$

де τ_{cp} - середня температура теплоносія системи опалення °С,

$d_{екв.о}$ – еквівалентний діаметр міжтрубного простору системи опалення, м,

$$k_{зв} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3^o} + \frac{1}{\alpha_6^{зв}} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} + \frac{\delta_{нак}}{\lambda_{нак}}}, \quad (18)$$

де α_3^o – коефіцієнт тепловіддачі від води системи опалення до зовнішньої поверхні трубок гарячого водопостачання, визначається за формулою

$$\alpha_3^o = (1630 + 21 \cdot \tau_{cp} - 0,041 \tau_{cp}^2) \frac{\omega_{мтр.ом}^{0,8}}{d_{эк.ом}^{0,2}}, \quad (19)$$

де $\alpha_6^{зв}$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні трубок до води гарячого водопостачання, визначається за формулою

$$\alpha_6^{зв} = (1630 + 21 \cdot t_{cp} - 0,041 t_{cp}^2) \frac{\omega_{мтр.зв}^{0,8}}{d_{вн.зв}^{0,2}}, \quad (20)$$

де t_{cp} - середня температура теплоносія системи гарячого водопостачання °С;

$$k_{ЗАГ}^{ПАН} = \frac{k_{om} \cdot F_{om} + k_{зв} \cdot F_{зв}}{F_1 + F_2}, \quad (21)$$

Конструктивний розрахунок триконтурного теплообмінника полягає в тому, що необхідно підібрати теплообмінні поверхні F_o та $F_{зв}$, таким чином, щоб коефіцієнти теплопередачі k_o і $k_{зв}$ знаходились в діапазоні 1500-2000 Вт/(м²·°С).

Загальну теплопродуктивність W_t , ПАУ із триконтурним теплообмінником можна записати у вигляді,

$$Q_{ПАУ} = k_{ЗАГ}^{ПАУ} (F_1 + F_2) \cdot \Delta t_{CP}^{ПАУ}, \quad (22)$$

Об'єм акумулюючої ємності, m^3 , можна визначити за формулою:

$$V_A = \frac{m \cdot a}{12} \cdot 10^{-3}, \quad (23)$$

$a = 100 \div 200$ л/чол, норма споживання гарячої води.

Наявність акумулюючої ємності в ПАУ із триконтурним теплообмінником дозволить згладити піки на графіку добового теплоспоживання в системі гарячого водопостачання, а розміщення теплообмінника усередині бака-акумулятора, сприяє підтримці розрахункової температури гарячої води ($t_r = 55 \dots 60^\circ\text{C}$) при зниженні водорозбору на гаряче водопостачання.

Список літератури:

1. Олексюк А.А. – Теплообменные процессы, протекающие между теплоносителем и нагреваемой водой в ПАУ с трехконтурным теплообменником на ИТП. Сб. Современные проблемы строительства. – Донецк: Донецкий Промстрой НИИпроект. ООО “ Лебедь ”, 2000.- с. 110-115.

2. Олексюк А.А. – Оценка эффективности работы систем теплоснабжения от ИТП с ПАУ при помощи термодинамического и эксергетического анализа. – Современные проблемы строительства. – Донецк: Донецкий Промстрой НИИпроект. ООО “ Лебедь ”, 2002.- с. 158-163.

3. Олексюк А.О., Челапко С.О. Патент України № 46558 Триконтурний теплообмінник для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання Опубл. Бюл. №24, 2009.

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ПРОЦЕСІВ ПРИ АВТОМАТИЧНОМУ РЕГУЛЮВАННІ ОПАЛЮВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ

При застосуванні автоматичного регулювання теплового потоку від опалювальних приладів в системах водяного опалення приміщень за допомогою системи запропонованої авторами [1] або при використанні інших систем регулювання, виникає необхідність аналізу динаміки опалювальних приладів щодо ефективності використання їх в системах регулювання. Аналіз конструкцій опалювальних приладів різних фірм, які є на ринку України, показує, що з точки зору механізму теплообміну всі вони поділяються на три основні класи [2]:

- радіатори;
- конвектори;
- прилади зі змішаним типом теплообміну (комбіновані конвектори, біметалеві радіатори, алюмінієві секційні радіатори з різною конфігурацією і розвинутою поверхнею оброблення та т.п.).

Для збереження постійної (комфортної) температури повітря в приміщенні необхідно безперервно, відповідно до зміни зовнішніх умов (температури зовнішнього повітря, сонячної радіації, вітру і ін.) змінювати тепловіддачу опалювального приладу, тобто його потужність. Проте миттєвій зміні потужності опалювального приладу перешкоджає його теплова інерція.

Якщо миттєво змінити кількість теплової енергії, що подається в опалювальний прилад, наприклад витрату гарячої води, то для відповідної зміни його потужності потрібен деякий час.

У свою чергу, для зміни температури повітря в приміщенні, шляхом збільшення або зменшення кількості теплової енергії, відданої приміщенням в оточуюче середовище, також потрібен певний час. Обидва процеси «запізнювання» зміни потужності опалювального приладу та витрати теплової енергії приміщенням, тобто перехідні процеси від одного сталого значення до іншого, відбуваються одночасно, але мають різну тривалість. При зміні кількості теплової енергії, що підводиться до приладу, температура його поверхні та його потужність змінюються за певний час τ_1 від сталої величини t'_{np} , Q'_{np} до іншої сталої величини t''_{np} , Q''_{np} , при зміні температури зовнішнього повітря з t'_{zn} до t''_{zn} , температура повітря в приміщенні t'_n змінюється за відрізок часу τ_2 до нової сталої величини t''_n , тобто $\tau_1 \neq \tau_2$.

Перехідні процеси нагрівання та охолодження опалювального приладу і приміщення, що обігривається, проходять в залежності від їх об'єму і маси та фізичних властивостей огороджуваних конструкцій. Теплова енергія ΣQ_{np} , що споживається опалювальним приладом, витрачається на нагрівання самого приладу Q_{np} і приміщення Q_{nm} , тобто:

$$\Sigma Q_{np} = Q_{np} + Q_{nm} \quad (1)$$

Для аналізу динаміки процесу регулювання потужності опалювального приладу, вважатимемо його ідеальним, тобто однорідним тілом з однаковою температурою у всіх його точках, а приміщення - нескінченно великим. Згідно [3], кількість енергії, що споживається опалювальним приладом за нескінченно малий відрізок часу $\Delta\tau$, можна записати рівнянням:

$$Q_{np} = G_{np} \Delta t, \quad (2)$$

де Q_{np} - кількість теплової енергії, що споживається приладом;

За цей відрізок часу прилад нагріється на Δt градусів, а енергія, витрачається на нагрівання його маси, Q_{np} буде рівна:

$$Q_{np} = G_{np} c_{np} \Delta t, \quad (3)$$

де G_{np} - маса приладу;

c_{np} - питома теплоємність матеріалу приладу;

Енергія, яка витрачається на нагрівання приміщення:

$$Q_{nm} = k_{np} F_{np} \Delta t_{np} \Delta\tau, \quad (4)$$

де k_{np} - коефіцієнт теплопередачі стінки приладу;

F_{np} - площа поверхні приладу, через яку тепла енергія передається приміщенню;

$\Delta t_{np} = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_g$ - величина температурного напору;

де t_1 - температура теплоносія на вході в опалювальний прилад;

t_2 - температура теплоносія на виході з опалювального приладу;

t_g - температура повітря в приміщенні.

Підставивши рівняння (2), (3) і (4) в рівняння (1), отримаємо диференціальне рівняння теплового балансу опалювального приладу:

$$\Sigma Q_{np} \Delta\tau = G_{np} c_{np} \Delta t + k_{np} F_{np} \Delta t_{np} \Delta\tau \quad (5)$$

В кінці перехідного процесу, коли температура приладу, а отже, і величина температурного напору Δt_{np} стабілізуються, витрата теплової енергії на нагрівання маси приладу припиниться, тобто:

$$Q_{np} = G_{np} c_{np} \Delta t = 0. \quad (6)$$

Таким чином, вся тепла енергія, що споживається приладом, буде передаватися приміщенню:

$$\Sigma Q_{np} \Delta\tau = k_{np} F_{np} \Delta t_{np} \Delta\tau, \quad (7)$$

звідки:

$$\Delta t_{np} = \frac{\Sigma Q_{np}}{k_{np} F_{np}}, \quad (8)$$

З рівняння (8) видно, що в сталому режимі величина температурного напору залежить тільки від кількості спожитої енергії ΣQ_{np} , коефіцієнта теплопередачі k_{np} і площі поверхні F_{np} , через яку прилад передає приміщенню теплову енергію.

Підставивши значення ΣQ_{np} з рівняння (8) в рівняння (5), отримаємо диференціальне рівняння нагрівання приладу в загальному вигляді:

$$k_{np} F_{np} (\Delta t_{np.cm} - \Delta t_{np}) \Delta \tau = G_{np} c_{np} \Delta t \quad (9)$$

або:

$$(\Delta t_{np.cm} - \Delta t_{np}) \Delta \tau = \frac{G_{np} c_{np}}{k_{np} F_{np}} \Delta t, \quad (10)$$

де $\frac{G_{np} c_{np}}{k_{np} F_{np}} = T_{np}$ – постійна часу нагрівання приладу, яка залежить

від його фізичних властивостей: маси, питомої теплоємності матеріалу, з якого він виготовлений, коефіцієнта теплопередачі і площі поверхні приладу.

Після введення T_{np} рівняння (10) прийме вигляд:

$$(\Delta t_{np.cm} - \Delta t_{np}) \Delta \tau = T_{np} \Delta t \quad (11)$$

або:

$$\frac{\Delta \tau}{T_{np}} = \frac{\Delta t}{\Delta t_{np.cm} - \Delta t_{np}} \quad (12)$$

Вирішуючи це рівняння, отримаємо:

$$\Delta t_{np} = \Delta t_{np.cm} \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T_{np}}} \right) \quad (13)$$

З рівняння (13) виходить, що процес нагрівання приладу, описується рівнянням експоненти з постійною часу T_{np} . Практично, умова $\Delta t_{np} = \Delta t_{np.cm}$ буде досягнута приблизно через $\tau = 3 T_{np}$, а при $\tau = T_{np}$ величина температурного напору $\Delta t_{np} = 0,632 \Delta t_{np.cm}$.

Графік процесу нагрівання приладу зображений на рис 1.

Аналогічним шляхом проаналізуємо рівняння охолодження приладу. Після припинення подачі до нього теплоносія, тобто коли $\Sigma Q = 0$, енергія, накопичена приладом, повністю віддаватиметься приміщенню:

$$Q_{np} + Q_{nm} = 0 \quad (14)$$

Кількість теплової енергії, що віддається приладом за нескінченно малий відрізок часу $\Delta \tau$, буде $G_{np} c_{np} \Delta t$, і рівняння (14) прийме вигляд:

$$G_{np} c_{np} \Delta t + k_{np} F_{np} \Delta t_{np.cm} \Delta \tau \quad (15)$$

або:

$$- \frac{G_{np} c_{np}}{k_{np} F_{np}} \frac{\Delta \tau}{T_{np}} = \Delta t \quad (16)$$

де $\frac{G_{np} c_{np}}{k_{np} F_{np}} = T_{np}$ - постійна часу охолодження приладу.

Підставивши значення T_{np} в рівняння (16), отримаємо

$$-\frac{\Delta t}{\Delta t_{np}} = \frac{\Delta \tau}{T_{np}} \quad (17)$$

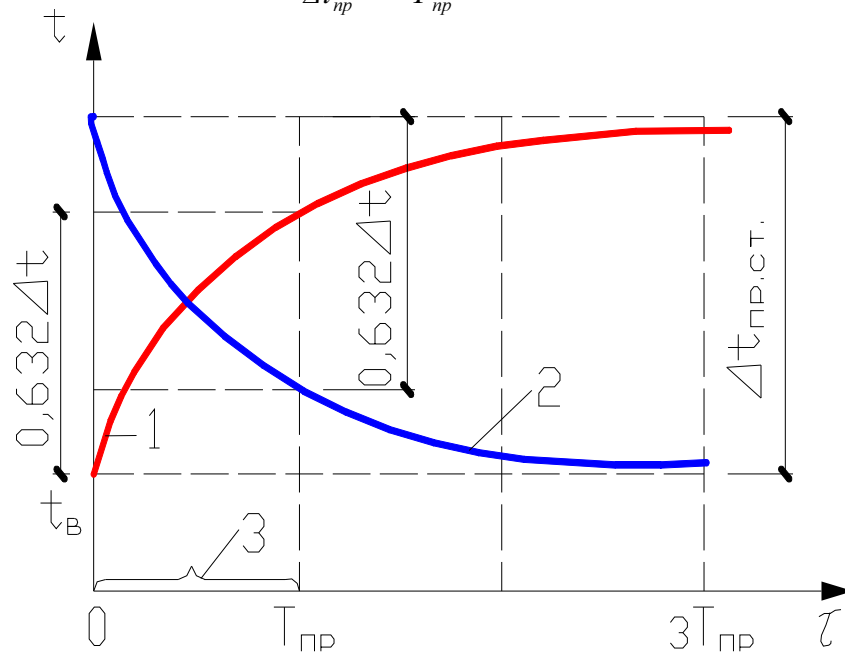


Рис. 1. Графік ідеальних процесів нагрівання і охолодження опалювального приладу при постійній часу.

1 - нагрівання; 2 - охолодження; 3 - постійна часу нагрівання або охолодження T_{np} .

Враховуючи, що при $\tau=0$ температурний напір $\Delta t_{np} = \Delta t_{np\text{ см}}$, і вирішуючи це рівняння, отримаємо:

$$\Delta t_{np} = \Delta t_{np\text{ см}} \cdot e^{-\frac{\tau}{T_{np}}} \quad (18)$$

З рівняння (18) виходить, що охолодження опалювального приладу описується рівнянням експоненти з тією ж постійною часу T_{np} . Графік процесу охолодження показаний на рис. 1.

При висновку рівнянь (13) і (18) коефіцієнт теплопередачі опалювального приладу приймався постійним. В тих випадках коли необхідно враховувати непостійність коефіцієнта теплопередачі реальних опалювальних приладів, він може бути представлений вигляді, рекомендованому НДІ санітарної техніки [4]:

$$k_{np} = n (t_{np} - t_6)^a \left(\frac{G'}{G} \right)^p \quad (19)$$

де G' – фактична витрата води через прилад;

G – розрахункова витрата води через прилад при $t_1 - t_2 = 25^\circ\text{C}$;

t_{np} – середня температура опалювального приладу;
 p – показник степеня, який визначається експериментальним шляхом;

a – показник степеня, який залежить від конструкції опалювального приладу і визначається при стендових випробуваннях;

n – коефіцієнт, який визначається експериментальним шляхом.

В відповідності до [5] маса приладів G_{np} для водяної системи опалення складається з декількох складових:

для конвектора або сталюого радіатора:

$$G_{np} = G_{стали} + G_{води} \quad (20)$$

для чавунного радіатора:

$$G_{np} = G_{чавуну} + G_{води} \quad (21)$$

для біметалевого радіатора:

$$G_{np} = G_{сталь} + G_{алюміній} + G_{води} \quad (22)$$

Коли прилад нагрітий до $\Delta t_{np\ ст}$, всі його складові мають свою сталу температуру, від якої починається охолодження приладу.

В цьому випадку:

$$T_{np} = \frac{G_{сталь} c_{сталь} + G_{алюміній} c_{алюміній} + G_{вод} c_{вод}}{k_{np} F_{np}} \quad (23)$$

При нагріванні приладу гаряча вода в цьому процесі не бере участь, оскільки подається вона в прилад практично миттєво з температурою $t_{см}$. Отже, в реальному процесі нагрівання:

$$T_{np} = \frac{G_{сталь} c_{сталь} + G_{алюміній} c_{алюміній}}{k_{np} F_{np}} \quad (24)$$

Графік реальних процесів нагрівання і охолодження чавунного радіатора представлений на рис. 2 [5].

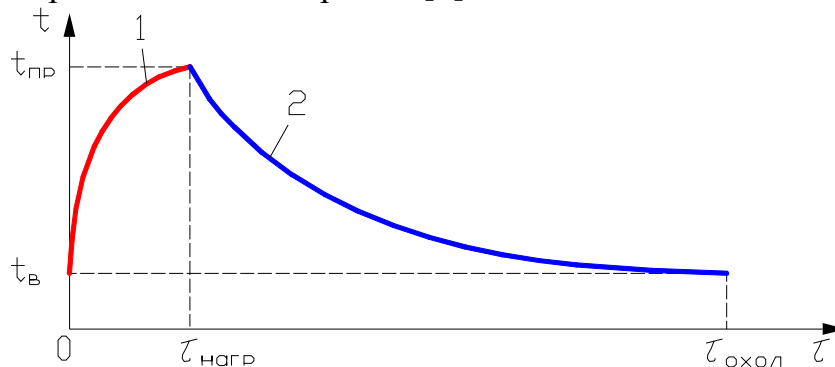


Рис. 2. Графік реальних процесів нагрівання 1 і охолодження 2 чавунного радіатора водяної системи опалення.

ВИСНОВКИ. 1. Як видно з рівнянь (7), (12) і (18), регулювання потужності опалювального приладу здійснюється шляхом зміни кількості теплової енергії Q_{np} , що споживається приладом. Кількість теплової енергії, що споживається приладом, визначається температурою на вході в опалювальний прилад t_1 та виході з нього t_2 . При роботі опалювального приладу, різниця між температурами t_1 та t_2

з'являється внаслідок охолодження води, при її русі в приладі. Оскільки при цьому середня температура поверхні приладу змінюється, то її регулювання можливо трьома шляхами:

- зміною температури вхідної води в прилад, при постійній витраті – якісне регулювання;

- зміною витрати води, при постійній температурі вхідної води – кількісне регулювання;

- сумісною зміною температури води вхідної води і її витрати – кількісно-якісне регулювання. У водяних системах опалення безпосередньо перед приладом можна змінити тільки кількість води, що поступає в прилад. Температуру води перед приладами змінити неможливо. Тому, індивідуальне регулювання потужності приладу може бути тільки кількісним.

2. З рівнянь (13) і (18) видно, що процес регулювання потужності опалювального приладу залежить від постійної його часу T_{np} (теплової інерції), яка для кожної конструкції приладу буде різною.

Для сталевих радіаторів типу РСВ, залишкова тепловіддача через одну годину після їх відключення складає приблизно 15 % початкової – удвічі менше, ніж для чавунних радіаторів (30 %), а повний тепловий потік протягом першої години після відключення – відповідно 45 і 60 % [5]. Чим більша маса і теплоємність приладу, тим більша його постійна часу (теплова інерція). Наприклад, у сталюого штампованого радіатора постійна часу більша, ніж у конвектора, а у чавунного радіатора більша, ніж у сталюого штампованого радіатора.

3. Перехідний процес при кількісному регулюванні потужності приладу є функцією його постійної часу T_{np} : чим більше постійна часу T_{np} , тим повільніше змінюється температура приладу, після зміни кількості гарячої води, що поступає в нього. Отже, регулювання тепловіддачі опалювальних приладів тим ефективніше і швидше впливає на температуру приміщень, чим менша маса теплоносія в приладах і самих приладів.

Список літератури:

1. Росковшенко Ю.К., Степанов М.В., Дудніков А.П., Штиленко В.П. Автоматичне регулювання та облік теплової енергії в системах водяного опалення, // Нова Тема, Науково-технічний журнал – 2008, № 3, 23-25 с.

2. Малкін Е.С., Гламаздин П.М. Нові тенденції підвищення ефективності опалювальних приладів // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Науково-технічний збірник. Випуск 1.– К.: КНУБА, 2001.–74-80 с.

3. Туркин В.П. Водяные системы отопления с автоматическим управлением для жилых и общественных зданий.–М.:Стройиздат, 1976.– 136 с.

4. Ливчак И.Ф. и др. Применение систем отопления с естественной циркуляцией, независимо присоединенных к централизованному теплоснабжению.– «Водоснабжение и санитарная техника», 1972, № 9.

5. Богословский В.Н., Сканава А.Н. Отопление. – М.: Стройиздат, 1991, 736 с.

ШЛЯХИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НЕОБХІДНОГО ТЕПЛООВОГО РЕЖИМУ В ПРИМІЩЕННЯХ ПТАШНИКІВ

Дуже важливо підтримувати необхідний мікроклімат в приміщенні пташнику, оскільки фізіологічні процеси терморегуляції птахів суттєво відрізняються від процесів інших тварин. Одним з основних параметрів мікроклімату в пташниках є температура внутрішнього повітря. Температуру повітря приймають згідно норм, в залежності від способу розміщення птахів (в клітках, брудерах чи при підлоговому утримуванні). Крім того, температура внутрішнього повітря залежить від віку птиці, виду і її конкретного призначення (бройлери чи кури-несучки).

Температура повітря у пташниках-бройлерниках при віці курей від 31 до 60 днів становить 18 °С при підлоговому їх утриманні та температурі зовнішнього повітря нижче 10 °С. З ростом птиці до 150 днів зменшується нормована температура внутрішнього повітря в пташнику – 14–16 °С [1].

Немаловажним параметром мікроклімату приміщень пташників є відносна вологість повітря. Температура повітря разом з вологістю в комплексі впливають на фізіологічний стан птиці в приміщенні. Певним допустимим показникам температури завжди повинні відповідати певні показники вологості. Так створюється єдиний температурно-вологісний режим.

Не останню роль в створенні оптимального мікроклімату в пташнику відіграє також рухомість повітря. Відомо, що птахи у будь-якому віці дуже чутливі до високої швидкості повітря. При відносно малих значеннях температури і підвищеній вологості повітря це може призвести до переохолодження тіла тварини, і як результат, викликати застудні захворювання. Тому дуже важливо при проектуванні системи вентиляції дотримуватись допустимих меж значення рухомості повітря. Для холодного періоду року рухомість повітря в зоні перебування птиці становить 0,2...0,3 м/с, для теплого періоду року 1,0...1,5 м/с. При цьому нормована рухомість повітря для дорослих курей становить 0,3 м/с [2].

Підтримання необхідних параметрів мікроклімату можливе за рахунок систем опалення і вентиляції. Важливим фактором при застосуванні опалювально-вентиляційних систем в приміщеннях пташників є використання високоефективних та енергозберігаючих технічних засобів для підтримання умов комфортності. Ефективними системами забезпечення мікроклімату є системи інфрачервоного

опалення, що здійснюють локальний нагрів зони безпосереднього зосередження птиці за рахунок випромінювання. При цьому зникає необхідність нагрівати до високої температури повітря у всьому об'ємі приміщення.

Проводились експериментальні дослідження різних факторів впливу на параметри теплового режиму в пташнику. Зокрема визначалася зміна температури внутрішнього повітря в залежності від теплопродуктивності інфрачервоного нагрівача, висоти його встановлення, ступеня чорноти поверхні опромінення та рухомості повітря в зоні опромінення. На рис.1 наведено схему установки, на якій проводилися дослідження.

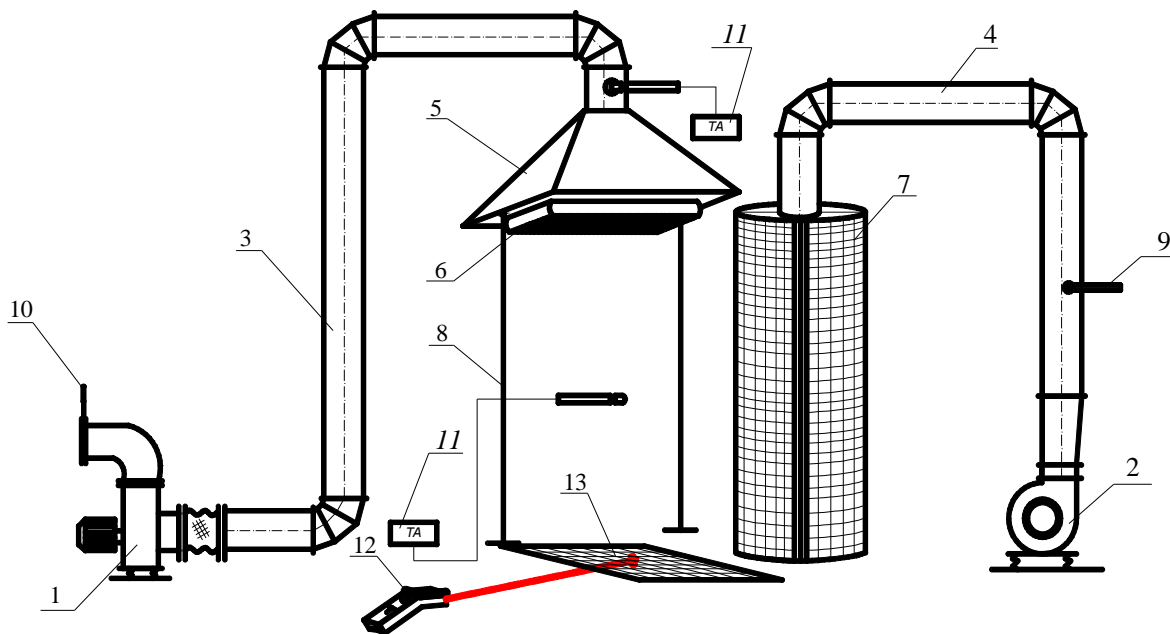


Рис.1. Схема експериментальної установки для дослідження параметрів теплового режиму зони перебування птиці

- 1 – вентилятор на всмоктування; 2 – вентилятор на нагнітання;
3, 4 – повітропроводи; 5 – витяжний зонт; 6 – інфрачервоний нагрівач;
7 – повітророзподільник; 8 – штатив; 9, 10 – шибер;
11 – термоанемометр типу АТТ – 1004; 12 – інфрачервоний пірометр
типу «Німбус-530»; 13 – координатна сітка.*

Вимірювалась температура внутрішнього повітря. За допомогою вентилятора 2 і повітророзподільника 7 створювалась рухомість повітря в зоні опромінення. Інфрачервоний нагрівач 6, розміщений на штативі 8 здійснював нагрів підстилаючої поверхні.

Термоанемометром 11 вимірювалась температура та рухомість повітря в певних точках зони опромінення при різних ступенях чорноти поверхні опромінення. Шибером 9 змінювалась витрата повітря в повітропроводі 4. Дослід повторювався при зміні висоти встановлення нагрівача та при різних теплових потужностях.

Для підвищення ефективності роботи системи інфрачервоного опалення над інфрачервоним нагрівачем 6 був розміщений витяжний зонт 5, призначений для видалення конвективної складової від інфрачервоного випромінювача. Нагріте повітря може бути локалізоване і в подальшому використовуватись для попереднього нагріву припливного повітря в теплообмінниках системи вентиляції, або на догрів теплоносія конвективної системи опалення [3].

Експериментальні дослідження зміни температури Δt , °С показали, що на значення цієї температури впливають теплова потужність інфрачервоного нагрівача Q Вт, висота його встановлення H м, ступінь чорноти поверхні опромінення ε та рухомість повітря в зоні опромінення v , м/с. Зміна температури визначається, як $\Delta t = t_o - t_B$, °С. В цій формулі t_o - температура внутрішнього повітря в зоні опромінення, °С; t_B - температура внутрішнього повітря в приміщенні, °С. Результати проведених досліджень наведені на номограмі (рис.2).

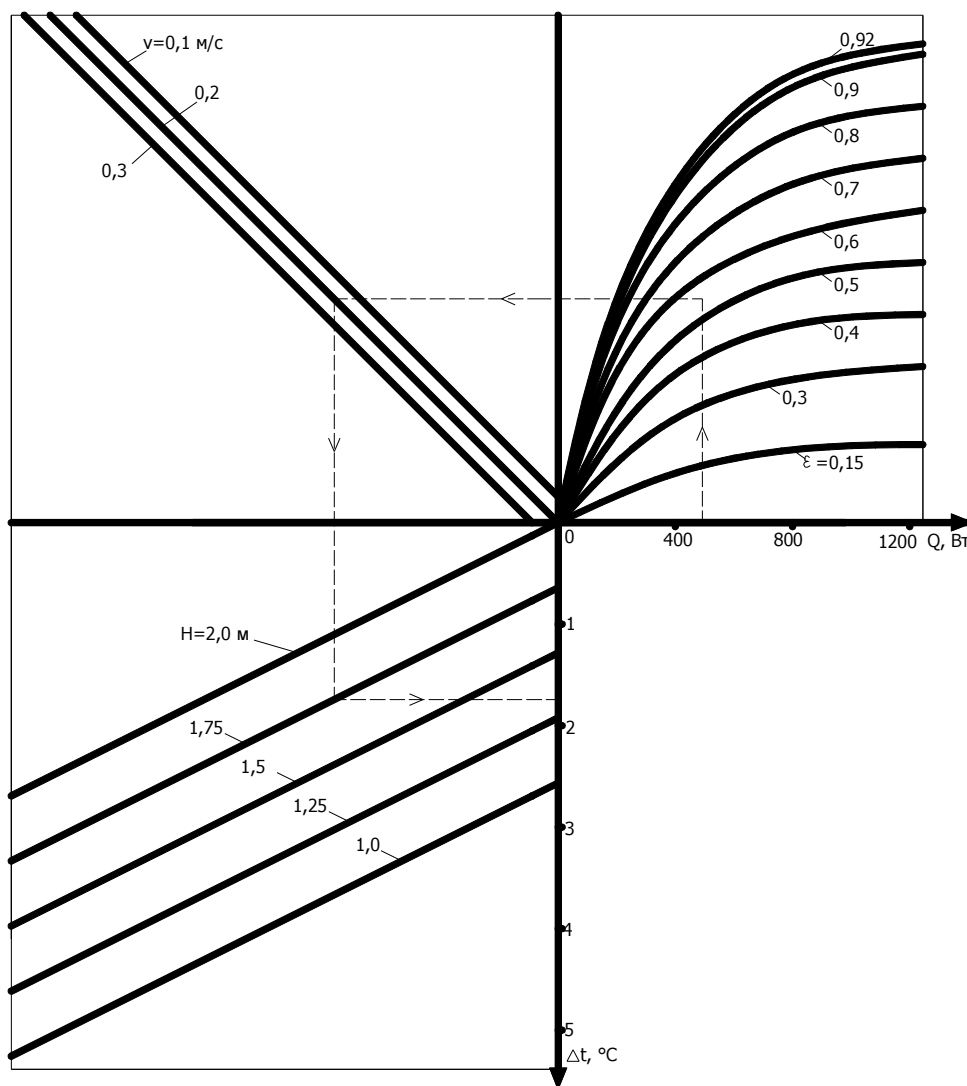


Рис. 2 Залежність зміни температури внутрішнього повітря від теплової потужності нагрівача, ступеня чорноти поверхні опромінення, рухомості повітря в зоні опромінення та висоти встановлення нагрівача.

Для математичного визначення зміни температури повітря була виведена аналітична залежність різниці температури внутрішнього повітря в зоні опромінення та в приміщенні при відомих значеннях теплової потужності нагрівача, висоти його встановлення, ступеня чорноти поверхні опромінення та рухомості повітря в зоні опромінення.

$$\Delta t = 2,09 + 0,22 \frac{Q - 800}{400} + 0,85 \frac{\varepsilon - 0,54}{0,39} + 0,13 \frac{\nu - 0,2}{0,1} - 0,93 \frac{H - 1,64}{0,36} + 0,14 \frac{Q - 800}{400} \cdot \frac{\varepsilon - 0,54}{0,39}$$

Висновки

Проаналізувавши отримані результати залежності зміни температури внутрішнього повітря, можна зробити висновки, що вони дають якісну оцінку роботи системи інфрачервоного опалення в приміщенні пташнику. При врахуванні усіх можливих факторів впливу на тепловий режим приміщення пташнику можливе забезпечення необхідних умов комфортності в зоні перебування птиці.

Результати експерименту дозволяють з допомогою отриманих графічної та аналітичної залежностей визначити зміну температури повітря в зоні перебування птиці. Вони можуть використовуватися при проектуванні системи інфрачервоного опалення в приміщеннях пташиних комплексів.

Список літератури:

1. Захаров А.А. Применение тепла в сельском хозяйстве. – М.: «Колос», 1980. – 310с.
2. Мурусидзе Д.Н., Зайцев А. М., Степанова Н.А. и др. Установки для создания микроклимата на животноводческих фермах. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: «Колос», 1979. – 327 с.
3. Сподинюк Н.А., Желих В.М. Забезпечення мікроклімату в приміщеннях пташників // Вісник НУ «Львівська політехніка» «Теорія і практика будівництва». – 2008. - №627. – С.197-200.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ТА ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ТЕПЛООБМІННИКА З ЕЛАСТИЧНОЮ СТІНКОЮ

В теплообміннику з еластичною поверхнею теплопередачі [1], теплопередаюча стінка виконана з тонкої синтетичної або іншої водостійкої тканини і натягнута на стрижні, утворюючи канали для руху витяжного та припливного повітря. При русі повітря вздовж такої поверхні товщина прилежого шару зменшується, а теплообмін між поверхнею і потоком повітря інтенсифікується. Інтенсифікації теплопередачі сприяє також зміна напрямку потоків повітря в колінах на вході в теплообмінник та на виході з нього (рис.1).

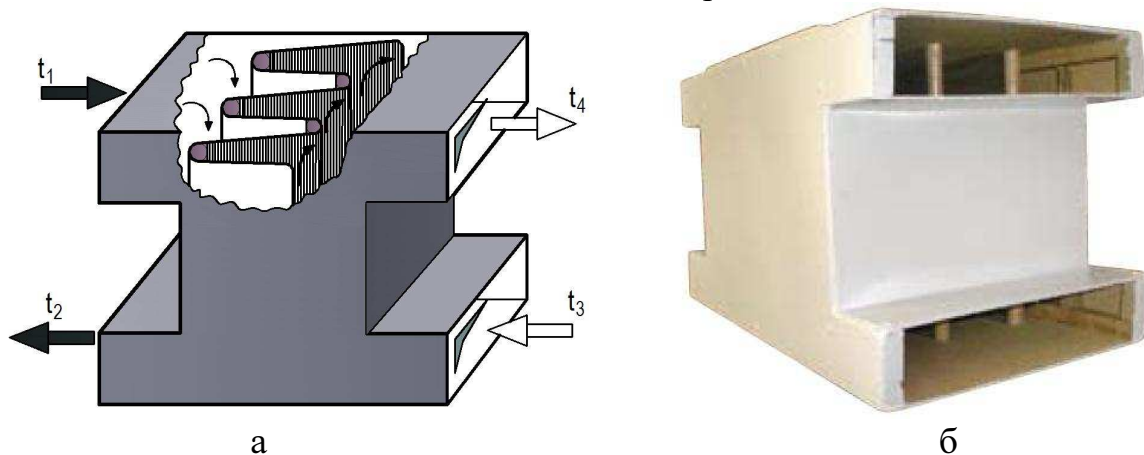


Рис.1. Теплообмінник з еластичною поверхнею теплопередачі:
 а - схема руху витяжного (1-2) та припливного (3-4) повітря вздовж
 поверхні теплопередачі; б - загальний вигляд.

Недостатня щільність теплопередаючої стінки може бути причиною перетікання витяжного повітря в припливне або втрати припливного повітря. Очевидно, що було б краще щоб доля повітря, яке перетікає через теплопередаючу стінку, була меншою, аніж більшою. Проте значення цієї величини в межах 3...5 % можна вважати прийнятним в випадках, коли в приміщеннях допускається подавати суміш припливного і рециркуляційного повітря.

Основними показниками, за якими можна порівнювати теплообмінники – утилізатори, є їх теплова ефективність та аеродинамічний опір. Теплову ефективність в багатьох випадках визначають як відношення витрати енергії на нагрівання припливного повітря до кількості енергії, одержаної від утилізації витяжного повітря, тобто

$$k_{ef} = \frac{(L\rho c_p \Delta t)_{np}}{(L\rho c_p)_{sum} \Delta t_{max}} = \frac{kF \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_3 + t_4}{2} \right)}{(c\rho v f_k)_{sum} (t_3 - t_1)}, \quad (1)$$

де Δt_{max} - різниця початкових температур витяжного та припливного повітря (за рис.2); f_k - площа поперечного перерізу каналів теплообмінника; v - середня швидкість повітря в каналах; F - площа поверхні теплопередачі; k - коефіцієнт теплопередачі.

За умови $c_p = const$

$$k_{ef} = \frac{G_{np} \Delta t_{np}}{G_{min} \Delta t_{max}}, \quad (2)$$

де G_{min} - менша з величин G_{np} та G_{sum} .

Як видно з формули (1) значення коефіцієнта k_{ef} збільшується з ростом площі поверхні теплопередачі і зменшується із збільшенням швидкості повітряного потоку в каналах. Розрахунки показують, що при значеннях $k_{ef} > 0,8$ різко зростає аеродинамічний опір теплообмінника та експлуатаційні енерговитрати. При температурі витяжного повітря 26...32 °С, а припливного -5...-10 °С за умови $G_{np} = G_{sum}$ цей коефіцієнт дорівнює $k_{ef} = 0,3...0,4$.

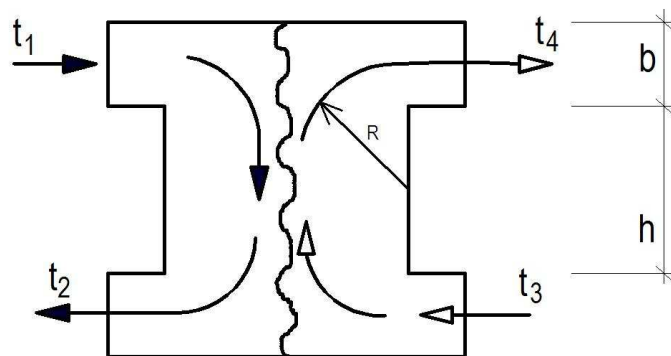


Рис.2. Схема руху повітря вздовж поверхні теплопередачі.

Особливість руху повітря в каналах, обмежених еластичними стінками, полягає в тому, що за певних умов в потоці виникають пульсуючі вихреподібні течії, впливаючи на теплообмін та гідродинамічний опір. Коефіцієнт теплообміну між повітрям, що рухається в прямолинійному каналі, і стінкою визначається формулою М.О. Міхєєва [2]

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} \varepsilon_l \quad (3)$$

Множник ε_l в формулі (3) враховує вплив на теплообмін початкової ділянки стабілізації руху, визначається за [2] в залежності від довжини ділянки осереднення Nu .

Для розрахунку теплообміну при русі рідини чи газу в змійовику діаметром D користуються формулою (3) з поправковим коефіцієнтом $\epsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d}{R}$, рекомендованим [3] для руху газу в умовах розвинутої турбулентності ($Re \geq 10^5$). На сьогодні ще немає вичерпних даних для визначення інтенсивності теплообміну між повітрям і стінкою в зігнутому каналі некруглого перерізу. В змійовику відцентрові сили та поперечні циркуляційні токи розповсюджуються на всю довжину зігнутої труби. В колінах та поворотах такий відцентровий ефект має місцевий характер, який впливає на тепловіддачу і після повороту, але потім цей вплив зменшується. Проведені нами експериментальні дослідження теплообміну між повітрям та еластичною поверхнею в теплообміннику з прямокутними колінами підтвердили таку закономірність. Схема експериментальної установки показана на рис. 3.

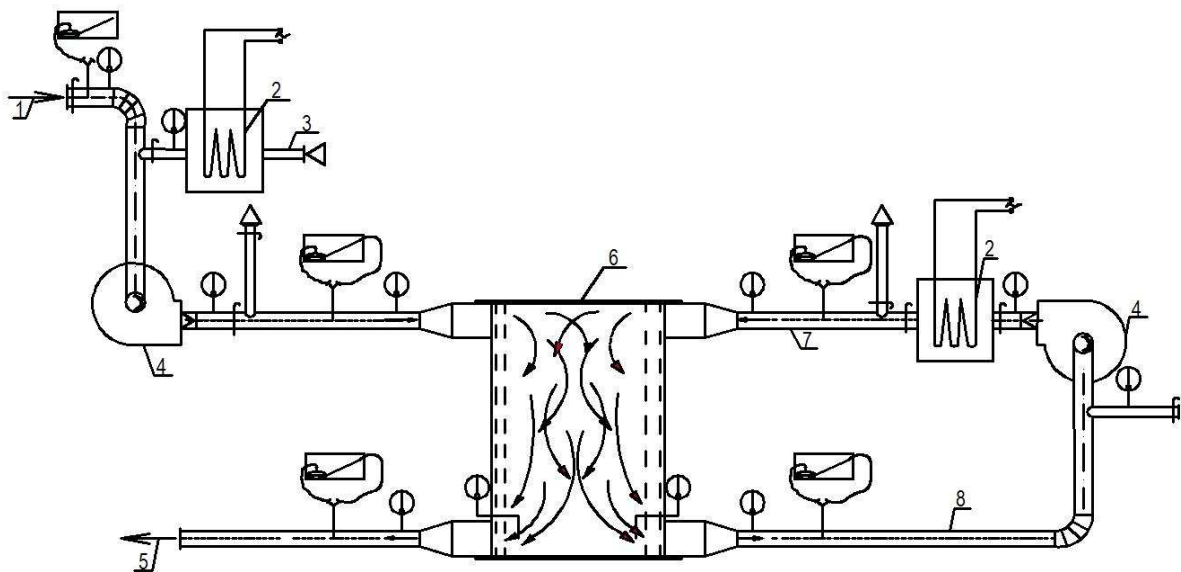


Рис.3. Схема експериментальної установки:

1 – холодне повітря; 2 – електронагрівач; 3 – підмішування теплого повітря;
4 – вентилятор; 5 – нагріте повітря;
6 – теплообмінник; 7 – тепле повітря; 8 – охолоджене повітря.

На інтенсивність теплообміну між стінкою і повітрям при русі повітря в зігнутому каналі радіусом R суттєво впливають геометричні розміри теплообмінника, а саме відношення h/b (див. рис.2). Як видно з рис.2 $2R = b + h$, тоді $\frac{b}{2R} = \frac{b}{b+h} = \frac{1}{1+h/b}$. Експериментальні дані досить точно співпадають з розрахунками Nu за формулою (3) з поправковим коефіцієнтом ϵ_R

$$\epsilon_R = 1,22 + \frac{0,12}{1 + h/b} \quad (4)$$

Експериментальні значення коефіцієнта ϵ_R наведені в табл. 1.

Коефіцієнт $\varepsilon_R = f\left(\frac{h}{b}\right)$ при турбулентному режимі руху повітря

| h/b | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | ... | 9 |
|-----------------|------|------|------|------|------|-----|------|
| ε_R | 1,34 | 1,28 | 1,26 | 1,25 | 1,24 | | 1,23 |

Середній коефіцієнт тепловіддачі в умовах стабілізованого турбулентного режиму руху рідин і газів визначається за формулою [4]

$$Nu = \frac{\xi}{8} Re Pr, \quad (5)$$

Для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя ξ застосовується формула $\xi = 0,184 Re^{-0,2}$, яка відповідає умовам безвідривного руху, коли гідравлічний опір визначається в основному силами тертя. В умовах турбулентного руху повітря вздовж еластичної поверхні на примезовий гідродинамічний шар крім сил в'язкості впливають конвективні сили інерції, зменшуючи його товщину, і коефіцієнт ξ більш точно можна визначити за формулою, підтвердженою експериментом (рис. 4)

$$\xi = 0,23 Re^{-0,23} \quad (6)$$

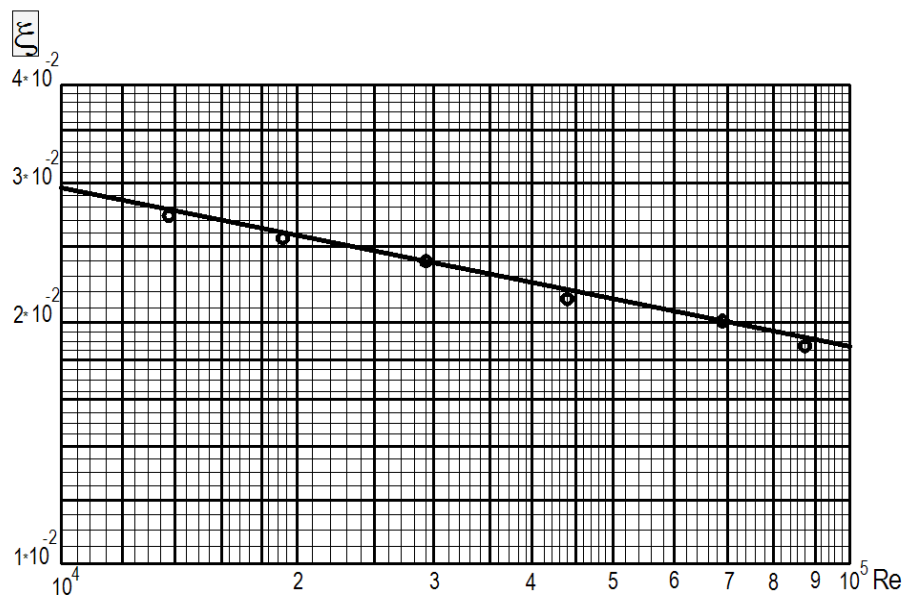


Рис.4. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору тертя в теплообміннику від числа Рейнольдса.

Тоді, підставивши (6) в формулу (5) з врахуванням функції $f(Pr) = 0,91 Pr^{0,43}$ [4,5] та поправок ε_l та ε_R , одержимо формулу для розрахунку тепловіддачі при русі повітря ($Pr = 0,71$) вздовж еластичної поверхні теплопередачі

$$Nu = 0,023 Re^{0,77} \varepsilon_l \varepsilon_R \quad (7)$$

Запропонована формула (7) для розрахунку числа Nu співпадає з дослідними даними в інтервалі числа $Re = (10...90) \times 10^3$ при криволінійному русі повітря вздовж еластичної поверхні теплопередачі (рис. 5, 6). Процес теплообміну в таких умовах проходить більш інтенсивно, число Nu в експерименті було на 22...28 % більшим, ніж розраховане за формулою (3), що можна пояснити особливістю руху повітря в каналах теплообмінника. В П – подібному каналі на турбулізацію потоку i , як наслідок, на теплообмін і гідравлічний опір впливає відносна висота h/b . При зменшенні цієї величини до нуля відцентрові сили потоку збільшуються, що призводить до збільшення опору теплообмінника до величини, яка перевищує суму опорів двох послідовно розміщених колін.

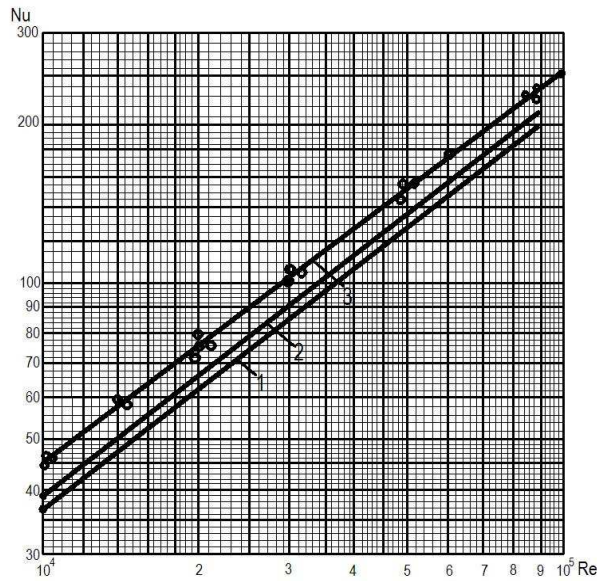


Рис. 5. Залежність Nu від Re при криволінійному русі повітря вздовж еластичної поверхні: 1 – за формулою Нуссельта; 2 - з врахуванням коефіцієнта ϵ_i ; 3 – за формулою (7).

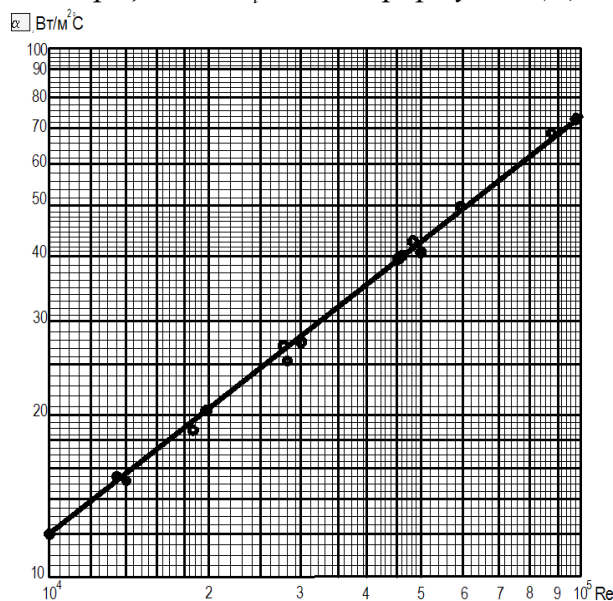


Рис. 6. Залежність коефіцієнта тепловіддачі α від числа Re: $h/b = 0...4$.

За даними [6] найменший гідравлічний опір $\zeta = \frac{\Delta P}{\rho v^2 / 2}$ спостерігається при відстані між патрубками (колiнами) для входу та виходу повітря $h = (0,8 \dots 1,4)b$. В цьому випадку коефіцієнт місцевого гідравлічного опору $\zeta = 1,1 \dots 1,2$, а при значенні $\frac{h}{b} = 0$ $\zeta = 3,2 \dots 3,6$. Після досягнення деякого мінімуму значення ζ поступово збільшується, наближаючись до величини, що дорівнює сумі коефіцієнтів місцевого опору двох окремих колiн.

Опір теплообмінника з П – подібними колiнами на вході та на виході повітря на 12...14 % менший від значення, визначеного за [6] (рис.7, пунктирна лінія), що можна пояснити наявністю вертикальних розділяючих каналів, які зменшують турбулізацію повітря та аеродинамічний опір.

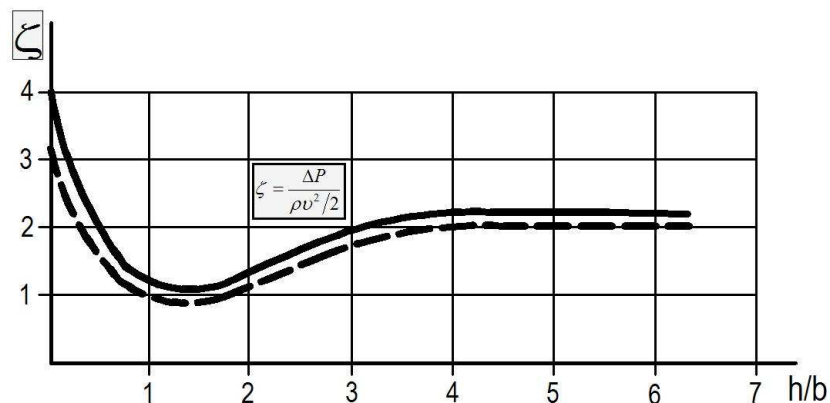


Рис. 7. Залежність коефіцієнта місцевого гідравлічного опору від відношення h/b .

Список літератури:

1. Степанов М.В., Дідик Л.В., Берегова П.Г. Дослідження теплообміну між повітрям і еластичною поверхнею // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 11 – К.: КНУБА, 2007 – с. 67...71.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.:Энергия, 1973. – 320 с.
3. Фастовский В.Г., Ровинский А.Е. Исследование теплоотдачи в спиральном канале. //Теплоэнергетика - 1957, №1, с. 39...42.
4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981.-416с.
5. Сукомел А.С., Величко В.И., Абрасимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах – М.: Энергия, 1979 – 216 с.
6. Идельчик И.Е. Гидравлическое сопротивление. М., Недра, 1970.- 216с.

СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ АНГАРНИХ ТЕПЛИЦЬ

Для споруд з огороджуваними конструкціями малої теплової інерції (складські та виробничі приміщення, теплиці характерні великі тепловтрати і низькі температури внутрішньої поверхні зовнішніх огорожень. Біля холодних поверхонь зовнішніх огорожень виникають низхідні потоки холодного повітря. Підлога (грунт) у пристінній зоні переохолоджується і можливе її промерзання.

Тепловий режим приміщення нестаціонарний, тому що теплонадходження від сонячної радіації мають періодичний характер. З іншого боку, до систем опалення таких споруд висуваються додаткові вимоги, зумовлені особливостями мікроклімату, технологічними процесами та теплофізичними характеристиками огорожуваних конструкцій:

1) система опалення підтримує задану температуру в зоні обслуговування, локалізує холодні потоки повітря в пристінній зоні та забезпечувати розтавання снігу на покрівлі;

2) система опалення діє в чіткому автоматичному режимі, узгодженому з тепловим режимом приміщення, не допускаючи його перегрівання у весняний та осінній періоди, а також зменшувати інфільтрацію через зовнішні огороження і не погіршувати світловий режим теплиці;

3) необхідна кількість теплоти для забезпечення заданих параметрів мікроклімату, повинна подаватися до споруди в залежності від комплексного впливу зовнішніх чинників (температури зовнішнього повітря, інтенсивності сонячної радіації, снігопаду та ін.).

В теплицях існують системи верхнього, нижнього, бічного і підгрунтового обігріву.

Підгрунтовий обігрів (водяний, рідше електричний) забезпечує практично безградієнтне розподілення температури по висоті приміщення. Але при проектуванні систем підгрунтового обігріву є температура поверхні ґрунту, обмежена технологічними умовами. В кліматичних зонах України теплового потоку від системи підгрунтового опалення недостатньо. Крім того ця система не ремонтпридатна через затруднення зливання води, високоінерційна, майже не регулюється. Труби під ґрунтом можуть заважати технологічному процесу в теплицях.

Найчастіше використовуються водяні системи шатрового опалення, які потребують більших капітальних та експлуатаційних витрат, високоінерційні та добре регулюються.

Більш ефективними є системи повітряного опалення, які забезпечують одночасне регулювання температури, вологості та швидкості руху повітря, малоінерційні, що дозволяє економити значну теплову енергію за рахунок зменшення термінів синхронізації теплонадходжень і тепловтрат. Для повітряного опалення використовуються повітряні теплогенератори з газовими парниками або з водяними нагрівачами. Недоліком перших є те, що в об'єм приміщення надходять продукти згоряння, тому для підтримання заданої концентрації CO₂ необхідна припливна вентиляція зовнішнім холодним повітрям. Недоліком системи опалення з зосередженою подачею нагрітого повітря є нерівномірне обігрівання повітря приміщення та утворення застійних зон.

Температурний режим і витрати теплоти на опалення залежать від характеристик температурних полів у споруді, на формування яких суттєво впливають не тільки теплові потоки від систем опалення, але і розподіл потоків у споруді. Всебічні дослідження цього питання проводили Куртєнер Д.А., Чудновський А.Ф., Усков І.Б. [1, 2], Ануфрієв А.Н., Позін Г.М. [3]. За результатами експериментальних досліджень були отримані графіки (рис.1), які характеризують розподіл температур по висоті теплиці.

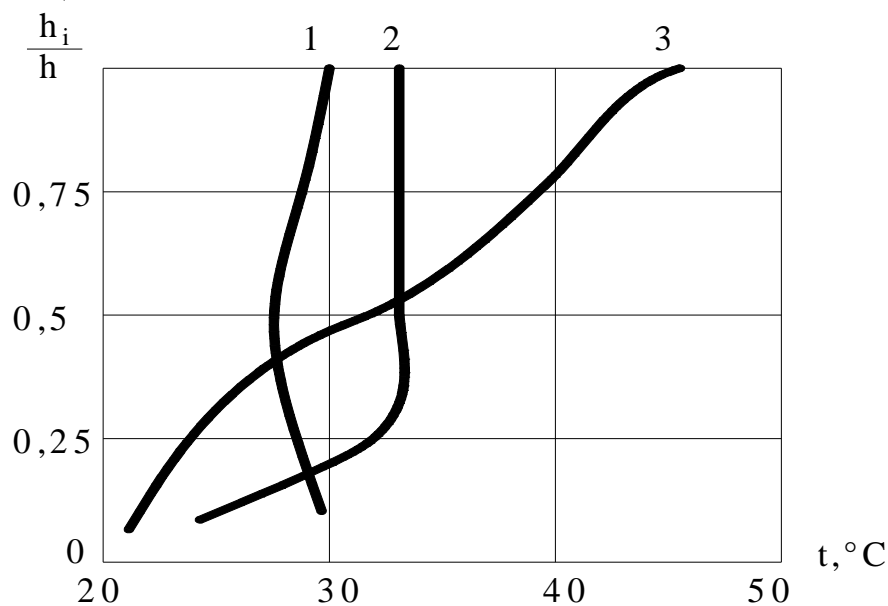


Рис. 1. Розподіл температур по висоті теплиці:
 h — висота теплиці, h_i — висота точки i над підлогою,
 t — температура повітря в теплиці.

Криві 1, 2, 3, отримані в серіях дослідів у кожному з яких підтримувалась постійна загальна потужність нагрівачів, дослід 1 характеризує нижній обігрів, 2 — бічний, 3 — верхній обігрів.

Як видно з рис.1, при нижньому і бічному обігріві температурні поля в теплиці можна характеризувати як більш сприятливі, ніж при верхньому.

Кількісною характеристикою того чи іншого способу опалення є коефіцієнт β , який показує, яка частка теплоти припадає на нагрівання зони обслуговування.

$$\beta = \frac{t_p - t_3}{t_k - t_3}; \quad (1)$$

де, t_p — температура повітря в зоні обслуговування; t_k — температура повітря поблизу огороження; t_3 — температура зовнішнього повітря.

Чим ближче значення β до одиниці, тим раціональніше використовується теплота системи опалення. Значення критерія β для деяких систем обігрів опалення наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Ефективність систем опалення теплиць

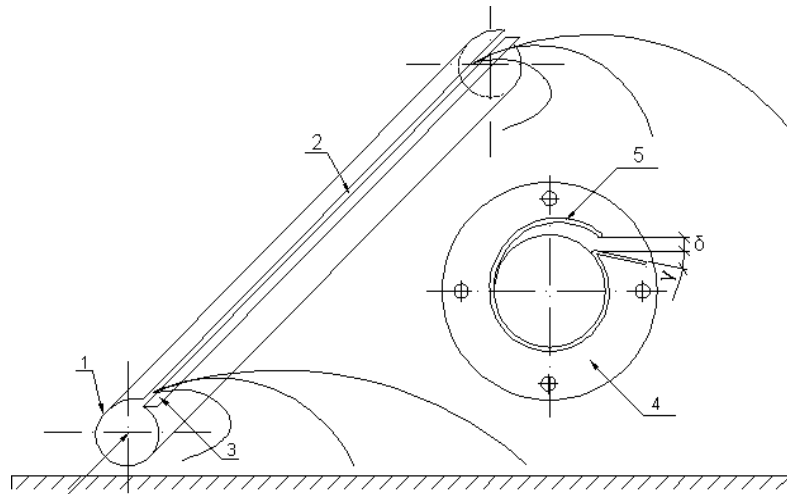
| № п/п | Система опалення | Температура, °С | | | β |
|----------|--|-----------------|-------|-------|---------|
| | | t_k | t_p | t_3 | |
| 1 | Шатрова із зосередженою подачею нагрітого повітря | 31,0 | 22,5 | -13 | 0,35 |
| 2 | Шатрова із рівномірною роздачею теплоти у верхній зоні теплиці | 30,0 | 23,0 | -12,5 | 0,60 |
| 3 | Те саме, в нижній зоні | 25,3 | 24,0 | -12,8 | 0,90 |

З табл.1 випливає, що системи опалення з рівномірною роздачею теплоти в нижній зоні теплиці найбільш ефективні.

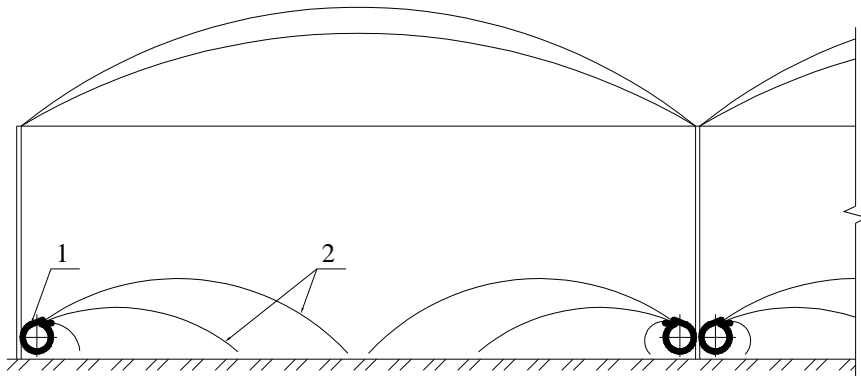
Існують проекти, в яких для більш рівномірного обігріву ангарних теплиць, повітряне опалення шатрового простору здійснюється рівномірною роздачею нагрітого повітря з допомогою повітроводів, розміщених по периметру споруди [4, 5]. Висхідні конвективні потоки частково настилаються на бокові огороження і створюють захисний шар. В той же час, в такий спосіб роздача нагрітого повітря сприяє збільшенню конвективних тепловтрат, яких можна уникнути, якщо подавати повітряні струмини безпосередньо в зону обслуговування під деяким кутом.

Кафедрою теплогазопостачання і вентиляції КНУБА розроблена конструкція повітророзподільвача із змінюваною в процесі експлуатації шириною щілини для роздачі теплого повітря спеціально для опалення споруд ангарного типу. Схема такого повітророзподільника наведена на рис. 2. Повітропровід складається з еластичного полотнища 1, на коротких сторонах якого є потовщення, вставлені в защемлювачі 5 на фланцях 4, утворюючи при цьому повітровід круглого перерізу із щілиною 2. Ширина щілини регулюється в залежності від умов експлуатації. Закріпивши фланці 4 на підтримуючих конструкціях споруди, повітропровід підключають до теплогенератора. Таке розміщення повітровипускної щілини дозволяє здійснювати тангенціальний випуск повітря турбулентною закрученою струминою.

Схема розташування спіральнотрубних повітророзподільвачів в плівковій теплиці наведена на рис. 3.



*Рис. 2 Спіральнотрубний повітророзподільник
1 – полотнище, 2 – щілина, 3 – направляючий щиток, 4 – фланець,
5 – заземлювач*



*Рис. 3. Схема розташування спіральнотрубних повітророзподільників в
плівковій теплиці
1 – спіральнотрубний повітророзподільник, 2 – струміна*

Список літератури:

1. Куртєнер Д.А., Чудновский А.Ф. Расчет и регулирование теплового режима в открытом и защищенном грунте – Л.: Гидрометеиздат, 1969.
2. Куртєнер Д.А., Усков И.Б. Климатические факторы и тепловой режим в открытом и защищенном грунте. – Л.: Гидрометеиздат, 1982.
3. Ануфриев Л.Н. и др. Теплофизические расчеты сельскохозяйственных производственных зданий. – М.: «Стройиздат», 1974.
4. Шишко Г.Г., Потапов В.А., Злобин Л.Л. Отопление и вентиляция теплиц. – К.: Будивельник, 1984.
5. Теплицы и тепличные хозяйства: Справочник/ Г.Г. Шишко, В.А. Потапов, Л.Т. Сулима, Л.С. Чебанов/ Под редакцией Г.Г. Шишко. – К.: Урожай, 1993.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ІЗОТЕРМІЧНОЇ ТЕЧІЇ РІДИНИ В ЩІЛИННОМУ МІКРОКАНАЛІ

В зв'язку з розвитком високоефективних мікрощілинних теплообмінників постала задача вивчення руху ламінарного ізотермічного потоку нестисливої рідини, яка підлягає закону в'язкого тертя Ньютона, в щілинному мікроканалі. Метою дослідження був аналіз поведінки потоку рідини при умові рівномірного розподілу повздовжньої швидкості на вході в канал з точки зору традиційних уявлень, які базуються на використанні рівнянь Нав'є-Стокса. Поставлена задача реалізовувалась шляхом проведення обчислювального експерименту. Рішення системи диференціальних рівнянь проводилось шляхом їх заміни дискретними аналогами та подальшим вирішенням системи алгебраїчних рівнянь. Одержана сукупність чисельних значень повздовжньої та радіальної швидкостей, тиску, середнього тиску, узагальнювалась методами теорії подібності та використовувалась для аналізу та порівняння з результатами експериментальних досліджень.

При проведенні математичного експерименту приймалась така фізична модель процесу. Течія стала, ізотермічна, ламінарна, рідина нестислива, ньютонівська. Фізичні властивості рідини приймались незмінними. Задача двовимірна, рух описувався в декартовій системі координат. Розрахункова область зображена на рис. 1.

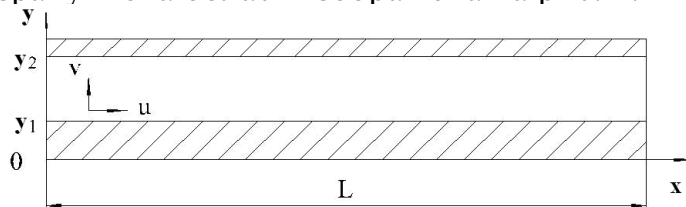


Рис. 1 Розрахункова ділянка

Математична модель складалась з системи диференціальних рівнянь динаміки (два рівняння руху по осях координат та рівняння нерозривності):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial v}{\partial \tau} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right); \\ \frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right); \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0. \end{array} \right. \quad (1)$$

Граничні умови до задачі мали наступний вигляд:

- 1) $y = y_1, 0 < x < L: u = 0, v = 0;$
- 2) $y = y_2, 0 < x < L: u = 0, v = 0;$
- 3) $x = 0, y_1 < y < y_2: u = U_0 = \text{const}, v = 0;$
- 4) $x = L, y_1 < y < y_2: v = 0, p = 0$ (надлишковий).

Для рішення на ЕОМ, система диференціальних рівнянь (1) подавалась у вигляді скінченно-різницевих рівнянь, дискретизація вихідної системи виконувалась методом контрольного об'єму. Чисельне інтегрування виконувалось за неявною різницевою схемою. Це обумовлювалось обмеженою стійкістю явної різницевої схеми від величини кроку сітки, тоді як у неявних схемах величина кроку необмежена. Рішення системи дискретних рівнянь виконувалось методом матричної прогонки.

Течія з сталим профілем швидкості відповідає мінімальним втратам енергії на тертя. Вона характеризується постійністю величини повздовжнього градієнту середнього за перерізом тиску \bar{dp}/dx . На початковій гідродинамічній ділянці величина \bar{dp}/dx змінна, та суттєво залежить від умов входу потоку в канал. Проведене дослідження охоплювало діапазон лінійних розмірів, в якому вивчався вплив гідродинамічної початкової ділянки потоку на його загальну гідравлічну характеристику при умові рівномірного розподілу швидкості на вході в кільцевий канал. Зміна гідравлічних характеристик каналу здійснювалась варіюванням незалежних змінних, таких, як довжина, середня швидкість та температура потоку, табл. 1. Вказані величини охоплювали наступні діапазони безрозмірних чисел – $Re = 58 \dots 13672$, $Pr = 1,96 \dots 7,01$.

Таблиця 1

Діапазони зміни незалежних факторів

| № п/п | Фактор | Одиниця вимірювання | Значення (діапазон зміни) |
|-------|-------------------|---------------------|--------------------------------|
| 1 | Ширина каналу | м | $(59, 140, 300) \cdot 10^{-6}$ |
| 2 | Довжина каналу | м | $(10, 20) \cdot 10^{-3}$ |
| 3 | Середня швидкість | м/с | $0,5 \div 25,0$ |
| 4 | Температура | °C | $20 \div 90$ |

На рис.2 подаються відносні профілі повздовжньої швидкості в чотирьох перерізах щілинного мікроканалу для різних значень $(L - L_x)/\delta$. Як видно, профіль швидкості на виході з каналу (поз. 4), відповідає профілю при сталій ламінарній течії рідини. Отримана картина розвитку профілю повздовжньої швидкості якісно узгоджується з результатами, опублікованими в роботах для каналів круглого поперечного перерізу [1-3].

Деформація профілю повздовжньої швидкості обумовлюється обміном кількістю руху між близько розташованими шарами рідини. У випадку сталої ламінарної течії існування поперечного градієнту швидкості du/dr не призводить до появи поперечної складової швидкості v , а рух рідини наближається до моделі шаруватої течії. На

початковій гідродинамічній ділянці існує значний градієнт du/dr , що призводить до виникнення поперечної складової швидкості. На рис.3 подаються розрахункові профілі v . Максимальному градієнту du/dr відповідає максимальне значення v – поз. 1, із збільшенням товщини гідродинамічного пограничного шару та зниженням градієнту повздовжньої швидкості зменшується величина поперечної швидкості (поз. 2, 3), в кінці каналу, де профіль повздовжньої швидкості відповідає профілю сталої ламінарної течії, величина поперечної швидкості дорівнює нулю (поз. 4).

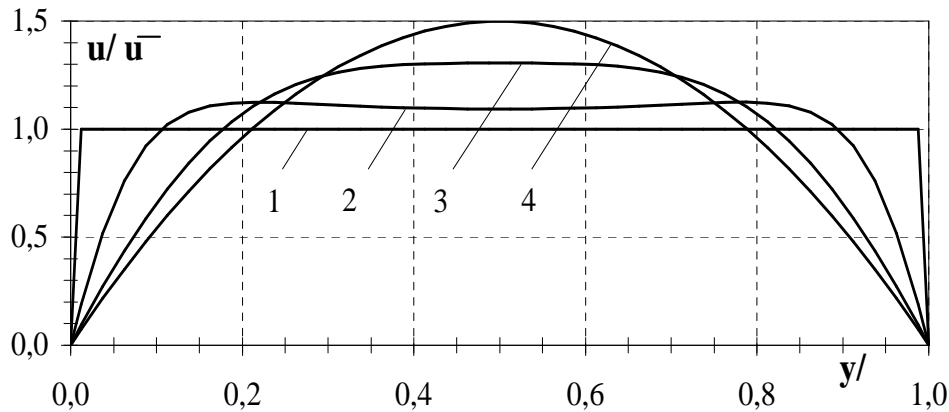


Рис. 2 Розрахункові профілі повздовжньої швидкості в кільцевому мікроканалі при різних значеннях відносної довжини (ширина 59 мкм, довжина 20 мм, $Re=1000$):

1 – вхід в канал, відносна довжина $\frac{L-L_x}{\delta} = 338,983$, рівномірний розподіл швидкості; 2 – $\frac{L-L_x}{\delta} = 338,305$; 3 – $\frac{L-L_x}{\delta} = 333,898$; 4 – вихід з каналу $\frac{L-L_x}{\delta} = 0,000$.

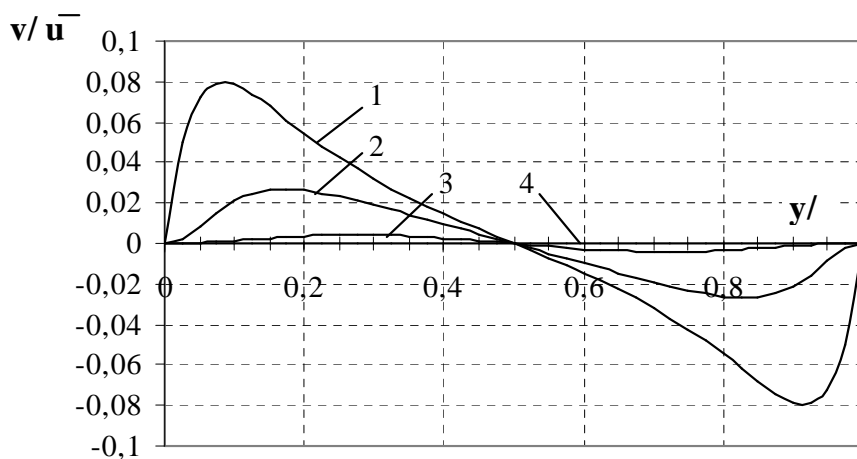


Рис. 3 Розрахункові профілі поперечної швидкості в кільцевому мікроканалі при різних значеннях відносної довжини (ширина 59 мкм, довжина 20 мм, $Re=1000$):

1 – вхід в канал, відносна довжина $\frac{L-L_x}{\delta} = 338,814$, рівномірний розподіл швидкості; 2 – $\frac{L-L_x}{\delta} = 338,136$; 3 – $\frac{L-L_x}{\delta} = 333,729$; 4 – вихід з каналу $\frac{L-L_x}{\delta} = 0,000$.

Зміна середнього за перерізом тиску по довжині щілинного мікроканалу подається на рис. 4. Чисельний експеримент проводився для каналів шириною 59 мкм – поз. 1, 140 мкм – поз. 2, 300 мкм – поз. 3, масова витрата дорівнювала ~84 кг/год. Довжина каналу, температура рідини, число Рейнольдса приймалися для всіх випадків однаковими. Максимальна зміна тиску отримана для каналу 59 мкм. Для прийнятого відношення інерційних сил та сил в'язкості вплив початкової гідродинамічної ділянки проявляється несуттєво, про що свідчить залежність статичного тиску по довжині каналу, близька до лінійної. Проте, подальше збільшення числа Рейнольдса призводить до зростання впливу початкової ділянки, особливо це проявляється для каналів з більшими еквівалентними діаметрами.

Необхідність узагальнення результатів обчислювального експерименту потребувала переходу до системи безрозмірних комплексів. В якості безрозмірної координати використовувався комплекс $\frac{L}{(ReZ)}$, втрата тиску в щілинному мікроканалі характеризувалась числом Ейлера. На рис. 5, в логарифмічній системі координат, зводяться результати чисельних експериментів проведених в мікроканалах шириною 59÷300 мкм в діапазоні температур 20÷50 °С. В якості характерного лінійного розміру мікроканалу використовувався еквівалентний діаметр $Z = d_e = 2\delta$.

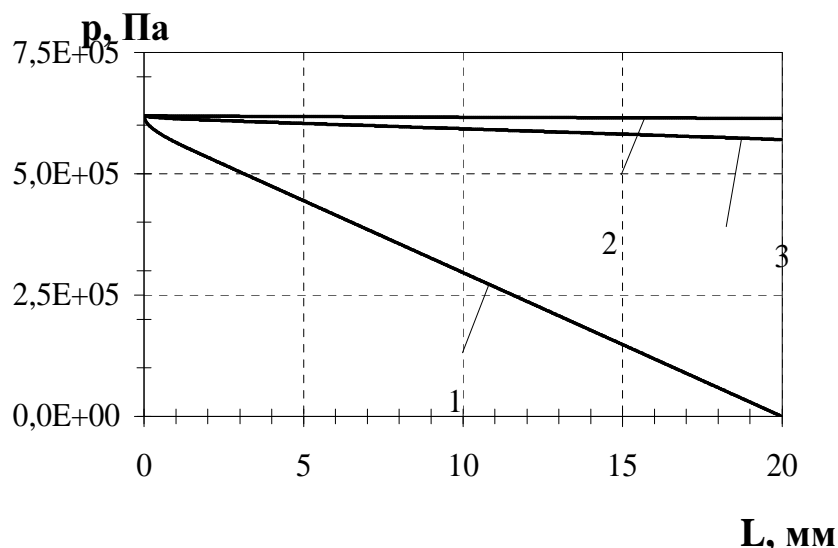


Рис. 4 Розрахункові значення зміни середнього за перерізом тиску в мікроканалах довжиною 20 мм, температура рідини 20 °С, $Re=1000$: 1 – канал шириною 59 мкм; 2 – канал шириною 140 мкм; 3 – канал шириною 300 мкм.

Представлення експериментальних точок в $\frac{L}{(ReZ)} - \overline{Eu}$ системі координат дозволило отримати єдину графічну залежність, узагальнюючу втрати тиску в щілинних мікроканалах.

Отримана графічна залежність апроксимувалась функцією виду $y = ax + b$. Діапазон дослідження розділювався на дві частини $X \in [0,002;0,016) \cup [0,016;3,000]$, для кожної з частин експериментальна крива апроксимувалась окремою залежністю:

$$\overline{Eu} = 54,28X + 0,27 \quad X \in [0,002;0,016), \quad (2)$$

$$\overline{Eu} = 47,95X + 0,37 \quad X \in [0,016;3,000], \quad (3)$$

де $X = \frac{L}{(ReZ)}$ безрозмірна координата. Максимальне відхилення експериментальних точок від апроксимуючої кривої не перевищувало 1%.

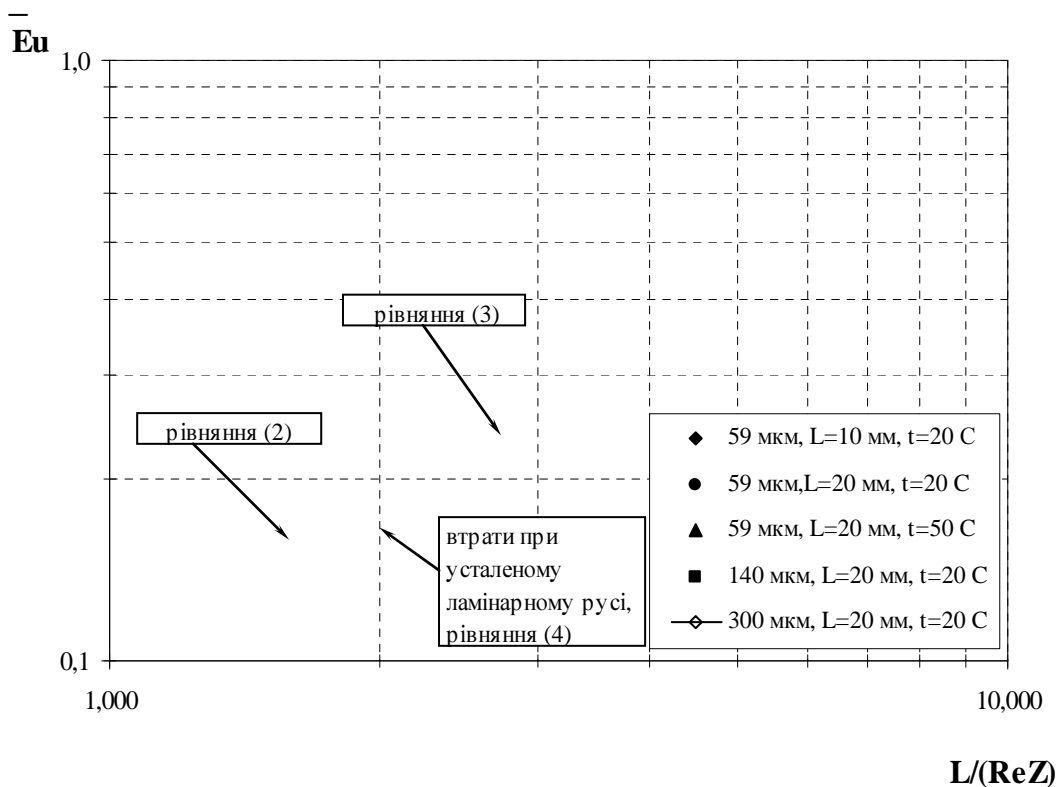


Рис. 5 Узагальнююча залежність повних втрат тиску в щілинних мікроканалах

Втрати тиску в гідравлічно гладких щілинних мікроканалах для сталої ламінарної течії, в діапазоні зміни аргументу $X \in [0,002;3,000]$, розраховуються за залежністю:

$$\overline{Eu} = 48X. \quad (4)$$

Вплив початкової гідродинамічної ділянки проявляється в збільшенні втрат тиску відносно величини втрат отриманої для сталої течії. Різниця тим більша, чим більше число Рейнольдса або менше відношення L/Z . Аналіз залежностей (3), (4) показав, що в діапазоні безрозмірної координати $X \in [0,200;3,000]$ існування початкової гідродинамічної ділянки несуттєво впливає на перепад тиску та його величина може бути обчислена з використанням залежності (4). І навпаки, зі зменшенням аргументу, різниця між втратами тиску в каналі, з урахуванням впливу початкової гідродинамічної ділянки, збільшується та може досягати 2-4 кратної величини.

Висновки

Проведене дослідження дозволило отримати узагальнюючі залежності втрат тиску в широкому діапазоні зміни аргументу для випадку рівномірного розподілу швидкості u на вході в мікроканал. Воно показало, що вибраний діапазон зміни ширини каналу, охоплює як випадки для яких вплив початкової гідродинамічної ділянки може не враховуватись при визначенні загальних втрат тиску, так і випадки, для яких цей вплив призводить до багатократного збільшення втрат.

Математичне моделювання підтвердило, що величина початкової гідродинамічної ділянки суттєво залежить від розподілу швидкості на вході в канал, проте, розподіл швидкості близький до рівномірного доволі рідке явище. Частіше зустрічаються випадки, коли профіль швидкості u , на вході в канал, відрізняється від рівномірного та, як наслідок, має відрізнятись натурний розподіл тиску від значень, одержаних з обчислювального експерименту.

Список літератури:

1. Малкін Е.С., Тимощенко А.В. Гідродинаміка та теплообмін в концентричних кільцевих мікроканалах з різним ступенем обробки поверхонь, стосовно компактних тепломасообмінних апаратів // Зб. наук. праць ювілейної міжнар. науково-технічної конференції „Сучасні екологічно безпечні тепломасообмінні процеси в технологіях легкої промисловості”. – Київ: КНУТД, 2006. – С. 50-52.
2. 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.
3. Тимощенко А.В. Гідродинаміка та теплообмін потоку рідини в щілинних мікроканалах // Автореф. дисертації на здобуття наукового ступеня к.т.н. – 2007. – 19с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІННИКІВ НА БАЗІ ЩІЛИННИХ МІКРОКАНАЛІВ

Тенденцією розвитку пристроїв обчислювальної техніки і систем керування є розширення їх функціональних можливостей та підвищення швидкодії. Це призводить до збільшення споживаної потужності, значна частина якої виділяється в електронних компонентах у вигляді теплоти. Внаслідок цього підвищується їх температура, а це негативно впливає на надійність роботи. Оскільки створення нових та модернізація існуючих пристроїв здійснюється, як правило, в умовах жорстких конструктивних та габаритних обмежень, то проблема нагрівання стає вирішальною, а її розв'язання – складною науково-технічною задачею.

За останні 20–25 років елементна база пристроїв істотно оновила: замість малопотужних інтегральних мікросхем з'явилися потужні напівпровідникові елементи (одно- та багатоядерні мікропроцесори, багатокристалльні модулі, світлодіоди та лазерні діоди, матриці і модулі на їх основі, матричні кристали фотоприймальних пристроїв тощо). Потужність основного електронного компонента (мікропроцесора) уже досягла 130 Вт, а в недалекому майбутньому очікується її зростання до 200 Вт. Тенденція до постійного збільшення кількості транзисторів на кристалі, зменшення розмірів електронних компонентів та збільшення їх кількості обумовлює подальше зростання питомого тепловиділення електронних компонентів до 100 Вт/см² та загального тепловиділення пристроїв до 20...30 кВт на одну приладову шафу. Гостро ставиться проблема пошуку нових концептуальних підходів до організації тепловідводу та створення більш ефективних засобів забезпечення теплових режимів, які б дозволяли знизити термічний опір тепловіддачі від електронного компоненту до охолоджуючого середовища і за рахунок цього значно збільшити кількість відведеної теплової потужності від однієї шафи з мінімальними енергозатратами.

Велика кількість робіт різних авторів присвячена використанню водяних систем охолодження, у складі яких є спеціальні теплообмінники на основі мікроканалів різного профілю. Однак складність виготовлення, монтажу та невисока ефективність не дозволяє вводити їх у широке застосування, оскільки вони не можуть забезпечити нормальні умови роботи теплонапружених елементів сучасного обладнання.

Перспективним, а може й єдиним шляхом досягнення високих коефіцієнтів тепловіддачі без фазових перетворень є перехід на канали для руху теплоносія, що мають товщину меншу за товщину ламінарного підшару при технічно доцільних швидкостях руху в каналі [1]. Одночасно, застосування таких каналів дозволяє за рахунок великої різниці між гідравлічними опорами при русі рідинної та парової фаз, ефективно їх використовувати в запірно-дроселюючих органах конденсатовідвідників. Проте, в світовій літературі відсутні дані по теоретичному і експериментальному обґрунтуванню механізму гідродинаміки і теплообміну при русі теплоносія в таких каналах. Тому теоретичне і експериментальне вивчення механізму і закономірностей гідродинаміки і теплообміну при русі теплоносія в щілинних мікроканалах є актуальною задачею. Дослідження процесів гідродинаміки та теплообміну потоку рідини в щілинних мікроканалах, сприяють визначенню закономірностей протікання цих процесів та дозволяють розробити науково обґрунтовані способи їх інтенсифікації [2–4].

Для детального вивчення характеристик нових щілинних теплообмінників (одно- та багатоканальних) авторами створений експериментальний стенд, який дозволяє досліджувати режими роботи конструкцій з різною висотою щілинного мікроканалу та порівнювати їх ефективність.

Приведена схема стенду для дослідження різних видів щілинних теплообмінних пристроїв з різною геометрією каналів для протікання теплоносія.

Схема експериментального стенду показана на рис. 1.

Основним елементом експериментального стенду, схема якого приведена на рис.1 є робоча ділянка, що представляє собою зразок щілинного теплообмінника, що встановлений за допомогою чотирьох гвинтів з гайками на тепловому імітаторі. Максимальна потужність імітатора 1200 Вт при напрузі живлення 220 В. Вимірювання сили і напруги електричного струму здійснюється за допомогою вимірювальних пристроїв електричної шафи, а вимірювання споживаємої електронагрівачем потужності – за допомогою комплексу К-50. Поверхня теплового імітатора покрита товстим шаром теплоізоляційного матеріалу (базальту), що розміщений в металічному каркасі, що його охоплює, що зводить до мінімуму відтоки теплоти у зовнішнє середовище. Температурне поле на тепловіддаючій поверхні верхньої пластини теплообмінника (ребра) визначається за допомогою трьох хромель-алюмелевих термоелектричних перетворювачів, що підключені через перемикач до мілівольтметра В01-14. За допомогою ще чотирьох термоперетворювачів вимірюється температура води на вході та виході з теплообмінника, температура в зоні контакту теплового імітатора з нижньою пластиною теплообмінника і температура на поверхні електронагрівача теплового імітатора.

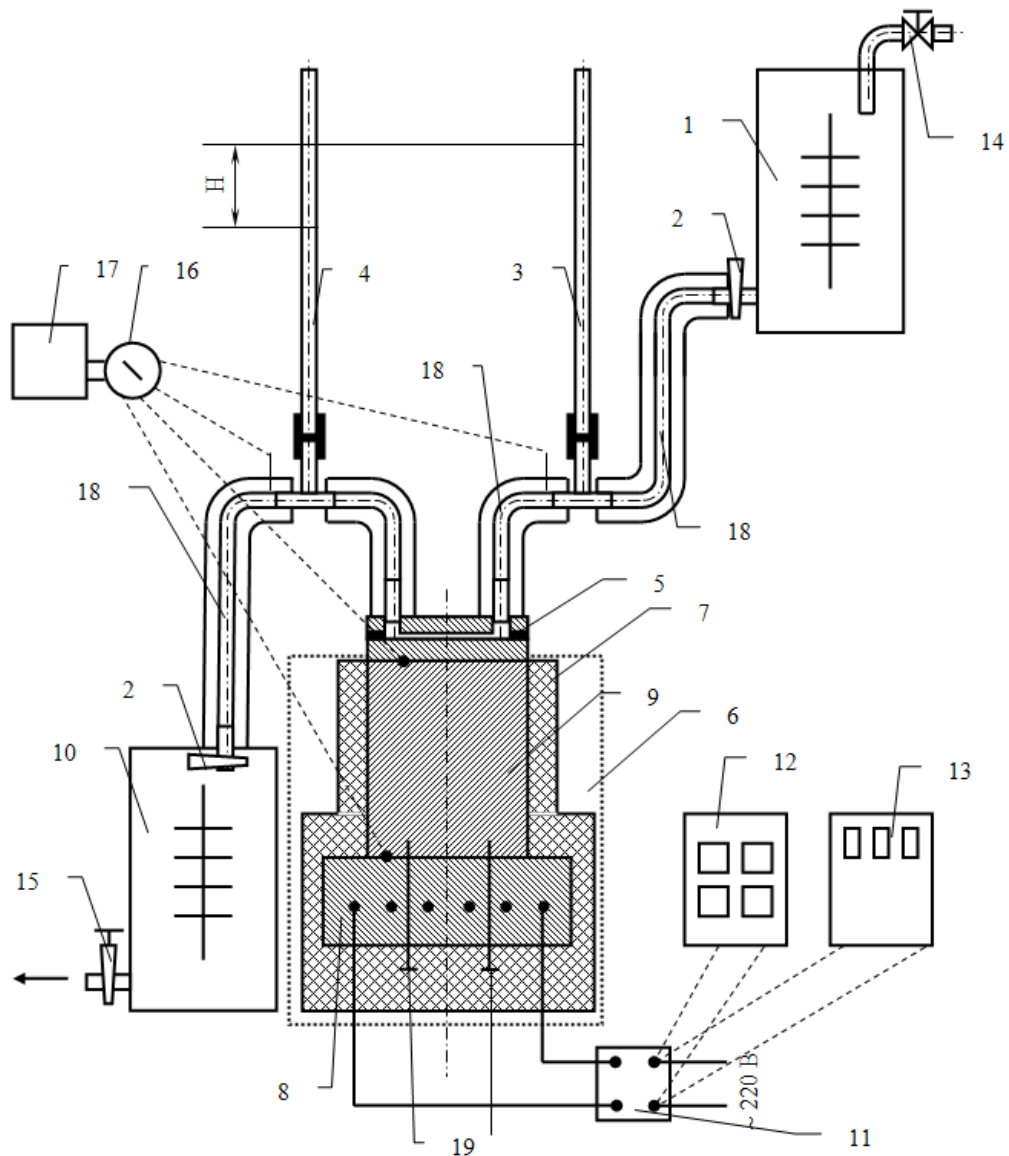


Рисунок 1. Схема експериментального стенду для дослідження теплотехнічних і гідравлічних характеристик теплообмінників на базі щілинних мікроканалів

1.Бак для води. 2.Регулюючий кран. 3,4.Мірні трубки. 5.Одноканальний щілинний теплообмінник. 6.Імітатор теплового потоку. 7.Теплова ізоляція імітатора теплового потоку. 8.Грійача панель з ТЕНом. 9.Провідник теплоти до теплообмінника. 10.Мірний бак. 11.Автотрансформатор РНО. 12.Шкільна електрошафа. 13.Вимірювальний комплекс К-50. 14.Подаючий регулюючий кран. 15.Скидний кран. 16.Перемикач терморпар. 17.Мілівольтметр. 18.Силіконові шланги. 19.Болти.

Основним елементом експериментального стенду, схема якого приведена на рис.1 є робоча ділянка, що представляє собою зразок щілинного теплообмінника, що встановлений за допомогою чотирьох гвинтів з гайками на тепловому імітаторі. Максимальна потужність імітатора 1200 Вт при напрузі живлення 220 В. Вимірювання сили і

напруги електричного струму здійснюється за допомогою вимірювальних пристроїв електричної шафи, а вимірювання споживаємої електронагрівачем потужності – за допомогою комплексу К-50. Поверхня теплового імітатора покрита товстим шаром теплоізоляційного матеріалу (базальту), що розміщений в металічному каркасі, що його охоплює, що зводить до мінімуму відтоки теплоти у зовнішнє середовище. Температурне поле на тепловіддаючій поверхні верхньої пластини теплообмінника (ребра) визначається за допомогою трьох хромель-алюмелевих термоелектричних перетворювачів, що підключені через перемикач до мілівольтметра В01-14. За допомогою ще чотирьох термоперетворювачів вимірюється температура води на вході та виході з теплообмінника, температура в зоні контакту теплового імітатора з нижньою пластиною теплообмінника і температура на поверхні електронагрівача теплового імітатора.

Методика проведення досліджень полягає у наступному. Встановлюється набір прокладок, що забезпечує отримання різної висоти щілинного каналу і проводяться теплові та гідравлічні дослідження при різних значеннях теплового потоку і витрати охолоджуючої води. Зміна витрати охолоджуючої води і теплового потоку здійснюється таким чином, щоб забезпечувалась постійна задана температура в зоні контакту теплового імітатора з поверхнею нижньої пластини теплообмінника.

Основною метою створення експериментального стенду є дослідження теплообмінних та гідравлічних процесів у сучасному теплоенергетичному високоефективному обладнанні та підняття рівня підготовки спеціалістів і наукових кадрів для подальшого розвитку теплоенергетики за рахунок отримання практичних навичок роботи.

Висновки

Створено експериментальний стенд для дослідження характеристик роботи сучасного теплоенергетичного обладнання з використанням високоефективних щілинних теплообмінників; розроблена схема експериментального стенду передбачає можливість підключення щілинних теплообмінників з підвищеною ефективністю охолодження.

Створений стенд дозволяє проводити детальні експериментальні дослідження водяних систем охолодження з використанням щілинних теплообмінників на різних режимах, оптимізувати параметри, наочно вивчати різні режими навантаження.

Список літератури:

1. Тарасов Ф.М. Тонкослойные теплообменные аппараты – М.-Л.: «Машиностроение», 1964.- 364 с.: ил.
2. 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.
3. Малкін Е.С., Тимощенко А.В. Експериментальне вивчення теплообміну в вертикальних кільцевих мікроканалах з однобічним обігрівом та вимушеним рухом рідини // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2006. – Вип. 9. – С. 11-23
 4. Тимощенко А.В. Гідродинаміка та теплообмін потоку рідини в щілинних мікроканалах // Автореф. дисертації на здобуття наукового ступеня к.т.н. – 2007. – 19с.

УДК 621.5.004.18

Ю.К. Росковшенко, *к.т.н., професор*,

М.В. Степанов, *к.т.н., доцент*,

А.С. Кім, *асистент*,

А.М. Радченко, *аспірант*.

Київський національний університет будівництва і архітектури

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ТЕПЛИЦЯХ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ТЕРМАЛЬНИХ ВОД

Перспективними споживачами низькопотенційної теплоти природних геотермальних вод та теплових відходів промисловості, зокрема стічних технологічних термальних вод [4,5], є культиваційні споруди захищеного ґрунту. Специфічні функціональні особливості цих споруд визначають значну витрату теплоти, потрібної для їх опалення. Достатньо сказати, що втрати теплоти зимових овочевих теплиць, віднесені до 1м² корисної площі, досягають 600 Вт та більше.

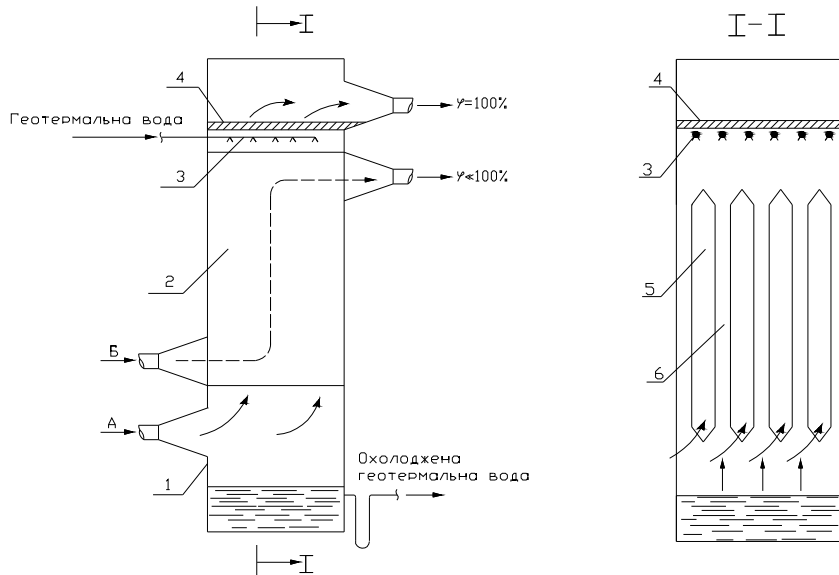
Розвиток овочівництва захищеного ґрунту зумовлює необхідність зниження витрати різних видів органічного палива, яке використовується для культивації тепличної продукції.

Поряд з цим висуваються нові вимоги до теплотехнічного устаткування, яке використовується для систем обігріву культиваційних споруд, зокрема до повітронагрівальних установок в системах повітряного опалення. Найважливішою з вимог є створення необхідних параметрів повітря що нагрівається – температури та відносної вологості, факторів, які значною мірою підвищують врожайність тепличних культур.

Специфічні особливості геотермальних вод та стічних промислових термальних вод (високий солеміст, підвищена корозійна активність, низький тепловий потенціал) унеможливають їх застосування безпосередньо в якості теплоносіїв систем тепlopостачання. Для практичного використання низькопотенційної теплоти термальних вод був розроблений ряд теплообмінних пристроїв, які дозволяють ефективно нагрівати проміжні теплоносії, які в подальшому використовується для тепlopостачання.

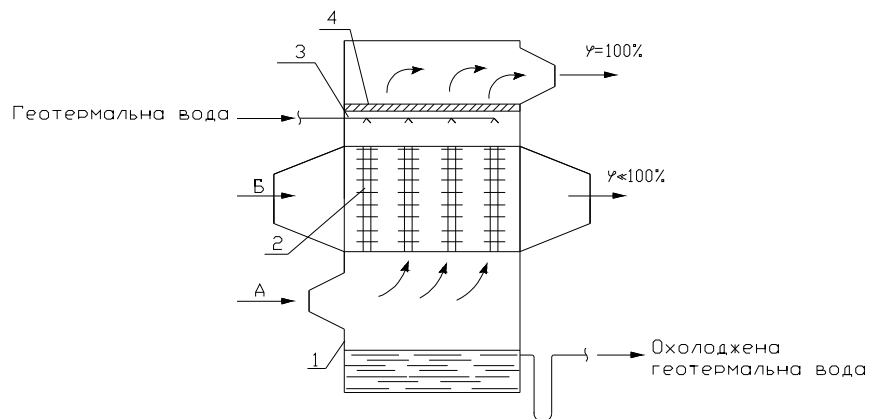
Розглянемо та порівняємо розроблені та досліджені контактнопверхневі повітронагрівачі двох модифікацій – пластинчасті та трубчасті (мал. 1, 2). В пластинчастому апараті повітря, яке нагрівається, рухається двома потоками, один з яких нагрівається із зволоженням до повного насичення, а другий – без зміни вологовмісту. Роздільне нагрівання потоків повітря відбувається в ізольованих один від одного каналах робочого елемента повітронагрівача. Цей елемент являє собою

пакет плоско- паралельних пластин з водо- та термостійкого матеріалу (наприклад гетинаксу або металу з відповідним антикорозійним покриттям). Пластини утворюють зрошувані та незрошувані канали, які межуються між собою. Незрошувані поверхні нагріваються внаслідок теплопровідності матеріалу пластин.



Мал. 1 Принципова схема пластинчастого контактнo-поверхневого повітрoпідгрівача.

1-корпус, який виробляється з неметалевих матеріалів, або, з металів, які мають захисне антикорозійне покриття, 2-зрошуваний елемент, 3-водорозподілювач, 4-Каплевідбійник (сепаратор), 5-незрошувані канали, 6-Зрошувані канали



Мал. 2 Принципова схема трубчастого контактнo-поверхневого повітрoпідгрівача.

1-корпус, який виробляється з неметалевих матеріалів, або металів, які мають захисне антикорозійне покриття, 2-зрошуваний елемент, 3-водорозподілювач, 4-Каплевідбійник (сепаратор), 5-незрошувані канали, 6-зрошувані канали

Потік повітря, направлений в зрошувані канали, взаємодіє з плівкою води на поверхні пластин, в результаті чого нагрівається та зволожується. Потік повітря, який рухається в незрошуваних каналах нагрівається без зміни вологовмісту і на виході з повітронагрівача змішується з насиченим повітрям, яке нагрівається в зрошуваних каналах. В результаті суміш набуває необхідної температури та відносної вологості і через повітроводи надходить до приміщення, яке опалюється.

Трубчастий теплообмінник [2] розроблено на базі серійних калориферів. Конструктивна особливість пристрою полягає в наявності верхньої та нижньої камер більшого у порівнянні з серійними калориферами розміру, що забезпечує можливість організації руху повітря, що нагрівається двома потоками, один з яких направляється в міжтрубний простір, де нагрівається без зміни вологовмісту при контакті з поверхнями оребрених трубок, а другий – в трубки калориферу, де нагрівається та зволожується до повного насичення при контакті з водою, яка стікає у вигляді плівки по внутрішнім поверхням трубок. Оброблені таким чином потоки повітря змішуються, в результаті чого суміш також набуває необхідної температури та відносної вологості і направляється в систему повітряного опалення теплиць.

Дані для інженерного розрахунку контактної-поверхневих повітронагрівачів отримані в результаті теоретичного і експериментального дослідження, головною ціллю якого є якісна та кількісна оцінка залежності коефіцієнта теплообміну, який відображує інтенсивність передачі теплоти від теплоносія до потоків повітря, що рухаються окремо, від основних управляючих параметрів при різних режимах роботи теплообмінників.

Для практичних розрахунків пристроїв, які розглядаються, немає необхідності в окремому визначенні потоків явного та прихованого тепла. Достатньо користуватися поняттям повної кількості теплоти, яка передається від теплоносія до повітря, що зволожується.

Потік повної теплоти визначається [1] за формулою

$$Q_1 = \sigma F_1 \Delta i, \quad (1)$$

де Q_1 – повна кількість теплоти, яка передається зволожуваному повіттю, Вт;

σ – коефіцієнт повного теплообміну, кг/(м²·с);

F_1 – поверхня контакту теплоносія з повітрям яке зволожується, м²;

Δi – середньологарифмічний ентальпійний напір, Дж/кг.

В якості поверхні контакту середовищ, які обмінюються теплотою прийнята геометрична поверхня конструкції, по якій стікає плівка води. Дійсну поверхню контакту виміряти в дослідах практично неможливо, через те, що вона постійно змінюється внаслідок хвилеподібного характеру руху плівки води, а також тому, що в каналах та трубках, в верхній та нижній камерах присутня велика кількість краплин води різної дисперсності.

Потік явної теплоти від теплоносія до незволоженого в процесі обробки повітря визначається за формулою

$$Q_2 = kF_2\Delta t, \quad (2)$$

де Q_2 – потік явної теплоти, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°С);

F_2 – поверхня нагрівання з боку незволоженого повітря, м²;

Δt – середньологарифмічний температурний напір, °С.

Рівняння теплового балансу контактної-поверхневих повітрянагрівачів має вигляд

$$G_w c_w (t_{w1} - t_{w2}) = G_1 K (i_2 - i_1) + G_2 (i'_2 - i_1), \quad (3)$$

де G_w – витрата теплоносія, кг/с;

c_w – теплоємність води, $c_w = 4,19 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К);

t_{w1}, t_{w2} – початкова та кінцева температура теплоносія, К;

G_1, G_2 – витрата зволоженого та незволоженого повітря, кг/с;

i_1, i_2, i'_2 – відповідно ентальпія повітря на початку обробки, кінцева зволоженого, кінцева незволоженого повітря, Дж/кг;

K – поправочний коефіцієнт, який враховує випаровування води при обробці повітря що нагрівається.

$$K = 1 \dots 1,14$$

На основі даних О.Я. Кокоріна [2], який досліджував роботу теплообмінників непрямого випарного охолодження, котрі за гідравлічними режимами руху середовищ, які обмінюються теплотою, аналогічні тим контактної-поверхневим повітрянагрівачам які розглядаються, встановлено допустимі значення масової швидкості зволоженого повітря, виходячи з можливості виникнення режиму «захливання»:

для пластинчастого повітрянагрівача

$$v\rho = 13,5 - 98,75 \cdot V \quad (5)$$

для трубчастого повітрянагрівача

$$v\rho = 12,8 - 90 \cdot V \quad (6)$$

де $v\rho$ – масова швидкість зволоженого повітря, кг/(м²·с);

V – щільність зрошення, віднесена до змоченого периметру, кг/(м·с).

Доцільний діапазон вимірів щільності зрошення визначався на основі попередніх випробовувань повітрянагрівачів. Було встановлено, що збільшення щільності зрошення понад 0,08 кг/(м·с) практично не призводить до підвищення температури повітря в кінці обробки, однак викликає суттєве збільшення температури охолодженої води, що є негативним фактором.

При щільності зрошення менше 0,03 кг/(м·с) різниця кінцевої та початкової температур незволоженого повітря не перевищувала 7÷8 К. Таким чином діапазон змін щільності зрошення в експериментах був прийнятий: $V = 0,03 \div 0,08$ кг/(м·с).

Максимальне значення масової швидкості зволоженого повітря 5,6 кг/(м²·с) було визначене на основі виразів (5) та (6). Являє цікавість визначення інтенсивності теплообміну між теплоносієм та

незволожуваним повітрям при відсутності руху потоку зволоженого повітря. В зв'язку з цим масова швидкість зволоженого повітря змінювалася при експериментальному дослідженні від 0 до 5,6 кг/(м²·с). Діапазон змін масової швидкості незволоженого повітря за аналогією з випробовуванням калориферів звичайної конструкції був прийнятий від 2,0 до 12кг/(м²·с).

При обробці даних встановлено, що коефіцієнт повного теплообміну практично не залежить від швидкості потоку незволоженого повітря, що пояснюється головним чином ламінарним характером руху плівки теплоносія, який, як було встановлено при теоретичному аналізі, зберігається у всіх режимах роботи повітронагрівачів.

Виявлена в експериментах залежність коефіцієнта повного теплообміну від масової швидкості зволоженого повітря і щільності зрошення описується емпіричними формулами:

для пластинчастого повітронагрівача

$$\sigma = 6,7 \cdot 10^{-2} (v\rho)^{0,9} B^{0,8}; \quad (7)$$

для трубчастого повітронагрівача

$$\sigma = 7,1 \cdot 10^{-2} (v\rho)^{0,9} B^{0,8}. \quad (8)$$

Коефіцієнт теплопередачі від теплоносія до незволоженого повітря в значній мірі залежить від масової швидкості повітря, яке нагрівається при безпосередньому контакті з водою:

для пластинчастого повітронагрівача

$$k = 69,7 (v\rho)^{0,87} B^{0,9} e^{-0,08(v\rho)}; \quad (9)$$

для трубчастого повітронагрівача

$$k = 268,7 (v\rho)^{0,43} B^{0,25} e^{-0,08(v\rho)}. \quad (10).$$

В результаті експериментального дослідження встановлено, що різниця початкової температури теплоносія та кінцевої температури зволоженого повітря θ залежить тільки від масової швидкості повітря та щільності зрошення:

для пластинчастого повітронагрівача

$$\theta = 0,26 (v\rho)^{0,4} \cdot B^{-1}; \quad (11)$$

для трубчастого повітронагрівача

$$\theta = 0,8 (v\rho)^{0,4} \cdot B^{-0,62}. \quad (12)$$

Емпіричні залежності втрат тиску H_I , Па, в повітронагрівачі із сторони потоку зволоженого повітря мають вигляд:

для пластинчастого повітронагрівача

$$H_I = 129,6 (v\rho)^{2,9} \cdot B^{1,34}; \quad (13)$$

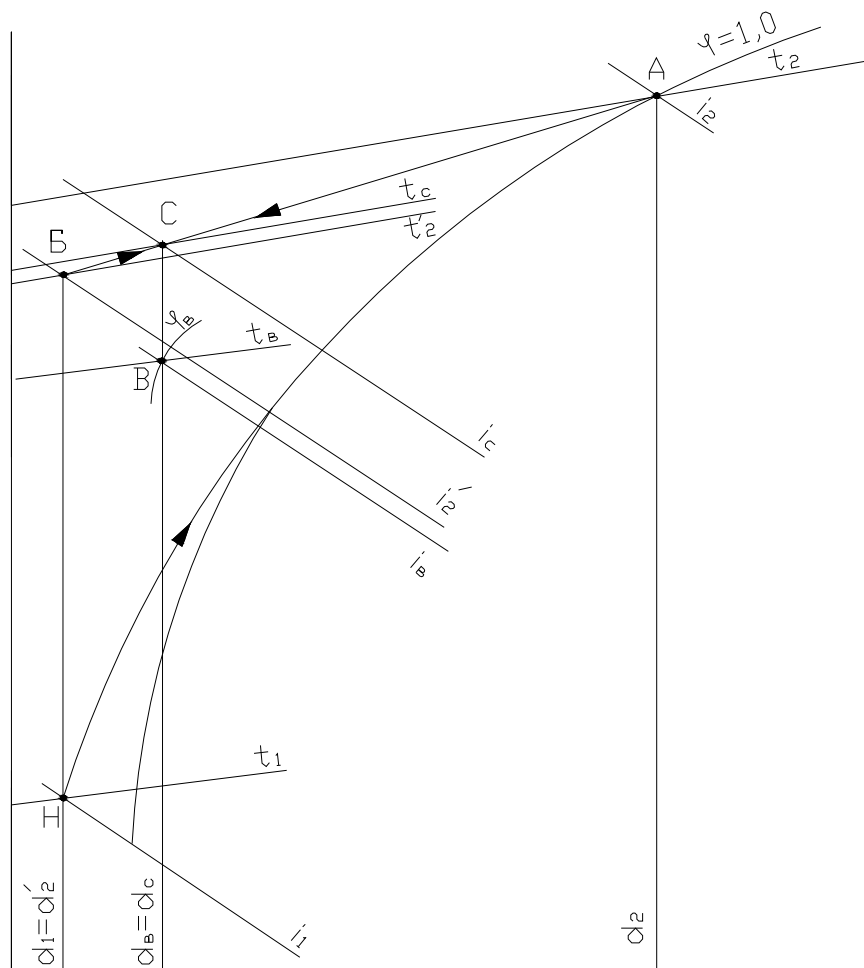
для трубчастого повітронагрівача

$$H_I = 336,4 (v\rho)^{1,4} \cdot B^{0,82}; \quad (14)$$

Залежність втрат тиску в пластинчастому повітрянагрівачі H_2 Па, з боку потоку повітря, що нагрівається без зволоження, виражена емпіричною залежністю

$$H_2 = 9,94(\nu\rho)^{1,925}. \quad (15)$$

На основі аналізу побудови обробки повітря в I, d – діаграмі [3,6] отримані формули для визначення витрат зволоженого та незволоженого повітря, дотримання яких забезпечить потрібні параметри суміші, яка надходить до системи повітряного опалення теплиць. На діаграмі наведено характерні точки процесу обробки: Н – визначає стан зовнішнього повітря перед обробкою в повітрянагрівачі; А – відповідає стану потоку повітря, яке нагріте без зволоження; Б – характеризує стан повітря, яке оброблено при безпосередньому контакті з теплоносієм; С – відповідає параметрам суміші повітря на виході з апарату; В – визначає параметри внутрішнього повітря в опалювальному приміщенні. Промінь процесу обробки в приміщенні умовно співпадає з лінією постійного вологовмісту.



Мал. 3 Побудова на i, d - діаграмі процесу обробки повітря в контактньо-поверхневому повітряопідігрівачі

На основі побудови можна записати

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{d_c - d_1}{d_2 - d_c} \quad (16)$$

З іншого боку, загальну кількість повітря, яке надходить до приміщення, можна визначити за виразом

$$G_1 + G_2 = \frac{Q}{i_c - i_B}, \quad (17)$$

де i_c, i_B – відповідно ентальпія повітря, яке надходить до приміщення, та внутрішнього повітря, Дж/кг;

$Q=Q_1+Q_2$ – теплова потужність, яка потрібна для повітряного опалення, Вт.

Вирішивши вирази (16) та (17), отримаємо

$$G_1 = \frac{Q(d_c - d_1)}{(i_c - i_B)(d_2 - d_1)}; \quad (18)$$

$$G_2 = \frac{Q(d_2 - d_c)}{(i_c - i_B)(d_2 - d_1)}. \quad (19)$$

Данні, отримані в результаті теоретичних та експериментальних досліджень, дозволяють виконувати інженерний розрахунок розроблених повітрянагрівачів для систем повітряного опалення теплиць. Застосування таких пристроїв не тільки дозволяє забезпечити значний економічний ефект, а також буде сприяти охороні повітряного басейну від забруднень, які мають місце при спалюванні органічного палива.

Список літератури:

1. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчётов вентиляции и кондиционирования воздуха. М., 1965.
2. О.Я. Кокорин. Установки кондиционирования воздуха. – М.:Машиностроение, 1978.
3. В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение (учебник). – М.: Стройиздат, 1985.
4. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. М. Евроклимат. 2000.
5. Сотников А.Г. Системы кондиционирования воздуха и вентиляции. В 2-х томах. ООО «АТ». Санкт-Петербург. 2005.
6. Росковшенко Ю.К. Центральні системи кондиціонування повітря Навчальний посібник. Київ. ІВНВП «Укреліотех». 2008.

ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОКОТЕЛЕНЬ

Нестримний ріст цін на комунальні послуги, в тому числі опалення, спонукає багатьох споживачів до пошуку альтернативного джерела теплопостачання. Таким джерелом може бути автономна система теплопостачання на базі використання природного газу або електричної енергії. Вибір конкретного виду енергоносія залежить від ряду факторів - наявності поблизу газової мережі, наявності необхідних електричних потужностей у споживача або можливість підключення до трансформаторної підстанції та інших.

При виборі енергоносія одним із найбільш вагомим факторів є його ціна. Останнім часом спостерігається на ринку енергоносіїв в нашій державі постійне зростання цін на природний газ до рівня цін європейського ринку. В той же час зростає і ціна на електроенергію, проте не так стрімко через те, що майже половина електроенергії виробляється на атомних електростанціях. Особливо привабливим є використання електроенергії вночі за рахунок встановлення пільгового тарифу на електроенергію з 23.00 ночі до 6.00 ранку в розмірі 25% від денного [1]. Це відкриває шлях до створення електроакумуляційних котелень для систем теплопостачання [2].

Однак є низка причин, що затримують розвиток цього напрямку теплопостачання, серед яких однією з найбільш суттєвих є проблема великих об'ємів акумуляторів теплоти, яка має запасатися вночі, щоб її можна було використати вдень. Так, для акумуляування теплоти для систем теплопостачання адміністративної будівлі потужністю 711 кВт необхідно мати ємність з водою об'ємом майже 300 м³. На рис.1 представлений графік залежності об'єму акумулятора для повного переходу на електроакумуляційне теплопостачання згідно розрахункової потужності системи теплопостачання.

Повний перехід на електроакумуляційне опалення є недоцільним, оскільки величезний об'єм бака-акумулятора є необхідним лише при розрахунковій температурі на опалення. Протягом всього опалювального періоду немає необхідності накопичення кожну добу

такої великої кількості тепла. Виходить ми влаштуємо такий великий акумулятор тільки заради 36 годин, в які спостерігаються розрахункова температура для опалення (наприклад для м.Києва) (рис.2).

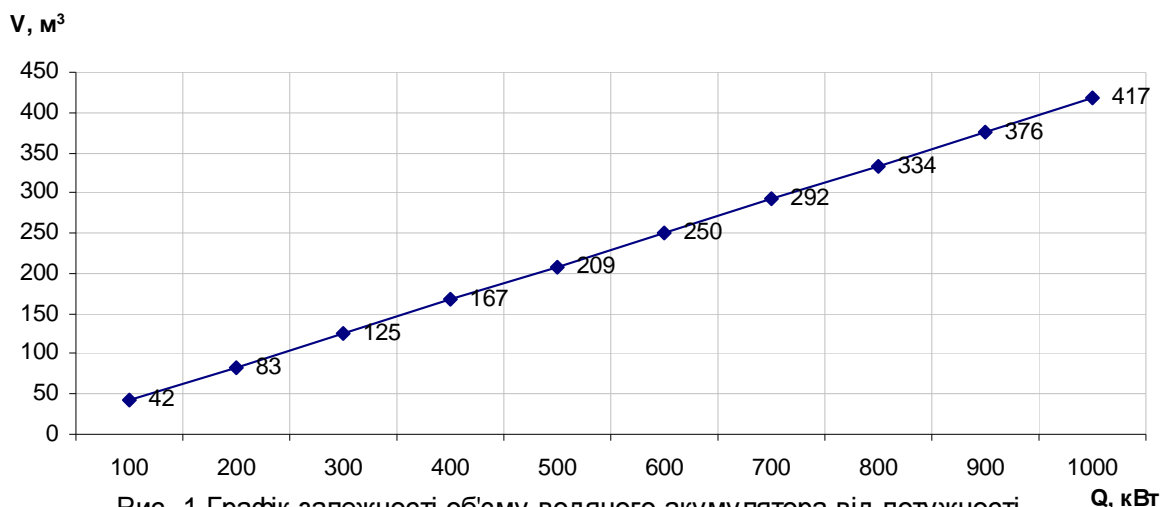


Рис. 1 Графік залежності об'єму водяного акумулятора від потужності системи теплопостачання

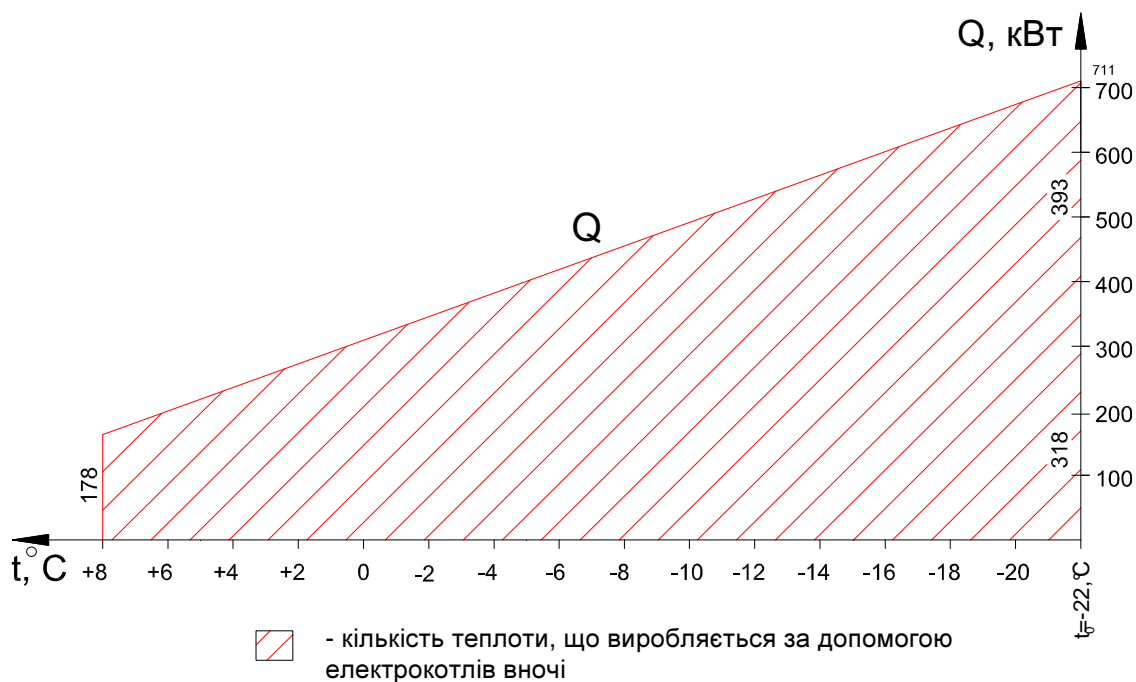


Рис. 2 Графік покриття навантаження при $Q=711$ кВт та $V_b=296$ м³

Зменшити об'єм акумуляторів можливо за рахунок двох засобів- по-перше, підвищення вночі температури в будівлі понад нормативні, а , по-друге, підключенням вдень на деякий час котельні для покриття дефіциту тепла. Причому робити це зовсім необов'язково на протязі всього опалювального періоду, а тільки в деяких період, що буде визначатись для кожного об'єкта окремо, виходячи з його індивідуальних особливостей. Наприклад, починаючи з середньодобової температури $-0,8^{\circ}\text{C}$ (рис.3).

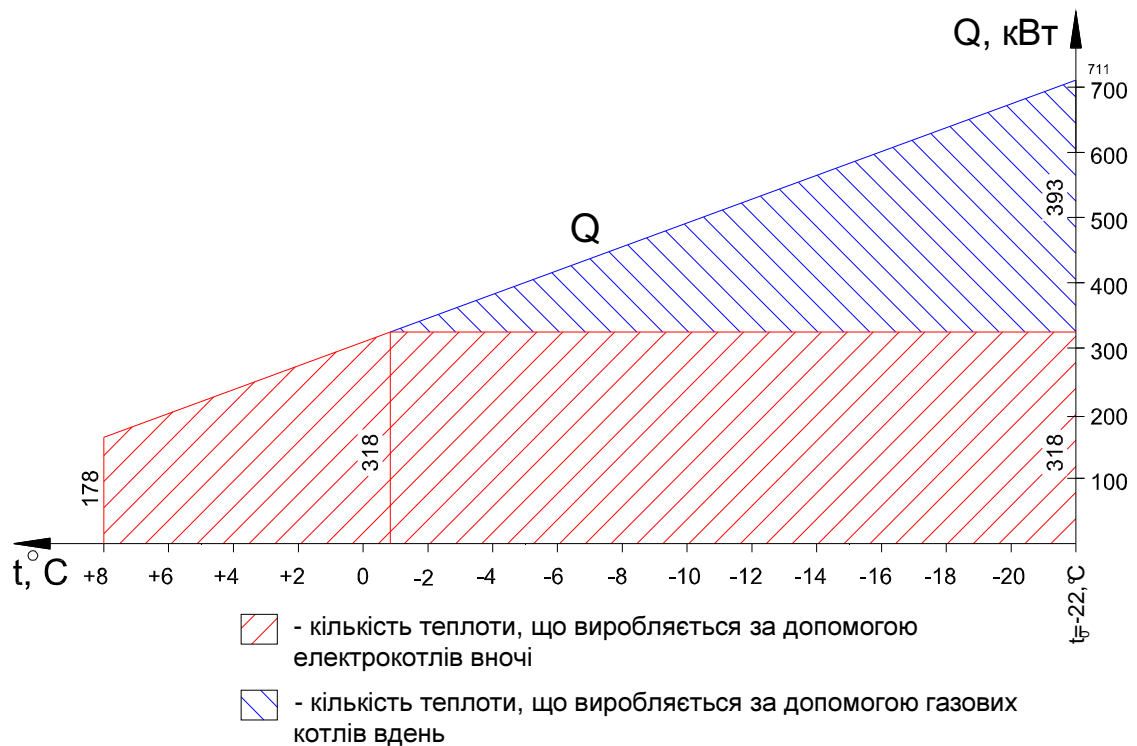


Рис. 3 Графік покриття навантаження при $Q=711\text{кВт}$ та $V_b=132\text{ м}^3$

Тоді для системи з необхідною потужністю 711 кВт при об'ємі акумулятора 132 м^3 прийдеться вмикати вдень котельню на одну годину (з 14.00 до 15.00) при умові доведення внутрішньої температури будівлі на момент відключення електрокотельні вранці до 24°C , використовуючи так званий «перетоп». Однак у такий спосіб повністю вирішити проблему зменшення великих об'ємів акумуляторів тепла не вдається.

Великі об'єми акумулювання спонукають до пошуку більш компактного з точки зору конструкції акумулятора теплоти. Конструкції акумуляторів теплоти можуть бути збудовані на різних фізичних принципах [3], проте реально для господарсько-побутового теплопостачання використовуються лише рідинні акумулятори. Рідинні акумулятори, в яких теплоакумуючим середовищем є вода, мають певні обмеження. Так максимальна температура акумулюючого середовища залежить від тиску, що підтримується в посудині для запобігання її вскипання і на практиці становить близько $90\text{-}95^\circ\text{C}$. Така температура теплоакумуючого середовища тягне за собою величезні об'єми акумуляторів, що стають складними конструктивно та потребують великих площ для їх розміщення.

Деякий час багато надій покладалось на використання в якості теплоакумуючих матеріалів речовин, які в робочому діапазоні переходили через фазові перетворення. Теплота, необхідна для фазових перетворень більша за теплоємність, що теоретично дає змогу зменшити об'єми акумуляторів практично вдвічі. Але, крім деяких властивостей самих теплоакумуючих матеріалів, які стримують розвиток цього

напрямку (наприклад хімічна нестійкість), є одна дуже суттєва властивість, яка гальмує розробку подібних апаратів, а саме - повільне пересування фронту фазового переходу, що робить їх неперспективними для використання в електроакумуляційних котельнях, де час зарядки акумулятора має не перевищувати семи годин, а при розрядці в години піку споживання гарячої води швидкість розрядки має бути ще більшою, ніж зарядки. Спроби покращити динамічні якості акумулятора за рахунок збільшення площі поверхонь теплообміну приводять до збільшення об'єму акумулятора. Така сама ситуація має місце і стосовно твердотілих акумуляторів.

Очевидним шляхом зменшення об'ємів акумулювання є підвищення температури акумулюючого середовища рідинних акумуляторів. Найбільш доцільно використати накопичувач з високотемпературною рідиною. Високотемпературні теплоносії повинні мати наступні властивості: мінімальними токсичністю та корозійним впливом на конструкційні матеріали, високими термічною стійкістю та температурою кипіння, низькою температурою застигання, високими темодинамічними показниками, вибухо- та пожежобезпекою, високою теплоємністю.

В якості високотемпературних теплоакумулюючих матеріалів можна використовувати різні речовини органічного та неорганічного походження. Доцільність вибору тієї чи іншої речовини в якості теплоакумулюючого матеріалу визначається в першу чергу вимогами високої термічної стійкості та низької вартості речовини. Але в першу чергу температура насичення (кипіння) цих речовин повинна мати великі значення, в порівнянні з водою, і при цьому мати слабку залежність від тиску.

Список літератури:

1. «Про зміну тарифних коефіцієнтів в оплаті електроенергії» Постанова НКРЕ №529 від 19.07.05;
2. Гламаздин П.М., Гламаздіна А.Д. Комбіновані системи теплопостачання з використанням електроенергії//Нова тема/- №4,2009 – с.26-28;
3. Бекман Г., Гили П. Тепловое аккумуляирование энергии: Пер. с англ. –М.: Мир, 1987. -272 с.;

СХЕМИ СИСТЕМ ГЕЛІОТЕПЛОПОСТАЧАННЯ БУДИНКІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ГАЗОВОГО ВОДОГРІЙНОГО КОТЛА ТА ТЕПЛООВОГО НАСОСА.

Технології використання низькопотенціальних та відновлюваних джерел (ВЕР, сонячна енергія, теплота ґрунту, водоймищ) стають все більш актуальними як в Україні так і за кордоном. Такі технології передбачають в першу чергу застосування геліоколекторів, теплових насосів [1, 2, 3]. Причому більш перспективними залишаються технології спільного застосування теплових насосів та сонячних колекторів, які дають більший коефіцієнт перетворення η_{cop} .

На інженерному корпусі Укрінтерм (м. Біла Церква) в 2009 р. введена в експлуатацію комбінована система опалення та гарячого водопостачання з застосуванням сонячних колекторів та теплового насоса. Вода нагрівається в ємнісному теплообміннику (рис. 1) за допомогою сонячного колектора та від газового водогрійного котла. При підвищеній потребі гарячої води передбачена можливість електропідігріву. В постійному режимі працює тепловий насос ДНР-R (рис. 2) з ґрунтовим колектором потужністю 35 кВт та два модулі нагріву МН-100. Середній коефіцієнт перетворення теплового насоса $\eta_{\text{cop}}=3,4$.



Рис. 1. Схема сонячного водонагрівача

Як показав досвід та попередні випробування спільне використання теплового насоса й сонячних колекторів більш ефективне й енергоощадне, ніж окреме використання сонячних колекторів, теплового насоса, газового та електричного водогрійних котлів.

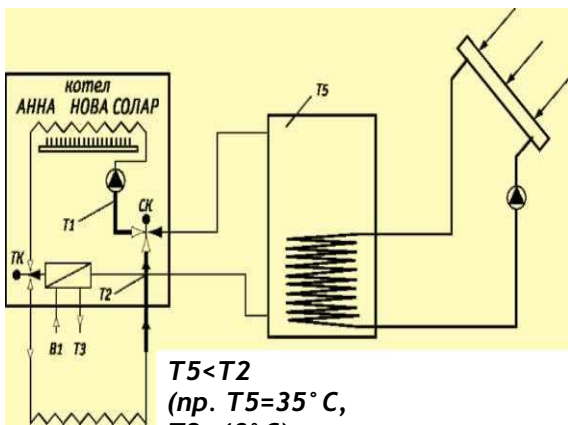
Колектор теплового насоса має довжину 900 м (3 гілки по 300 м) і встановлений на глибині, нижчій глибини промерзання ґрунту (0,9...1,0 м). Для уникнення небезпеки замерзання (кристалізації) теплоносія широко застосовуються гліколеві домішки [4]. Такі домішки дещо зменшують теплопродуктивність теплообмінників. Наприклад, 10% водний розчин етиленгліколю, який забезпечує роботу системи при температурі +1°C, може зменшити теплопродуктивність котла приблизно на 2% та збільшити гідравлічний опір трубопроводів на 5%. Але найбільший недолік етиленгліколю, крім впливу на роботу системи, є його токсичність. Тому для заповнення системи геліопостачання Укрінтерм застосовано пропіленгліколь, щоправда вартість його майже втричі більша ніж вартість етиленгліколю.



Рис. 2. Тепловий насос, що входить до складу комбінованої системи

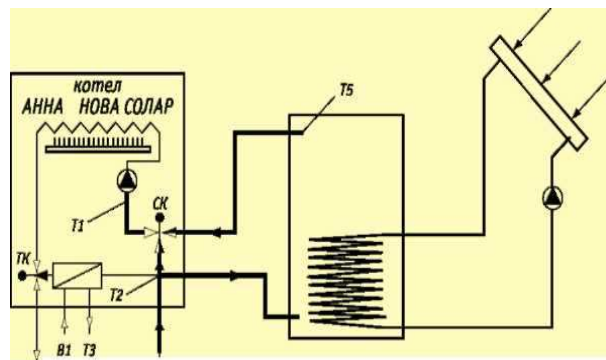
Як додаткове джерело нагріву для теплонасосно-сонячних систем Укрінтерм розпочав випуск чотирьох нових моделей настінних газових водогрійних котлів з інтегрованою системою сонячних панелей:

Анна нова солар 24 ОК, Анна нова солар 24 ЗК, Анна нова солар 29 ЗК, Анна нова комфорт солар 26. У всіх моделях встановлено пластинчастий водоводяний теплообмінник. Ці котли можуть працювати як в режимі опалення, так і в режимі гарячого водопостачання (ГВП), але вони завжди функціонують з врахуванням пріоритету системи сонячних панелей. Можливі функціональні схеми роботи котла АННА НОВА СОЛАР наведені на рис. 3.



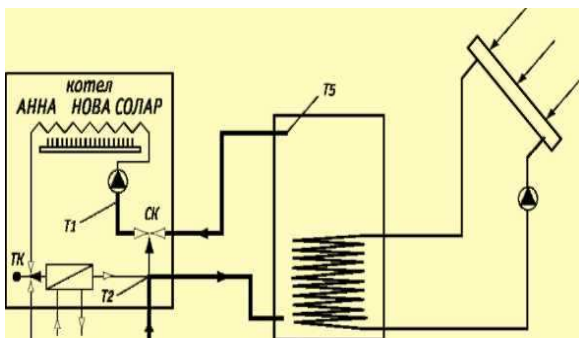
$T5 < T2$
(пр. $T5 = 35^{\circ}\text{C}$,
 $T2 = 40^{\circ}\text{C}$)

Схема 1.



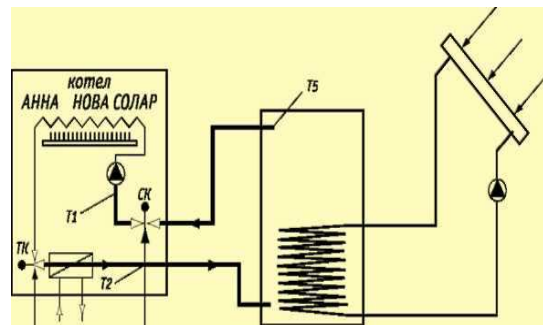
$T1 > T5 > T2$
(пр. $T5 = 60^{\circ}\text{C}$,
 $T2 = 40^{\circ}\text{C}$, $T1 = 55^{\circ}\text{C}$)

Схема 3



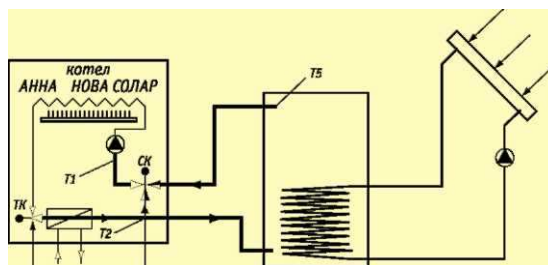
$T1 > T5 > T2$
(пр. $T5 = 45^{\circ}\text{C}$, $T2 = 40^{\circ}\text{C}$,
 $T1 = 55^{\circ}\text{C}$)

Схема 2.



$T5 \geq T1$
(пр. $T5 = 70^{\circ}\text{C}$,
 $T1 = 55^{\circ}\text{C}$)

Схема 4



$T5 > 72^{\circ}\text{C}$
(пр. $T5 = 80^{\circ}\text{C}$)

Схема 5

Рис. 3. Функціональні схеми роботи котла АННА НОВА СОЛАР спільно з сонячним колектором

ТК – триходовий клапан; СК – змішувальний клапан; $T1$ – температура води в подавальній магістралі, $^{\circ}\text{C}$; $T2$ – температура води в зворотній магістралі, $^{\circ}\text{C}$; $V1$ – холодна вода; $T3$ – гаряча вода; $T5$ – температура води в бойлері, $^{\circ}\text{C}$.

Схема 1 працює в режимі опалення і застосовується, коли температура води в зворотній магістралі більша, ніж в ємнісному теплообміннику. В цьому разі сонячний колектор виключає можливість роботи сонячних панелей, і котел працює автономно.

Схема 2 застосовується, коли температура в зворотній магістралі системи опалення менша, ніж в ємнісному теплообміннику. Система опалення повністю забезпечується сонячною тепловою енергією, котел включається тільки за необхідності підвищення температури води в подавальній магістралі.

Схема 3 застосовується, якщо температура в ємнісному теплообміннику значно перевищує температуру води в зворотній і навіть в подавальній магістралях системи опалення. Тому частина води із зворотної магістралі змішується з водою з ємнісного теплообмінника.

Схему 4 застосовують в режимі ГВП. Температура води повинна бути не нижчою 56°C. Якщо вода в теплообміннику має температуру меншу 56°C, включається котел для її догрівання до необхідної температури.

Схема 5 працює в режимі ГВП коли температура води в теплообміннику вища 56°C, але нижча 72°C. Якщо температура води перевищує 72°C, необхідно підмішувати частину води з ємнісного теплообмінника.

Геліосистема включає в себе такі основні елементи:

- 2 сонячних колектора по 12 вакуумних трубок;
- насосний вузол (циркуляційний насос, манометр, показчик температури, датчики на інше);
- блок керування;
- допоміжний розширювальний бак об'ємом 8 л.;
- напірний ємнісний теплообмінник ємністю 200 л.

Теплова енергія транспортується циркулюючим теплоносієм від сонячного колектора до ємнісного теплообмінника, де нагрівається вода для гарячого водопостачання. Якщо холодна вода не нагрівається в теплообміннику до заданої температури від сонячного колектора, автоматично включається додатковий нагрівальний пристрій, наприклад, ТЕН. А коли температура циркулюючого теплоносія нижча встановленої, виключається циркуляційний насос.

Сонячний колектор має в своїй конструкції вакуумну та теплову труби. Високу ефективність передачі та збереження теплової енергії забезпечує сучасна передова технологія виготовлення цих труб, високоякісний селективний шар покриття. Вакуумна труба є основною частиною сонячного водонагрівача і визначає ефективність системи геліотеплопостачання в цілому. Вона виконана з боросилікатного скла з використанням сучасної технології нанесення покриття методом напилення 12-ти селективних поглинаючих шарів. Така вакуумна труба характеризується високою поглинаючою спроможністю (94-96%) та низьким коефіцієнтом віддзеркалення (0,04-0,06), температура стабілізації становить 250°C. Застосовуються вакуумні труби діаметром 47 мм, довжиною 1500 мм та діаметром 58 мм, довжиною 1800 і 2100 мм. Теплові труби, які використовуються в сонячних колекторах

Укрінтерм, виготовлені з високоякісної міді та алюмінію, тому що якість та чистота матеріалів для теплових труб являється важливим фактором їх ефективності. Температура кипіння рідини всередині теплової труби дорівнює 250°C. Коли труба нагрівається до вищою температури, рідина закипає, а її пара піднімається у верхню частину труби і направляється в теплообмінник. В теплообміннику пара конденсується, віддаючи теплоту фазового переходу для нагрівання води.

Правильно запроектоване якісне обладнання для системи геліотеплопостачання дає економію до 70% річних витрат на нагрівання води. Завдяки застосуванню сучасних технологій, сонячні водогрійні системи працюють з ККД близько 80%. Зокрема геліосистема UIT_SOL-200L224, встановлена на підприємстві, повністю забезпечує гарячою водою інженерний корпус з квітня по жовтень. В зимовий період додатково нагрівається вода за допомогою настінної установки гарячої води (УГВНС-90) виробництва СП «Укрінтерм». За попередніми підрахунками тепловий насос, встановлений на підприємстві «Укрінтерм», забезпечує до 63 700 кВт*год теплової енергії за рік.

Список літератури:

1. Никифорович Є.І., Кідрук М.І. Моделювання та оптимізація систем теплопостачання будівель з використанням відновлюваних джерел енергії (тепловий насос та сонячний колектор) // Нова тема - №4, 2007; с. 13...16, -№1, 2008, с. 10...14; -№2, 2008, с. 11...13,
2. Худенко А.А. Теплоенергетична ефективність використання тепло насосних установок // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання – 2004, вип. 7 – с. 27...30.
3. Швачко Н.А., Приймак А.В. Експериментальне дослідження вакуумованого колектора сонячної енергії для геліосистем теплопостачання // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання – 2001, вип. 1 – с. 112...121.
4. Пирков В.В. Особливості проектування сучасних систем водяного опалення. – К.: «Такі справи», 2003. – 176.

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛІВ КАСКАДНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Геотермальна енергія є одною з найбільших перспективних і підготовлених для практичного освоєння. За кордоном при використанні геотермальної енергії головну увагу приділяють одержанню електричної енергії. У 2000 р. в 21 країні були в експлуатації геотермальні електричні станції (ГеоЕС) з сумарною встановленою потужністю 7974 МВт, а в США встановлена потужність ГеоЕС склала 2228 МВт [1-3]. Ефективне перетворення геотермальної енергії в електричну вимагає створення спеціального енергетичного устаткування. У зв'язку з недостатньо високою термодинамічною ефективністю ГеоЕС (ККД близько 10-12%) продовжуються дослідження і ведуться розробки гібридних і комбінованих теплових схем енергетичних станцій, пошук ефективних робочих тіл і оптимізація термодинамічних параметрів циклів.

Найбільш ефективною є схема використання геотермальної енергії разом з теплонасосною установкою [1-7]. Створення систем опалення на базі ТНУ передбачає або повну реконструкцію системи опалення, або проектування нової системи низькотемпературного опалення в режимі 55/30 °С. Застосування ТНУ в діючих системах опалення вимагає розробки теплових схем з високотемпературним теплоносієм для роботи установки в температурному режимі 85/60 °С, як пікові джерела теплоти [2], оскільки допускається використовувати ТНУ для утилізації теплоти скидної геотермальної води.

У роботах [5-7] наведені результати дослідження термодинамічної ефективності циклів одноступеневої ТНУ з різними робочими речовинами. При порівняльній оцінці ефективності термодинамічних циклів з різними робочими речовинами (хладон R134a, R22, R21, R142b) можна побачити, що температура конденсації збільшується до 65 ÷ 70 °С і навіть 95 ÷ 120 °С зі зростанням температури в процесі підведення тепла від низькотемпературного джерела [5], що дозволяє забезпечити режим теплопостачання споживачів з температурним режимом 95/70 °С.

Однак, температура випаровування робочої речовини повинна мати значення близько 50 °С і вище. Як показують результати розрахунків, робоча речовина ефективна в діапазоні з температурою випаровування і температурою конденсації близько 20 ÷ 25 °С. У більшому температурному діапазоні ефективними є цикли з двоступінчастим (багатоступінчастим) стисканням і однією робочою речовиною, або каскадні (багатоступінчасті) цикли з декількома робочими речовинами [8-11].

Фірмою «Rotex» розроблена ТНУ з бінарним циклом, яка характеризується наступними параметрами: теплова потужність становить від 11 до 16 кВт; коефіцієнт перетворення (COP) 2,88 ÷ 3,08;

температура випаровування - до 25 °С, температура конденсації - до 80 °С. В якості робочих речовин двоступеневої ТНУ використовувалися хладони R410a і R134a.

У даній роботі наводяться результати порівняльної оцінки термодинамічної ефективності двоступеневої теплової схеми і каскадної (багатоступеневою) теплової схеми ТНУ. В якості робочих речовин вивчалися хладони R407с, R134a.

Теплова схема двоступеневої ТНУ з однією робочою речовиною (хладоном R407с) показана на рис. 1.

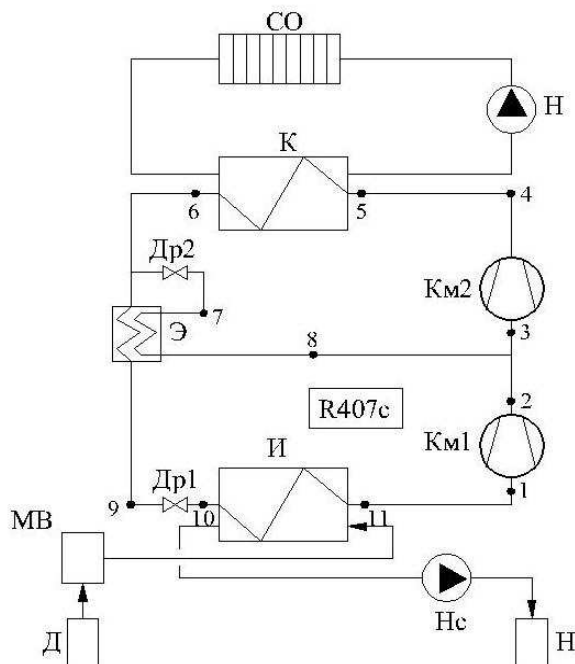


Рис.1. Теплова схема двоступеневої ТНУ з проміжним охолоджувачем: Км1 - компресор ступені низького тиску; Км2 - компресор ступені високого тиску; К - конденсатор; И - випарник; Э - економайзер; Др1, Др2 - дросельні вентилі; МВ - модуль водоочистки; Нс - насос; СО - система опалення; Д -- видобувна свердловина; Н - нагнітаюча свердловина.

Теплова схема каскадної ТНУ наведена на рис. 2. Розрахункові точки циклу показані на схемі рис. 3.

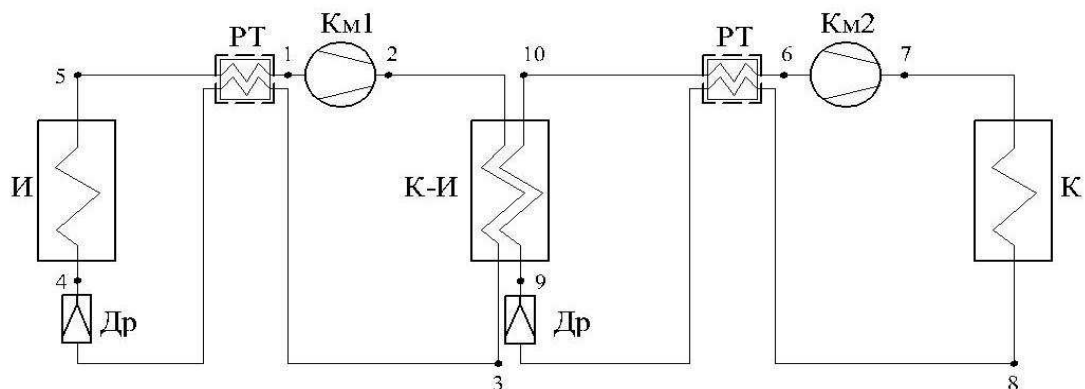


Рис.2. Теплова схема каскадної ТНУ:
Км1, Км2 - компресор; К - конденсатор; И - випарник; И-К - проміжний випарник-конденсатор.

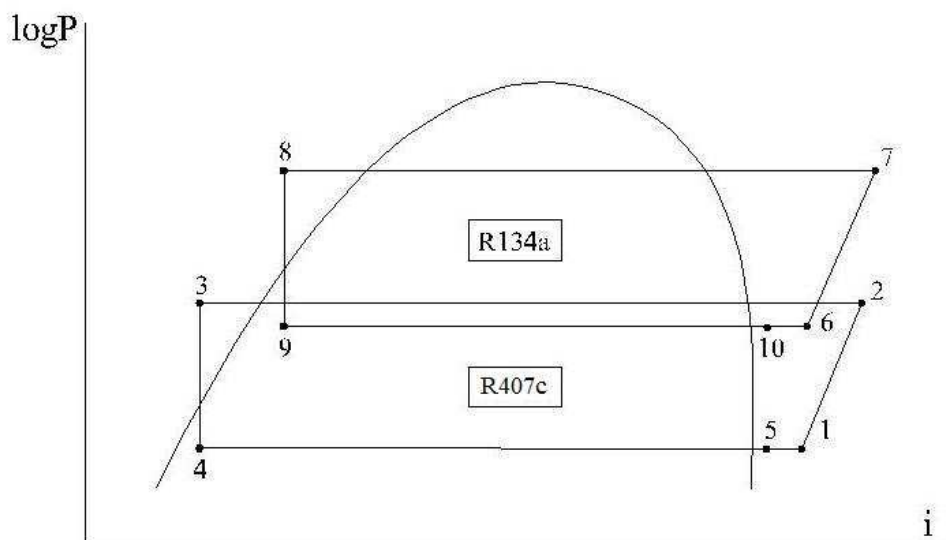


Рис.3. Цикли двоступеневої (каскадної) ТНУ з робочими речовинами – хладони R407c і R134a.

Результати розрахунку термодинамічної ефективності різних теплових схем ТНУ наведені в табл. 1, 2.

Таблиця 1

Значення термодинамічних параметрів каскадного циклу ТНУ
($t_{т.в.} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{с.в.} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$)

| Параметр | Точки циклу | | | | | | | |
|---|-------------|------|------|------|------|-------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Температура робочої речовини, $^{\circ}\text{C}$ | 19,0 | 49,6 | 22,0 | 10,0 | 20,8 | 104,0 | 83,0 | 15,0 |

Таблиця 2

Значення термодинамічних параметрів двоступінчастого циклу
ТНУ (хладон R407c, $t_{т.в.} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{с.в.} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$)

| Точки циклу | P, бар | t, $^{\circ}\text{C}$ | i, кДж/кг | S, кДж/(кг·К) | V, м ³ /кг |
|----------------|--------|-----------------------|-----------|---------------|-----------------------|
| 1 | 11,76 | 37,0 | 429,57 | 1,7632 | 11,76 |
| 2S | 20,46 | 63,74 | 443,09 | 1,7632 | 11,93 |
| 2 | 20,46 | 69,47 | 450,31 | 1,7894 | 12,46 |
| 3 | 20,46 | 65,37 | 445,17 | 1,7743 | 12,08 |
| 4S | 35,60 | 95,60 | 458,76 | 1,7743 | 6,60 |
| 4 | 35,60 | 100,60 | 466,00 | 1,7939 | 7,12 |
| 5 | 35,60 | 100,60 | 496,00 | 1,7939 | 7,12 |
| 6 | 36,60 | 71,89 | 319,00 | 1,3761 | 1,17 |
| 7 | 11,76 | 27,00 | 319,00 | 1,4031 | 9,38, |
| 8 | 11,76 | 37,00 | 429,57 | 1,7632 | 20,60 |

Примітка: 2S, 4S – ізоентропійні процеси.

Результати розрахунку термодинамічних параметрів циклу і характеристики каскадної ТНУ наступні:

- холодоагент нижнього каскаду R407c; холодоагент верхнього каскаду

R134a;

- температура випаровування в нижньому каскаді $T_{ELT} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура випаровування в верхньому каскаді $T_{EHT} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ (максимально допустима);
- температура конденсації в нижньому каскаді $T_{CLT} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура конденсації в верхньому каскаді $T_{CHT} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$;
- холодопродуктивність в нижньому каскаді $Q_{ELT} = 16 \text{ кВт}$;
- холодопродуктивність в верхньому каскаді $Q_{EHT} = 30,8 \text{ кВт}$;
- теплопродуктивність в нижньому каскаді $Q_{CLT} = 16,8 \text{ кВт}$;
- теплопродуктивність установки $Q_{CHT} = 58,0 \text{ кВт}$;
- потужність компресора нижнього каскаду $W_{LT} = 1,777 \text{ кВт}$;
- потужність компресора верхнього каскаду $W_{HT} = 23,51 \text{ кВт}$;
- холодильний коефіцієнт нижнього каскаду $COP_{LT} = 8,562$;
- холодильний коефіцієнт верхнього каскаду $COP_{HT} = 1,564$;
- коефіцієнт перетворення нижнього каскаду $\mu = 9,454$;
- коефіцієнт перетворення верхнього каскаду $\mu = 2,467$;
- середній коефіцієнт перетворення $\mu_{cp} = 5,96$.

Результати розрахунку характеристик двоступеневої ТНУ з однією робочою речовиною (хладон R407c) наступні:

- температура випаровування – $30 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура конденсації – $75 \text{ }^\circ\text{C}$;
- холодопродуктивність – 15 кВт ;
- теплопродуктивність – 20 кВт ;
- потужність компресора Км1 – $2,84 \text{ кВт}$;
- потужність компресора Км2 – $2,85 \text{ кВт}$;
- індикаторний ККД компресорів – $0,652$;
- масова витрата теплоносія – $0,137 \text{ кг/с}$;
- об'ємна витрата теплоносія – $10,19 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- проміжний тиск – $20,46 \text{ бар}$;
- проміжна температура – $65,37 \text{ }^\circ\text{C}$;
- коефіцієнт перетворення – $3,64$.

Висновки. Порівняльний аналіз термодинамічної ефективності теплових схем ТНУ показують переваги каскадної. Так, коефіцієнт перетворення каскадної ТНУ становить 5,96 в температурному інтервалі $30 \div 95 \text{ }^\circ\text{C}$, що показує можливість використання високотемпературної каскадної ТНУ в традиційних системах опалення будівель в температурному режимі $85/60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Список літератури:

1. Денисова А.Е. Інтегровані системи альтернативного теплопостачання для енергозберігаючих технологій: автореф. дис. на здобуття наук.

- ступеня д-ра. техн. наук : спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика і промислова теплоенергетика» / А.Е. Денисова. – Одеса, 2003. – 36 с.
2. Геотермальное теплохладоснабжение жилых и общественных зданий и сооружений. Нормы проектирования: ВСН 56-87. – [Действующий от 1988-07-01]. – М.: Стройиздат, 1989. – 70 с.
 3. Янтовский Е.И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е.И. Янтовский, Ю.В. Пустовалов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 144 с.
 4. Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
 5. Огуречников Л.А. Геотермальные ресурсы в энергетике / Л.А. Огуречников // Альтернативная энергетика и экология. – 2005. – №11. – С. 58-66.
 6. Мартыновский В.С. Термодинамические характеристики циклов тепловых и холодильных машин / В.С. Мартыновский. – М.: Госэнергоиздат, 1952. – 162 с.
 7. Розенфельд Л.М. Термодинамическая теория динамического отопления с помощью холодильной машины / Л.М. Розенфельд // Журнал технической физики. – 1952. – Вып. 8., т. 22. – С.18-27.
 8. Редько А.А. Ступенчатая система теплоснабжения с теплонасосной установкой / А.А. Редько, В.А. Краснопольский, И.А. Редько, Д.Х. Харлампиди // Коммунальное хозяйство городов. – 2008. – Вып. 84. – С. 155-158.
 9. Редько А.А. Анализ режимов работы геотермальных теплонасосных установок / А.А. Редько, Д.Х. Харлампиди // Нова тема. – 2008. – №4. – С. 21-25.
 10. Редько А.А.. Исследование термодинамических режимов геотермальных теплонасосных установок / А.А. Редько, Д.Х. Харлампиди // Вісник Донбаської національної академії будівництва та архітектури. – 2009. – Вип. 2 (76). – С.86-98.
 11. Редько А.О. Методика розрахунку геотермальних теплонасосних установок / А.О. Редько, Д.Х. Харлампіді // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2008. – Вип. 12. – С. 80-91.

УДК 658.336.8

О.Г. Тімінський *к.т.н. доцент.*

Київський національний університет будівництва і архітектури

ІНФОРМАЦІЙНИЙ ЗАХИСТ УПРАВЛІНСЬКИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ВІД ЗОВНІШНІХ НЕГАТИВНИХ ВПЛИВІВ В СУЧАСНОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Постановка проблеми. Сучасні системи управління в будівництві та інших технологічно орієнтованих галузях, як правило, інтегрують управлінську (АСУ, управління проектами) і технологічну (АСУТП) складову. Основою їх інтеграції є сучасні комп'ютеризовані інформаційно-аналітичні системи підтримки прийняття рішень (КІАС ППР). І якщо в технологічних підсистемах інформаційна складова все більше зміщується у бік звільнення людини від управління, а також від прийняття рішень, заміни її автоматичними системами, то у системах організаційного управління навпаки, інформаційні системи, вдосконалюючись, все більше підкреслюють роль людини у прийнятті остаточних рішень і у аналітичній обробці запропонованої системою інформації.

Управлінські рішення на основі варіантів, які розробляє КІАС ППР, є помірно чутливими до самих запропонованих варіантів, корелюють зі ступенем технологічно-управлінської підготовки особи, що приймає рішення (ОПР), і надчутливі до вихідних даних, на основі яких робляться подальші технологічно-управлінські висновки.

А отже, актуальною видається задача забезпечення адекватності і оновлення цих даних, яка може бути забезпечена двома функціями – ефективним моніторингом і надійним захистом систем від зовнішніх атак. В цій статті ми зупинимося на другій функції.

Невирішена раніше частина проблеми. В науковому і практичному аспекті організаційні і технологічні інформаційні системи, до яких входить і КІАС ППР, розглядаються, як правило окремо [1-3], тому що належать до компетенції різних наукових напрямків, і, в той же час, практично зовсім не розглядається можливість і не розробляється відповідний методологічний інструментарій інтеграції цих систем в єдину управлінсько-технологічну інформаційну систему управління. Цьому питанню і буде присвячена стаття.

Мета роботи. Запропонувати підхід до аналізу комбінованих управлінсько-технологічних систем і розробки відповідних систем захисту.

Основний матеріал дослідження. Інформаційний простір виробничої організації, що має два рівні – технологічний і управлінський, має передбачати вирішення наступних задач:

- 1) інтеграцію технологічної і управлінської компоненти у систему вищого рівня – об'єднану інформаційну систему управління (ОІСУ);
- 2) розробку інтегрованих процесів управління;
- 3) організаційну трансформацію виробничої організації;
- 4) захист ОІСУ;
- 5) розробку напрямків і методик розвитку ОІСУ.

Етапи життєвого шляху системи захисту інформації згідно [2] включають чотири етапи, що наведені нижче.

Етап 1. Визначення вимог і проектування системи захисту інформації.

Етап 2. Експлуатація системи захисту інформації

Етап 3. Супровід системи захисту інформації.

Етап 4. Парирування інцидентів.

З цього переліку можна зробити висновок, що етап 1 можна віднести до фази планування, етапи 2-4 – до фази реалізації захисту. Враховуючи це, а також інтеграційну складову ОІСУ, можна запропонувати концептуальну схему реалізації системи захисту ОІСУ (рис. 1).

Слід зазначити, що згідно такого підходу етапи фази реалізації захисту здійснюються паралельно.

Аналізуючи запропонований підхід, можна зробити висновок, що методологічно найбільш важливим етапом є етап 1, оскільки реалізація етапів 2-3 потребує *не науково-методологічної бази, яку якраз закладає етап 1, а виконавської дисципліни і кваліфікованості персоналу*, що буде реалізовувати захист, експлуатуючи і супроводжуючи систему, при цьому парируючи інциденти – тобто реалізуючи діяльність по втіленню принципів, законів, моделей, методів і методологій захисту у конкретній ОІСУ, що розроблюються на етапі 1.

Отже, розглянемо детальніше перший етап. Для здійснення ефективного захисту необхідно розробити адекватну його концепцію, що б полягала у максимальному врахуванні усіх можливих ризиків, передбачаючих впливи оточення на ОІСУ.

Оскільки ОІСУ поєднує управлінську і технологічну складові, логічно розраховувати ризики кожної підсистеми, визначаючи технологічну і управлінську складові ризиків.

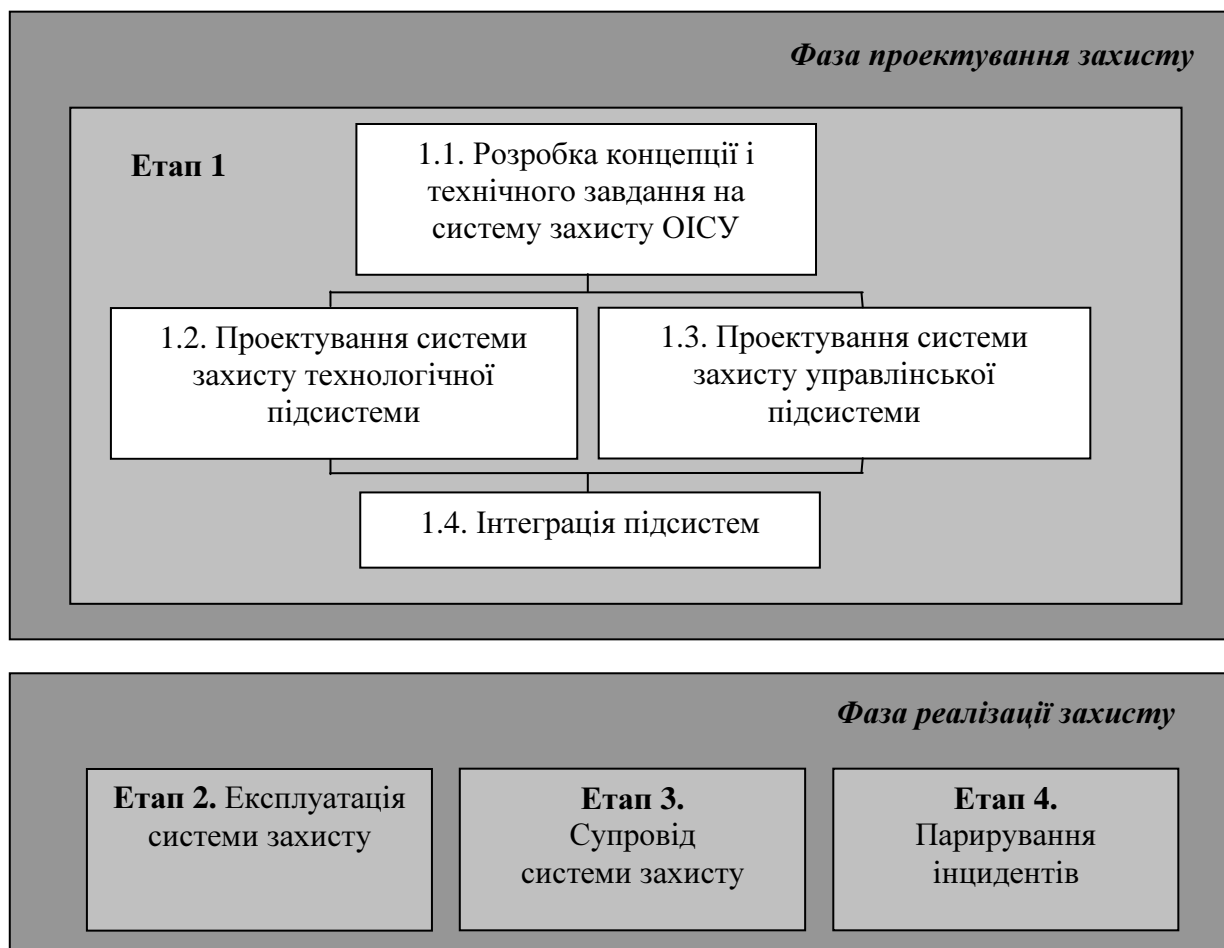


Рис. 1. Життєвий цикл системи захисту ОІСУ

Технологічну складову загального ризику пропонується розраховувати наступним чином:

$$R_t = P_t^{загр} \cdot P_t^{враз} \cdot C^{втрат} ,$$

де R_t - технологічний ризик;

$P_t^{загр}$ - ймовірність загрози технологічній підсистемі;

$P_t^{враз}$ - ймовірність виникнення вразливості системи відповідній загрозі;

$C^{втрат}$ - рівень втрат від ризику.

При цьому **загрозою** вважатимемо сукупність умов, що можуть стати чинником порушення цілісності, доступності або конфіденційності технологічної підсистеми, а **вразливістю** – слабкі сторони у системі захисту, що робить можливою реалізацію загрози.

Управлінська складова R_m загального ризику вираховується аналогічно:

$$R_m = P_m^{загр} \cdot P_m^{враз} \cdot C^{втрат} .$$

В інтегрованій системі кожен технологічний ризик викликає певний визначений управлінський ризик таким чином, що їх взаємозалежність може носити функціональний характер. Але, разом з тим, існують взаємовпливи цих ризиків таким чином, що при спільному виникненні пари таких ризиків вони можуть утворювати деяку нову якість впливу з причини синергетичної взаємодії.

Отже, можемо визначити, що сумарний ризик ОІСУ складатиме:

$$R^{\Sigma} = F^h \left(\sum_i f_i^1 (R_i^t, R_i^m) + f_j^2 \sum_j (R_j^{t,m}) \right),$$

де f_i^1 - функція синергетизму споріднених пар ризиків;

f_j^2 - функція синергетизму окремих ризиків;

F^h - функція синергетизму множини ризиків;

R^{Σ} - загальний ризик ОІСУ.

На основі аналізу ризиків розроблюється концептуальна схема захисту і далі формується технічне завдання (ТЗ) на проектування системи захисту.

Важливо також передбачати різні джерела ризиків та різні їх типи, а також типи елементів оточення, що можуть нейтрально, позитивно або негативно впливати на ОІСУ [4,5].

Інші підетапи етапу 1, як і етапи 2-4 полягають у реалізації концепції захисту. Однак, ефективна реалізація концепції неможлива без планування, формування графіку, бюджету, залучення ресурсів, моніторингу, і, особливо – без команди професіоналів в управлінні і технологічних процесах. А отже, формування концепції захисту вимагає розробки методологічної бази, тоді як реалізація захисту вимагає використання проектного підходу для успішного функціонування ОІСУ.

Отже, задачі 1 і 4, що визначені вище (інтеграція і захист), реалізовуватиме інформаційна система захисту. Задачі розробки інтегрованих процесів управління і організаційної трансформації виробничої організації (задачі 2 і 3) здатна вирішити команда управлінців, що компетентна в управлінні відповідними проектами, а задачу 5 щодо розробки напрямків і методик розвитку ОІСУ повинна вирішувати наука управління проектами.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Втілення систем захисту ОІСУ у конкретних організаціях вимагатиме:

- 1) реалізації проектного підходу;
- 2) визначення специфічних характеристик об'єданого управлінсько-технологічного об'єкту управління;

- 3) формулювання особливостей захисту для систем різної топології, походження, призначення;
- 4) віднайдення загальних закономірностей і тенденцій поведінки джерел негативного впливу, її розвитку і вдосконалення – з метою актуалізації системи захисту і забезпечення її можливості більшості атак на ОІСУ відводити з використанням принципу проактивності, тобто реалізуючи упереджуючі дії, не допускаючи перетворення ризиків (тобто потенційних проблем) на реальні проблеми.
- Саме ці напрямки можна вважати перспективними для розвитку і побудови ефективних, актуалізуємих, сучасних, надійних і гнучких систем захисту об'єднаних інформаційних систем управління. Отже, ці напрямки потребують розробки відповідної методологічної бази і можуть розглядатися як перспективні з точки зору подальших досліджень систем захисту ОІСУ.

Список літератури:

1. *Бушуева Н.С.* Модели и методы проактивного управления программами организационного развития. Монография. – К.: Наук. світ, 2007. – 199 с.
2. *Петренко С.А., Симонов С.В.* Управление информационными рисками. Экономически оправданная безопасность. – М.: Компания АйТи; ДМК Пресс, 2005. – 384 с.
3. *Microsoft Solutions Framework: Дисциплина управления рисками MSF. Версия 1.1 / Пер. на рус. язык под ред. В.Павлова.* – М.: eLine Software, Inc, 2002. – 46 с.
4. *Тімінський О.Г.* «Дієвий» підхід до класифікації проектного оточення // Управління проектами та розвиток виробництва: Зб.наук.пр. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2007. – №2(22). – С.74-79.
5. *Тімінський О.Г., Бондарчук О.В.* Системне бачення зовнішніх проектних взаємодій // Управління проектами та розвиток виробництва: Зб.наук.пр. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2008. – №1(25). – С.12-18.

НАУКОВО-АНАЛІТИЧНІ ІНСТРУМЕНТИ РОЗРОБКИ КОРПОРАТИВНОЇ СТРАТЕГІЇ ІНВЕСТИЦІЙНИХ ТА БУДІВЕЛЬНО-ІНЖИНІРИНГОВИХ КОМПАНІЙ, ГРУП.

Модель запроваджена для пошуку та вибір об'єктів інвестування в такий спосіб, щоб забезпечити раціональний баланс між рівнем відповідності проектів обраній інвестором стратегії та рівнем надійності інвестиційного процесу, що описується в даній моделі за допомогою спеціальної функції „Пріоритет інвестиційної надійності” ξ^{Σ} , аргументами якої обрано 13 зовнішніх характеристик надійності інвестування та 6 внутрішніх характеристик.

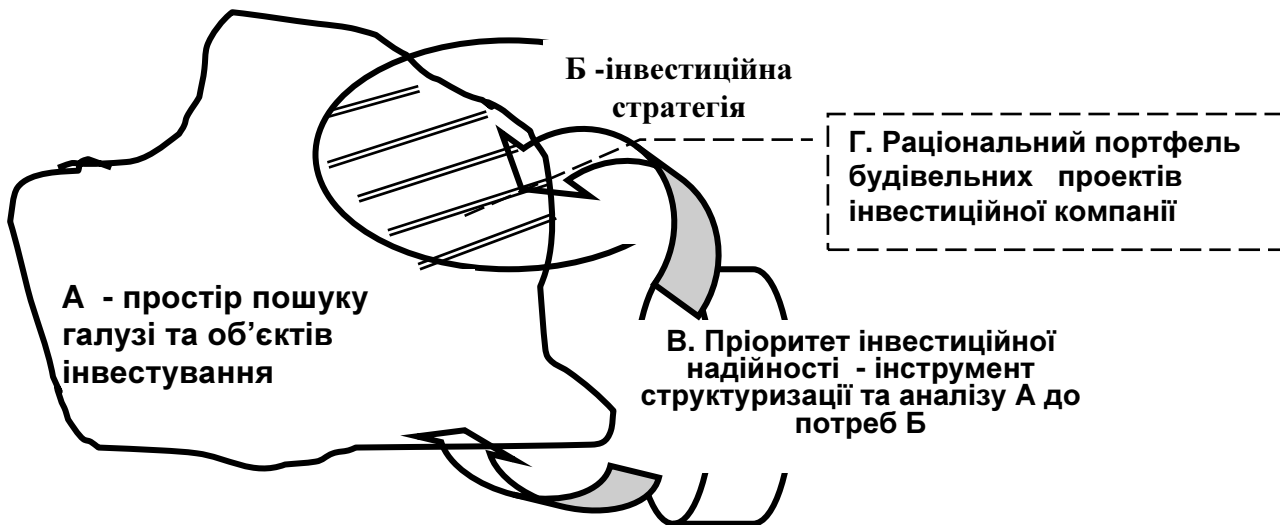


Рис.1. Призначення моделі „Пріоритет інвестиційної надійності”.

Пропонується аналітична модель, яка дозволяє знизити рівень несистематичного ризику інвестиційних проектів, що подані до розгляду інвестиційних та будівельно-інжинірингових груп як потенційно привабливі для їх впровадження силами інтегрованої структури нового типу. Модель адаптована до специфіки діяльності інвестора в умовах подолання кризи, на базі моделі розроблено відповідну методику та програмні продукти.

Розроблена модель оцінки структури і обсягів інвестицій в галузі передбачає наступні розрахункові етапи:

1. формування вихідних даних аналізу, тобто набору зовнішніх $\Upsilon_{i,j}^{ext}$ та внутрішніх $\Upsilon_{i,j}^{int}$ характеристик надійності інвестування ;
2. попередній аналіз зовнішніх $\Upsilon_{i,j}^{ext}$ щодо відповідності граничним обмеженням зовнішніх проектів за окремими характеристиками відхилення проектів, які не задовольняють встановленим граничним обмеженням (замовника проекту чи інвестиційній стратегії галузі); обмеження встановлені як щодо значень характеристики (детерміновані обмеження) , так і щодо їх імовірнісного розподілу (стохастичні обмеження) ;
3. аналіз інвестиційної спроможності замовника проекту як за рахунок власних джерел, так і в умовах залучених коштів ;встановлення граничних обмежень щодо частки поточних та довготермінових зобов'язань в структурі інвестування ;
4. діагностика проектів на відповідність внутрішнім характеристикам надійності інвестування $\Upsilon_{i,j}^{int}$;
5. розрахунок значень цільовій функції загальної інвестиційної надійності ξ по кожному з проектів, що лишилися для остаточного аналізу після попередніх відхилень ; формування діаграми інвестиційних пріоритетів;
6. формування програми інвестицій, яка забезпечує максимум цільовій функції „Пріоритет інвестиційної надійності ξ^{Σ} .

Цільова функція „Пріоритет інвестиційної надійності ξ^{Σ} формується в такий спосіб (1) :

$$\xi^{\Sigma} \rightarrow \max ; \xi^{\Sigma} = \Xi(\xi_r, v_r) ; \xi_r = \sum_j \theta_j^{ext} * \mu_j * \Upsilon_{r,j}^{ext} + \sum_m \delta_m^{int} \gamma_m \Upsilon_{r,m}^{int} \quad (1)$$

$$\Upsilon_{i,j}^{ext} \bar{e} [\Upsilon_{i,j}^{int}]^{ult} ; \Upsilon_{i,j}^{int} \bar{e} [\Upsilon_{i,j}^{int}]^{ult} ; \sum(\theta_j^{ext} + \delta_j^{int}) = 1 \quad (2),$$

де ξ^{Σ} – цільова функція „Пріоритет інвестиційної надійності” для всієї інвестиційної програми БОІНГ;

r – індекс проекту , що пропонується до складу інвестиційної програми БОІНГ ;

m – індекс внутрішньої характеристики;

j - індекс зовнішньої характеристики;

ξ_r - функція Пріоритет інвестиційної надійності для окремого проекту в складі інвестиційної програми БОІНГ;

$\Upsilon_{i,j}^{ext}$ - зовнішні характеристики інвестиційної надійності ;

$\Upsilon_{i,j}^{int}$ - внутрішні характеристики інвестиційної надійності ;

θ_j^{ext} – коефіцієнти, які визначають внесок характеристики $\Upsilon_{i,j}^{ext}$ в рівняння ξ ;

δ_j^{ext} – коефіцієнти, які визначають внесок характеристики $\Psi_{i,j}^{ext}$ в рівняння ξ ;

μ_j - коефіцієнти, які забезпечують єдину розмірність зовнішнім характеристикам ;

γ_m - коефіцієнти, які забезпечують єдину розмірність внутрішнім характеристикам ;

$[\Psi^{ext}]^{ult}$ та $[\Psi^{int}]^{ult}$ - системи обмежень щодо зовнішніх та внутрішніх характеристик інвестиційної надійності ;

\bar{e} – знак відповідності характеристик полю обмежень ;

Зміст характеристик надійності Ψ_j^{ext} , Ψ_m^{int} та їх питома вага в загальному показнику ξ_f подано фрагментарно в таблицях 1 та 2.

Таблиця 1.

Зовнішні характеристики інвестування Ψ_j^{ext} .

| Індекс, j | Зміст характеристики | Одиниця виміру | Детерміновані (Det) чи ймовірнісні (St) | Питома вага μ_j в загальній функції надійності, частка одиниці |
|--|---|--|---|--|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 3 | Частка комерційних витрат (маркетинг, стимулювання збуту і реалізація) в загальній структурі собівартості | % | Det | 2,35 |
| 4 | ... | ... | ... | ... |
| 5 | Детермінована складова окупності проекту | Років терміну окупності | Det | 7 |
| 6 | Варіативна складова окупності проекту | Коефіцієнт варіації терміну окупності | St | 4 |
| 7 | Фондоємність проекту по оборотних активах | Частка оборотних активів в загальному обсязі інвестицій, % | Det | 3,8 |
| | ... | ... | ... | ... |
| Сумарна питома вага зовнішніх характеристик в загальній оцінці ξ_f | | | | 42 |

Вагові коефіцієнти μ_j та γ_m визначають внесок відповідно зовнішніх та внутрішніх характеристик надійності до оцінки надійності проекту ξ_f . Для забезпечення можливості сполучення різних за змістом характеристик в підсумковій оцінці надійності інвестування за проектом в даній моделі було впроваджено універсальну систему оцінок від 0 до 175 балів. Створена шкала переходу та спеціальні функції (шаблони переходу) від натурального виміру характеристик надійності інвестування – до універсального виміру у балах.

Таблиця 2. Внутрішні характеристики надійності програми інвестування БОІНГ Ψ_m^{int}

| Індекс, m | Зміст характеристики Ψ_m^{int} | Одиниця виміру | Детерміновані (Det) чи ймовірнісні (St) | Питома вага в загальній функції надійності, частка одиниці, γ_m |
|---|---|--|---|--|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| | ... | ... | ... | ... |
| 3 | Швидкість скорочення зобов'язань по проекту | Середньоквартальне відносне скорочення частки зобов'язань в структурі джерел в результаті реалізації проекту, %/рік | Det | 0,0973 |
| 4 | Випередження приросту активів над приростом довгострокових зобов'язань по проекту | Різниця між темпами приросту активів над приростом довгострокових зобов'язань по проекту, % | Det | 0,0939 |
| 5 | Відносна оцінка забезпечення задовільного рівня ліквідної вартості активів будівельного проекту | Визначається як відношення терміну досягнення рівня негайної ліквідної вартості активів будівельного проекту в обсязі не менше 75% | Det | 0,1111 |
| | ... | ... | ... | ... |
| Сумарна питома вага внутрішніх характеристик в загальній оцінці ξ_f | | | | 0,58 |

Коефіцієнти $\bar{\omega}_m^{int}$ та $\bar{\omega}_m^{ext}$ забезпечують трансформацію змістовних значень відповідно внутрішніх та зовнішніх характеристик надійності інвестування (тис. грив. – для чистого доходу, % - для внутрішньої норми, r_f - інвестиційна ємність r -того проекту в складі сформованого інвестором портфеля будівельних проектів).

Як видно з поданої на рис.3 діаграми черговість в реалізації будівельних проектів встановлюється інвестором (девелопером) в порядку зменшення показника ξ_f та відповідного збільшення пріоритету $\mathbf{ПЗН}_f$: спочатку впроваджуються проекти з найбільшим значенням ξ_f (в наведеному фрагменті програмного продукту $\xi_f^{max} = 149,5$,якому відповідає $\mathbf{ПЗН} = 1$).

Таким чином, запропонована модель формування інвестиційних пріоритетів є засобом практичної комплексної діагностики інвестиційних проектів, що забезпечить вдосконалення обсягів і структури інвестицій для інвестиційних та будівельно-інжинірингових компаній в умовах подолання кризи.



Рис.2. Визначені БОІНГ пріоритети проектів за окремими характеристиками та за показником загальної інвестиційної надійності.

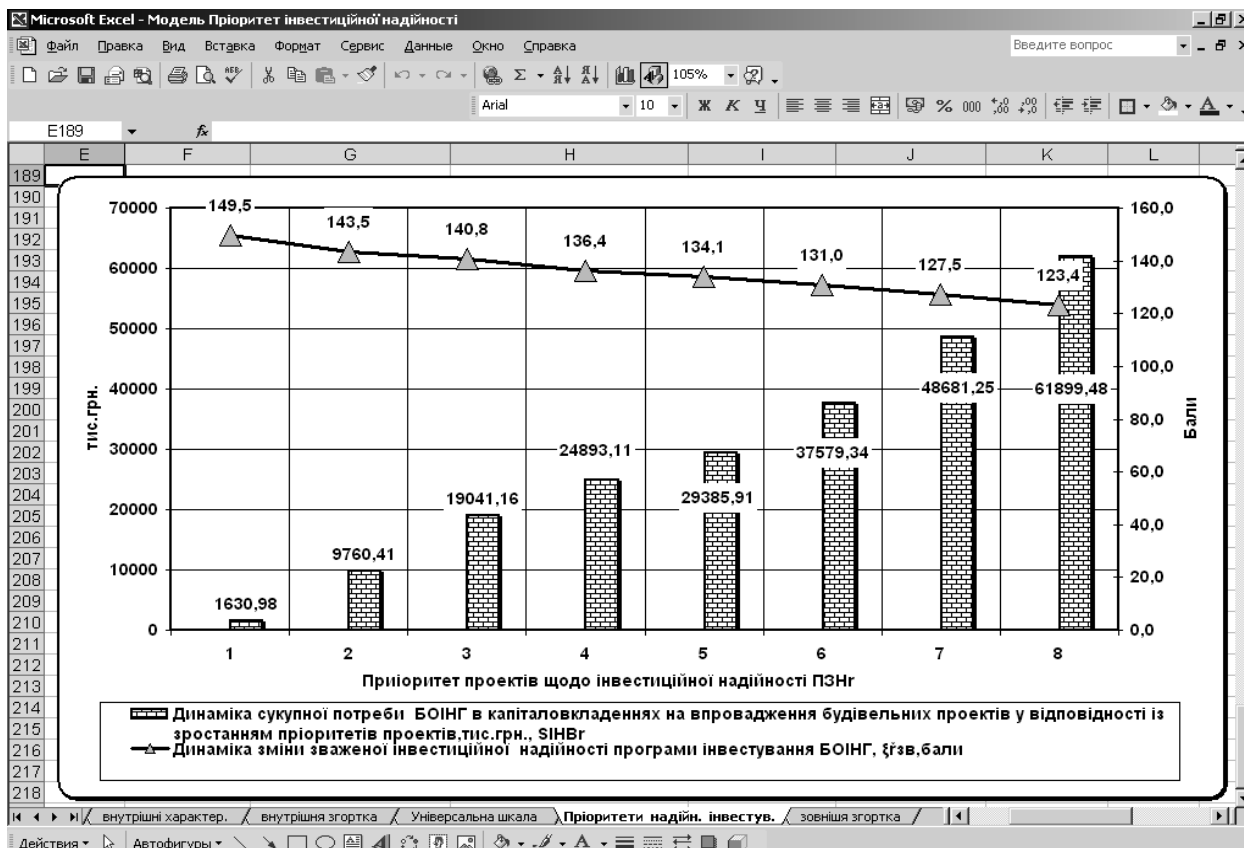


Рис.3. Визначення сукупної потреби в капіталовкладеннях для програми інвестування БОІНГ у відповідності із середньозваженою інвестиційною надійністю.

Список літератури:

1. Лагутін Г.В., Поколенко В.О., Борисова Н.О., Приходько Д.О., Будівельні освітньо-інжинірингові групи - ефект синергії.// Зб. наук. праць “Шляхи підвищення ефективності будівництва в умовах формування ринкових відносин”.-Вип.18.- К.: КНУБА, 2008. -с.112-127.
2. Поколенко В.О., Борисова Н.О., Тугай О.А., Лагутін Г.В. , Рубцова О.С., Рижаківа Г.М. Організаційно-технологічні моделі нейтралізації ризиків реального інвестування щодо ліквідності активів будівельних об’єктів. Програмна реалізація моделей.// Зб. наук. праць “Шляхи підвищення ефективності будівництва в умовах формування ринкових відносин”.-Вип.18.-К.: КНУБА, 2008. - с.58-71.
3. Поколенко В.О., Борисова Н.О., Тугай О.А., Лагутін Г.В. Теоретичні основи, методологія та практика ухвалення управлінських рішень у будівництві// Зб. наук. праць “Шляхи підвищення ефективності будівництва в умовах формування ринкових відносин”.-Вип.18.-К.: КНУБА, 2008.- с.71-89.
4. Лагутін Г.В. Науково-теоретичне та інформаційно-програмне забезпечення діяльності освітньо-інжинірингових груп та проектування їх операційних систем.// Наук.-технічн. збірник „Коммунальное хозяйство городов”.-Вип.84.-К.:Техніка,2008.

АНАЛІЗ ФАЗОВИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ СИСТЕМ "ВОГНЕСТІЙКА ГЛИНА – ШЛАК ФЕРОНІКЕЛЮ"

Дослідження, проведені раніше в Київському національному університеті будівництва і архітектури дозволяють стверджувати, що застосування шлаків феронікелю, які містять від 11% до 22% оксиду двовалентного заліза і не містять оксидів тривалентного заліза, дозволяє одержувати кислотостійкі зразки після випалювання в інтервалі температур 1323...1423 К.

В даній статті проведено аналіз приведених даних. В таблиці 1 представлено хімічний склад шлаків феронікелю, які досліджувались. Відразу можна відзначити, що немає прямої кореляції між вмістом двовалентного заліза в гранульованих шлаках та кислотостійкістю отриманих керамічних зв'язків.

Так, оптимальною при використанні Побужського шлаку (шлак №1 в таблиці 1), який містить 11,55% оксиду двовалентного заліза, потрібно вважати шихту, що містить 30% цього шлаку; шлаку Южуралнікеля (шлак №2), який містить 15,85% оксиду двовалентного заліза – шихту з 20% цього шлаку; Режського шлаку (з 18,2% FeO) – 15% шлаку; Орського (з 20,35% FeO) та Уфалейського шлаків (з 21,65% FeO) – по 10% цих шлаків.

Відмінності в складах шлаків зумовлюють і різницю в граничному вмісті і інших оксидів (CaO, Al₂O₃, SiO₂, MgO), що приймають участь в утворенні основних мінералів керамічних зразків.

Проведені дослідження свідчать про те, що в складі шихт, які дозволяють отримувати після випалювання кислотостійкі зразки в найменшій мірі змінюється вміст оксиду кремнію (наближено 3%, від 56% до 58,6%) (рис.1)

Вміст оксиду алюмінію може змінюватись в складі двокомпонентних шихт в залежності від виду шлаків від 26% до 33,5%. Причому, при підвищенні в шлаках вмісту оксиду двовалентного заліза кількість оксиду алюмінію в складі сировинної шихти необхідно збільшувати. При використанні одного виду шлаку і збільшенні в складі сировинної шихти вмісту як цього шлаку, так і вмісту оксиду

двовалентного заліза, необхідна кількість оксиду алюмінію зменшується (рис.2).

Вміст оксиду кальцію може змінюватись при виористанні шлаків №1 – №5 від 2,6% (шлак №5) до 8,5% (шлак №1). Причому, при використанні одного і того ж шлаку і підвищенні його вмісту в складі сировинної шихти, можлива кількість оксиду кальцію підвищується. Це зв'язано із синтезом геденбергіту. При використанні різних шлаків і підвищенні в них вмісту оксиду двовалентного заліза можливий вміст оксиду кальцію у складі сировинної шихти зменшується (рис.3).

Вміст оксиду магнію змінюється в залежності від виду шлаків, і їхньої кількості від 1,2% (шлак №5) до 2,6% (шлак №1) (таблиця 2). При використанні одного і того ж шлаку і підвищенні вмісту цього шлаку в складі сировинної шихти можливий вміст оксиду магнію збільшується. В той же час при постійному вмісті в сировинній шахті оксиду двовалентного заліза вміст оксиду магнію змінюється змінюється неістотно. Так, при вмісті оксиду двовалентного заліза в сировинній шихті в кількості 2,6% від маси вміст оксиду магнію при використанні шлаку №1 складає 2%, шлаку №2 – 1,7% , шлаку №3 – 1,7%, шлаку №4 – 1,8%, шлаку №5 – 1,7% (таблиця 2).

Кислотостійкість зразків, що містять 10% шлаку №6 і 90% вогнестійкої глини, після випалювання в інтервалі температур 1323К – 1423К, складала менше 92%. Різке зниження кислотостійких зразків при використанні цього шлаку зв'язане з переходом значної кількості оксиду двовалентного заліза цього шлаку в неіслотостійкі оксиди.

Наведена інформація дозволяє зробити такі узагальнення:

1. Визначено, що основний вплив на кислотостійкість зразків має вміст оксиду двовалентного заліза в шлаках. При збільшенні вмісту в шлаках оксиду двовалентного заліза можливий вміст шлаків у складі шихт для кислотостійкої кераміки зменшується.
2. Можна припустити, що оптимальною по кислотостійкості є композиція "вогнестійка глина – шлак феронікелю", яка містить в перерахунку на оксиди, % в масі: FeO – 1,7...2,6; SiO₂ – 56...58,6; Al₂O₃ – 26...33,5; CaO – 2,6...8,5; MgO – 1,2...2,6.
3. Застосування шлаків, що містять більше 25...30% від маси оксидів двовалентного заліза, ускладнюється внаслідок можливості переходу значної кількості цих оксидів в неіслотостійкі оксиди тривалентного заліза (гематит), що різко знижує кислотостійкість зразків.

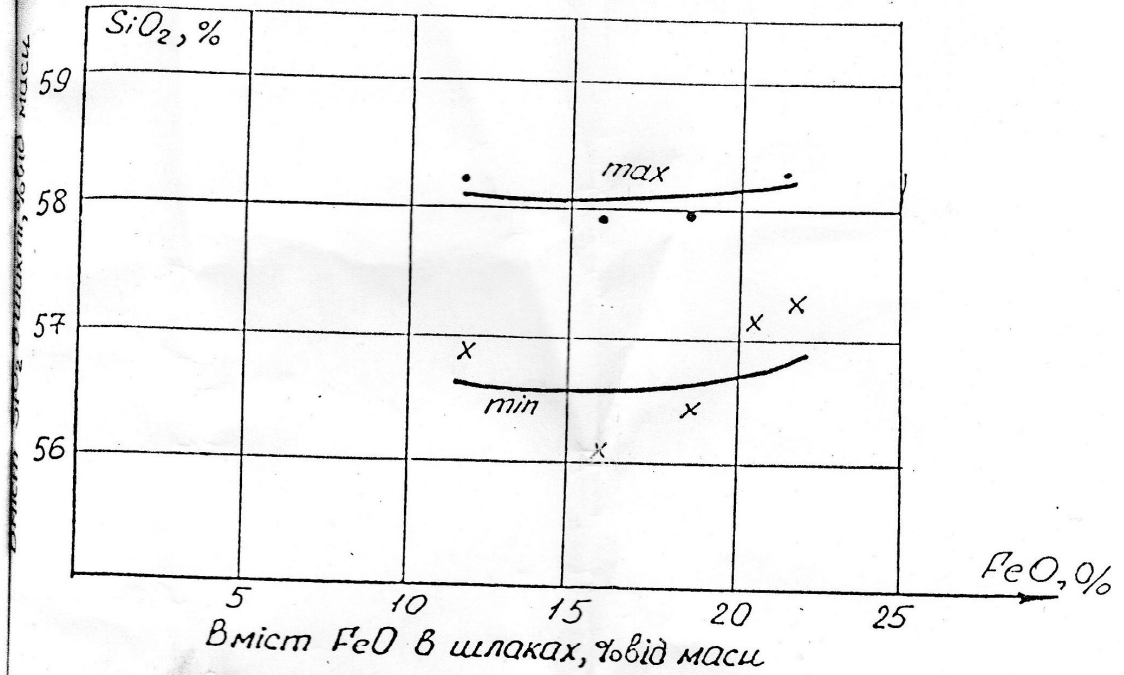


Рис 1 Вплив вмісту FeO в шлаках на граничний вміст SiO_2 в сировинній шихті.

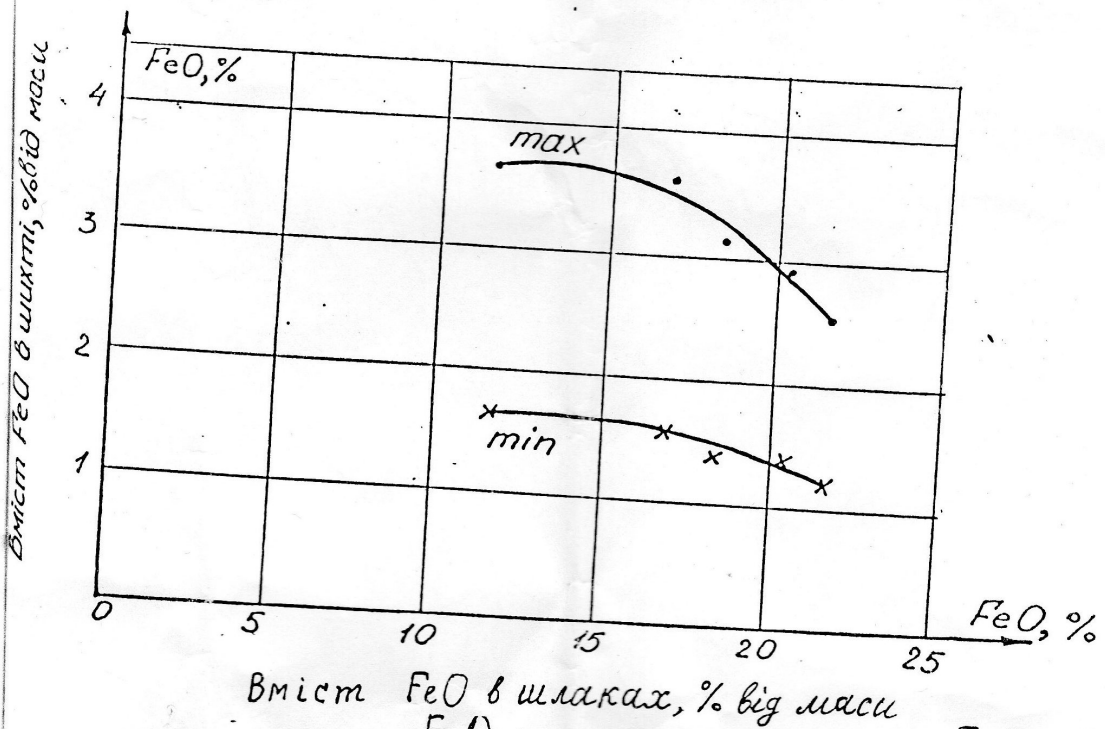


Рис 2 Вплив вмісту FeO в шлаках на граничний вміст FeO в сировинній шихті.

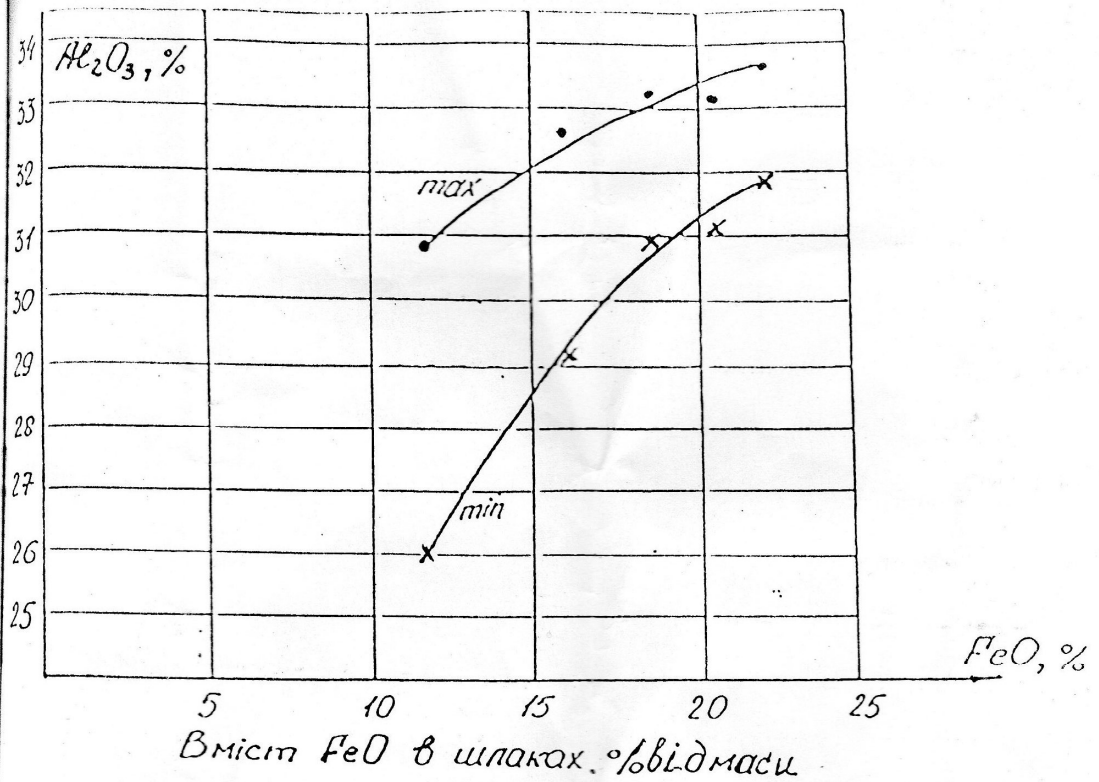


Рис.3 Вплив вмісту FeO в шлаках на граничний вміст Al₂O₃ в сировинній шихті.

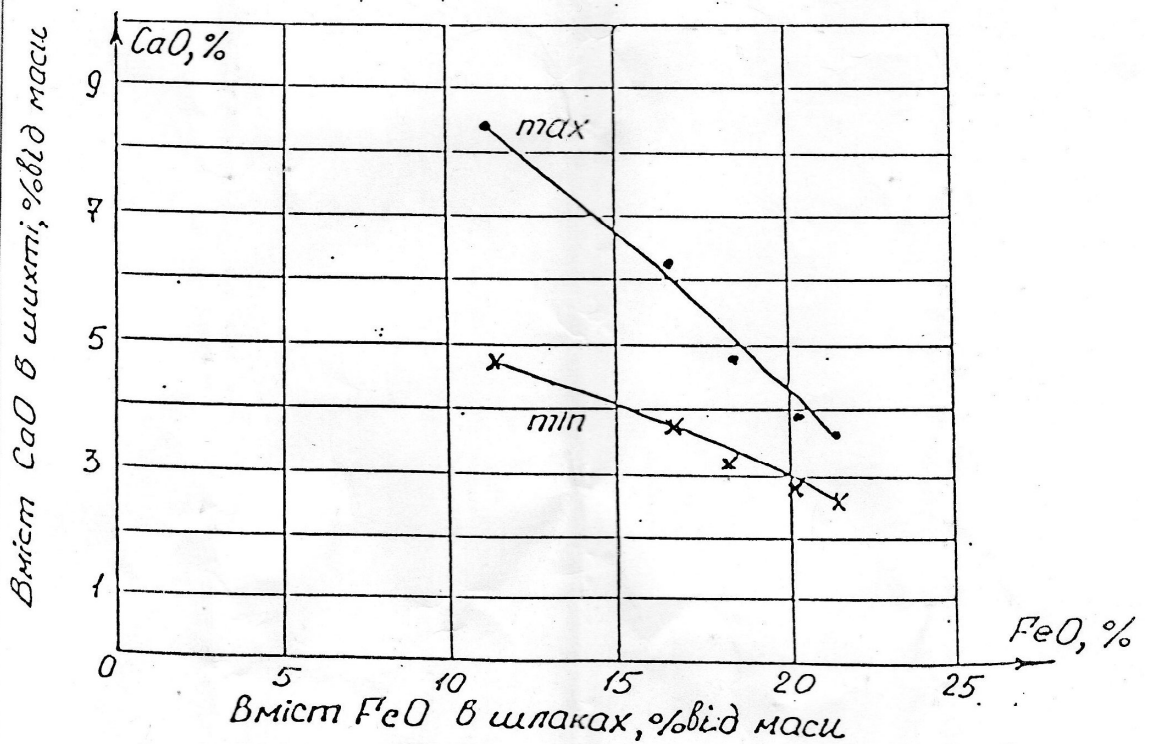


Рис.4 Вплив вмісту FeO в шлаках на граничний вміст CaO в сировинній шихті.

Залежність кислотостійкості від виду і кількості шлаків в
композиції “шлак – глина – заповнювач”.

| № п/п | Склад сировинної шихти, % від маси | | | Вид шлаку | Вміст шлаку у двокомпонентній шихті, % від маси | Кислотостійкість, % |
|----------|---------------------------------------|------|-----|--------------|---|---------------------|
| | глина | шлак | БЕФ | | | |
| 1 | 65 | 5 | 30 | 1 | 7.1 | 95 |
| 2 | 60 | 10 | 30 | 1 | 14.3 | 97 |
| 3 | 50 | 20 | 30 | 1 | 28.6 | 97 |
| 4 | 45 | 25 | 30 | 1 | 35.7 | 96 |
| 5 | 40 | 30 | 30 | 1 | 42.9 | 95 |
| 6 | 60 | 5 | 30 | 2 | 7.1 | 96 |
| 7 | 60 | 10 | 30 | 2 | 14.3 | 97 |
| 8 | 55 | 15 | 30 | 2 | 21.3 | 97 |
| 9 | 50 | 20 | 30 | 2 | 28.6 | 94 |
| 10 | 65 | 5 | 30 | 3 | 7.1 | 97 |
| 11 | 60 | 10 | 30 | 3 | 14.3 | 97 |
| 12 | 55 | 15 | 30 | 3 | 21.3 | 96 |
| 13 | 50 | 20 | 30 | 3 | 28.6 | 94 |
| 14 | 65 | 5 | 30 | 4 | 7.1 | 97 |
| 15 | 60 | 10 | 30 | 4 | 14.3 | 97 |
| 16 | 55 | 15 | 30 | 4 | 21.5 | 95 |
| 17 | 65 | 5 | 30 | 5 | 7.1 | 97 |
| 18 | 60 | 10 | 30 | 5 | 14.3 | 96 |
| 19 | 65 | 5 | 30 | 6 | 7.1 | 93 |
| 20 | 55 | 5 | 40 | 1 | 8.3 | 96 |
| 21 | 50 | 10 | 40 | 1 | 16.7 | 97 |
| 22 | 40 | 20 | 40 | 1 | 33.7 | 97 |

Хімічний склад сировинних матеріалів

| № п/п | Найменування | Вміст оксидів, % від маси | | | | | | | | | Втрати при прокалюванні п.п.п. | Сума, % |
|-------|---|---------------------------|--------------------------------|-------|--------------------------------|-------|------|------|-----------------|------------------|--------------------------------|---------|
| | | SiO ₂ | Al ₂ O ₃ | FeO | Fe ₂ O ₃ | CaO | MgO | MnO | SO ₃ | R ₂ O | | |
| | Шлаки гранульовані виробництва нікелю і його сплавів: | | | | | | | | | | | |
| 1 | Побужський | 51.95 | 6.55 | 11.55 | - | 22.85 | 6.35 | 0.10 | 0.10 | - | - | 99.7 |
| 2 | Южуралнікеля | 44.85 | 8.95 | 15.85 | - | 22.05 | 6.35 | 0.85 | 0.45 | - | - | |
| 3 | Режський | 42.55 | 10.55 | 18.20 | - | 19.45 | 7.65 | - | 1.15 | - | - | |
| 4 | Орський | 44.45 | 6.35 | 20.35 | - | 18.05 | 9.00 | - | 1.35 | - | - | |
| 5 | Уфалейський | 43.15 | 6.95 | 21.65 | - | 17.55 | 8.95 | - | 1.30 | - | - | |
| 6 | Шлак гранульований свинцевий Чимкентський | 25.40 | 6.30 | 32.80 | 2.20 | 14.30 | 7.00 | 0.70 | 2.20 | 3.00 | 2.10 | |

Таблиця 2

| № п/п | Склад шихт, % від маси | | Вид шлаку | Вміст оксидів, % від маси | | | | | | | | Σ |
|-------|------------------------|------|-----------|---------------------------|--------------------------------|------|--------------------------------|------|------|------------------|-----------------|-------|
| | глина | шлак | | SiO ₂ | Al ₂ O ₃ | FeO | Fe ₂ O ₃ | CaO | MgO | R ₂ O | SO ₃ | |
| 1 | 85 | 15 | 1 | 58,24 | 30,93 | 1,72 | 1,02 | 4,88 | 1,58 | 1,02 | 0,27 | 99,66 |
| 2 | 77 | 23 | 1 | 57,61 | 28,61 | 2,65 | 0,92 | 6,57 | 2,05 | 0,92 | 0,23 | 99,56 |
| 3 | 68 | 32 | 1 | 56,94 | 26,03 | 3,68 | 0,82 | 8,47 | 2,58 | 0,82 | 0,27 | 99,58 |
| 4 | 90 | 10 | 2 | 57,86 | 32,56 | 1,59 | 1,08 | 3,80 | 1,27 | 1,08 | 0,27 | 99,58 |
| 5 | 89 | 11 | 2 | 57,47 | 32,31 | 1,72 | 1,07 | 3,95 | 1,32 | 1,07 | 0,32 | 99,47 |
| 6 | 84 | 16 | 2 | 57,00 | 31,00 | 2,54 | 1,01 | 4,96 | 1,61 | 1,01 | 0,30 | 99,43 |
| 7 | 77 | 23 | 2 | 56,00 | 29,16 | 3,65 | 0,92 | 6,38 | 2,00 | 0,92 | 0,41 | 99,44 |
| 8 | 92 | 8 | 3 | 57,96 | 33,26 | 1,46 | 1,10 | 3,12 | 1,25 | 1,10 | 0,36 | 99,61 |
| 9 | 90 | 10 | 3 | 57,70 | 32,86 | 1,73 | 1,09 | 3,38 | 1,37 | 1,09 | 0,38 | 99,6 |
| 10 | 86 | 14 | 3 | 56,96 | 31,75 | 2,55 | 1,03 | 4,18 | 1,67 | 1,03 | 0,42 | 99,59 |
| 11 | 83 | 17 | 3 | 56,44 | 30,95 | 3,09 | 1,00 | 4,74 | 1,88 | 1,00 | 0,45 | 99,55 |
| 12 | 93 | 7 | 4 | 58,26 | 33,18 | 1,42 | 1,12 | 2,84 | 1,28 | 1,12 | 0,38 | 99,6 |
| 13 | 92 | 8 | 4 | 58,05 | 32,77 | 1,71 | 1,10 | 3,08 | 1,40 | 1,10 | 0,37 | 99,58 |
| 14 | 87 | 13 | 4 | 57,37 | 31,45 | 2,65 | 1,04 | 3,71 | 1,77 | 1,04 | 0,44 | 99,47 |
| 15 | 86 | 14 | 4 | 57,22 | 31,16 | 2,85 | 1,03 | 3,99 | 1,86 | 1,03 | 0,45 | 99,59 |
| 16 | 94 | 6 | 5 | 58,34 | 33,51 | 1,36 | 1,13 | 2,65 | 1,19 | 1,13 | 0,36 | 99,61 |
| 17 | 92 | 8 | 5 | 58,00 | 32,94 | 1,73 | 1,10 | 2,96 | 1,37 | 1,10 | 0,38 | 99,58 |
| 18 | 88 | 12 | 5 | 57,36 | 31,81 | 2,60 | 1,05 | 3,60 | 1,69 | 1,05 | 0,32 | 99,58 |

ВИДАТНІ ВЧЕНІ, ПЕДАГОГИ



БЕРЕЗОВСЬКИЙ

Всеволод

Андрійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплогазопостачання і вентиляції Київського інженерно-будівельного інституту відомий спеціаліст в галузі опалення.

Березовський В.А. народився 4 квітня 1928 р. в м. Біла Церква на Київщині в сім'ї трудової інтелігенції. Батько його Андрій Лукич в 1938 р. закінчив КІБІ, тривалий час працював військовим інженером. Мати, Євдокія Феодосіївна, працювала вчителькою в середній школі,

була привітною, чуйною і доброзичливою, і такі ж риси характеру вона передала і Всеволоду Андрійовичу.

Після закінчення середньої школи в 1949 р. В. А. Березовський поступив в Київський інженерно-будівельний інститут на санітарно-технічний факультет. Інститут, як відомо, з початком війни не був евакуйований, але на період окупації припинив свою діяльність, а на початку 1944 р. відновив навчальний процес. З 1949 р. до 1950 р. Всеволод Андрійович був інженером, виконробом в тресті "Київгазбуд", потім інженером сантехнічного відділу Укрдіпробум. В 1952 р. він був переведений в систему Міндержконтролю УРСР, де працював до кінця 1954 р. В 1955 р. В. А. Березовський перейшов працювати викладачем Київського будівельного технікуму, а в 1956 р. був зарахований в аспірантуру при Академії будівництва і архітектури України. Після закінчення аспірантури в 1959 р. В. А. Березовський перейшов в НДІ санітарної техніки, де займав посади вченого секретаря інституту, завідувача лабораторії теплообмінних апаратів.

В 1964 р. Всеволод Андрійович успішно захистив кандидатську дисертацію. З вересня 1966 р. В. А. Березовський займав посаду доцента кафедри теплогазопостачання і вентиляції КІБІ, а в 1968 р. йому було присвоєно вчене звання доцента.

За весь період своєї роботи на різних посадах Всеволод Андрійович показав себе добре підготовленим спеціалістом, прекрасним педагогом, постійно вдосконалюючим методику викладання. Він опублікував більше 50 наукових робіт, співавтор навчального посібника "Расчет систем центрального отопления", керував підготовкою аспірантів, працював над докторською дисертацією, активно виконував велику громадську роботу.



1970 р. Зліва направо: доценти Шевцов Д.С., Пеклов О.А., Бем Г.Є., Березовський В.А., Досужий В.В., Бойко В.А. професор Лобаєв Б.М. ст. викл. Зайченко Р.М.

Серед колег Всеволод Андрійович виділявся пунктуальністю, відповідальністю і високою культурою. Ці риси характеру були притаманні йому на протязі всього життя. За спогадами його друзів і колег Всеволод Андрійович був прекрасним шахматистом, знав і любив історію, літературу, був добрим співрозмовником, уміло і з знанням справи вів студентський науковий семінар, постійно був куратором студентських груп. Часто до нього за порадою приходили випускники кафедри, молоді і вже відомі інженери.

На жаль, стан здоров'я Всеволода Андрійовича погіршувався і з 1989 р. він перейшов на 0,5, а потім і на 0,25 ставки доцента кафедри. 31 січня 1990 р. після повторного інфаркту життя Всеволода Андрійовича Березовського обірвалось. Йому було не повних 62 роки. Похований Березовський В. А. в Києві.

Наша пам'ять



В 2010 році минає 110 років від дня народження видатного вченого, педагога, автора та організатора теоретичних і експериментальних досліджень систем тепlopостачання та вентиляції будинків, тепловикористання геотермальних вод і ВЕР, завідувача кафедри теплогазопостачання і вентиляції КНУБА, доктора технічних наук, професора Лобаєва Бориса Микитовича.

Б. М. Лобаєв народився 24 липня 1900 р. в с. Уланове, Глухівського району Сумської області в бідній селянській сім'ї. Після закінчення середньої школи пішов вчитися в

Шосткінський хіміко-технологічний інститут і закінчив його в 1928 році. В 1932 р. екстерном закінчив Харківський механіко-технологічний інститут за спеціальністю котлобудування.

З 1928 року почалась інженерна діяльність Б. М. Лобаєва. В передвоєнні роки він працював в Харкові в виробничих і проектних організаціях "Тепло и сила", "Промвентиляция", "Южшахтпроект". Одночасно за сумісництвом він працював доцентом кафедри опалення і вентиляції Харківського інженерно-будівельного інституту. В 1941 р. Б. М. Лобаєв захищає кандидатську дисертацію. З 1944 р. по 1949 р. він працює завідувачем кафедри, деканом факультету та заступником директора ХІБІ. В 1949 р. успішно захистив докторську дисертацію і невдовзі був переведений в Київ завідувачем кафедри теплогазопостачання і вентиляції КІБІ.

В 1950 р. Борис Микитович обраний академіком Академії архітектури України. В 1956 р. за його ініціативою і під його безпосереднім керівництвом був створений НДІ санітарної техніки, який згодом став одним з провідних науково-дослідних інститутів Радянського Союзу в цій галузі. За майже 40 років своєї діяльності НДІ санітарної техніки вніс величезний вклад в розвиток опалювально-вентиляційної техніки, технології і науки. З його стін вийшли відомі далеко за межами України вчені і спеціалісти, які свого часу працювали під керівництвом професора Б. М. Лобаєва (Ральчук М. Т., Малкін Е. С., Трохимович В. В., Дудніков А. П., Остапущенко П. Г., Ткачук А. Я., Березовський В. А. та інші). В 2006 р. цей єдиний в Україні науково-дослідний інститут в галузі опалення, вентиляції і санітарної техніки був, на жаль, ліквідований через фінансові та організаційні труднощі.

В Київському інженерно-будівельному інституті професор Б. М. Лобаєв багато уваги приділяв підвищенню та укріпленню авторитету кафедри та спеціальності ТГПВ, зміцненню її науково-дослідної та учбової лабораторної бази. Він створив і на протязі багатьох років

керував республіканським семінаром з теплогазопостачання і вентиляції. Для участі в роботі семінару запрошувались відомі вчені, завідувачі кафедрами, теоретики і експериментатори з усього Радянського Союзу. На семінарі з науковими доповідями виступали професори В. М. Богословський, О. Я. Кокорін, О. Г. Єгізаров (Москва), А. Ф. Мілетич (Одеса), П. С. Колобков (Харків), А. О. Сандер (Новосибірськ), О. О. Гусев, М. Г. Грімтлін (Ленінград), А. Я. Креслінь (Рига), А. Ф. Строй (Полтава), А. Я. Ткачук, В. В. Недін, А. А. Худенко (Київ). Професор Б. М. Лобаєв зумів об'єднати навколо своїх ідей молодих аспірантів і відомих корифеїв, лаборантів і доцентів, науковців і виробничників.

Тези наукових доповідей щорічно видавалися окремим збірником, що сприймалось як високе визначення важливості ті своєчасності наукових результатів.

З кафедрою в ту пору співробітничав заступник директора НДІ санітарної техніки з наукової роботи Ткачук Андрій Якович (після смерті Лобаєва Б. М. він завідував кафедрою). Працював на кафедрі легендарний декан факультету, доцент Щекін Ростислав Володимирович, якому в цьому році відзначається 100 років від дня народження. Його в однаковій мірі любили і поважали студенти і колеги-співробітники за його невичерпний і неповторний гумор, ерудицію та доброзичливість. В 2010 році також минає 100 років від дня народження доцента Бема Георгія Євгеновича, авторитетного спеціаліста з вентиляції та кондиціонування повітря, скромного і талановитого викладача, співавтора відомого "Справочника Щекіна".



2009 рік. Колектив кафедри теплогазопостачання і вентиляції.

Сьогодні колектив кафедри, очолюваний професором Росковшенком Ю. К., продовжує плідно працювати в напрямку підготовки спеціалістів, магістрів, розвитку науки і техніки з теплогазопостачання і вентиляції. За останній період кафедра підготувала 8 навчальних посібників, 36 учбово-методичних рекомендацій для студентів, видає спільно з кафедрою теплотехніки теуково-

технічний збірник "Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання" та науковий журнал "Нова тема".

На початку 70-х років минулого сторіччя на геотермальній свердловині в Джанкойському районі Криму була побудована і багато років діяла науково-дослідна лабораторія, якою керував Б. М. Лобаєв. У багатомісячних відрядженнях побували на цій свердловині майже всі аспіранти і інженери кафедри. І серед постійних дослідників-експериментаторів тривалий час там була Швець С. М., нині зав лабораторією кафедри ТГПВ. Саме завдяки Світлані Миколаївні дивним чином збереглися рукописи особистих роздумів Бориса Микитовича. Ми пропонуємо читачам частину цих, сьогодні вже унікальних, сторінок, написаних рукою професора Б. М. Лобаєва.

доцент кафедри ТГПВ Степанов М. В.



15 января 1974 года
Наука становится предельно сложной и сложной
Установлено, что на стыке научных направлений
наиболее интересные поисковые
научные решения, но вместе с тем каждое
научное направление в своем самостоятельном
развитии должно сохранить свою силу,
душу и своеобразие. Например, отопление, вен-
тиляция, кондиционирование воздуха и тепло-
вая энергетика. Утилизация низкотемпературных

Установлено, что на стыке научных направлений рождаются наиболее интересные поисковые научные решения, но вместе с тем каждое научное направление в своем самостоятельном развитии должно сохранить свою силу, душу и своеобразие

Сегодня как-то вышло из обихода понятие "муки творчества", а без них в науке и искусстве нет и радостей. Ничто не дается просто и легко даже самым

одаренным людям. Все проходит через многотрудный поиск и в результате потом кажется несложное явление, но рождалось оно и проходило очень извилистым путем. Говорят, что истина в простоте, но достается она в результате упорного и настойчивого труда, требующего затраты большого количества времени.

Не тихое размеренное течения, а натиск, борьба, поиск, волнение, постоянный жар сердца характеризует научного и творческого деятеля. Нужно чтобы человек был влюблен в свою работу, чтобы она занимала все его существо. Только тогда, когда думаешь о работе постоянно, когда мысли о ней не покидают тебя ни дома, ни в театре, ни в общении с природой только тогда и только такая упорная работа мысли может привести к подлинному открытию.

Чрезвычайная целеустремленность и терпение много думать об одном и том же поиске есть признак гения. Мир ученого это мир поиска, это прежде всего мир логики и абстрактного мышления. Подавление самого себя для великой радости творчества.

Мозг человека способен к развитию, если его систематически тренировать в определенном направлении мышления. Без упорного умственного труда природные способности человека могут оказаться пригнобленными и не дать ожидаемых результатов в области творчества.

Человек должен знать свои способности, должен знать свои преимущества и недостатки и с учетом этого избирать направления творческой деятельности.

Человек не может обладать одинаковыми природными данными в различных направлениях познания, искусства. Мир поиска велик и многообразен и разбрасываться на многие из них невозможно и это не приводит к желаемым результатам. Нужно избирать то направление, поиска, в чем человек чувствует силу, призвание, любовь и готов отдать всего себя. Творческий деятель должен работать систематически, регулярно, ежедневно-пусть даже непродолжительное количество затрачиваемых часов, но чтобы поиск его существовал постоянно. Не допускать значительных перерывов в труде. Хоть немножко, но ежедневно.

Экономь время и свое и чужое. Помни, что деловое заседание-одно из самых дорогостоящих видов служебной деятельности. Приглашай на заседание минимальное число людей-только тех, без кого заседание окажется неэффективным. Хочешь сократить длительность совещания-не жалея времени на его подготовку. Дай людям задание составить собственное мнение по обсуждаемому вопросу, сообщив повестку дня заседания и предоставив доступ к нужным материалам. Желаящим выступить-не препятствуй. Критикуй мнение, а не человека, высказавшего его. Устраивай заседания только в конце рабочего дня. Сокращай длительность заседания. Отучай людей от многословия, от повторения мыслей, высказанных другими. Сокращай число заседаний. Не прибегай к заседаниям, как способу коллективной защиты от индивидуальной ответственности. Собирай информацию, не собирая совещания. Не созывай нового заседания, прежде чем не реализованы решения предыдущего. Заседание-это работа коллективного разума. Не обременяй коллективный разум пустяками.

Профессор Лобаев Б.Н.

АНОТАЦІЇ

Мілейковський В.О. **Визначення розподілу температури та концентрації в струминному примежовому шарі з використанням геометричного підходу**

Запропоновано підхід до математичного опису розподілу температури та концентрації домішок в турбулентному струминному примежовому шарі шляхом геометричного аналізу великомасштабних вихорів (клубів) без застосування додаткових величин: турбулентної в'язкості, довжини шляху змішування тощо.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: струмина, примежовий шар, розподіл концентрації, розподіл температури.

Мілейковський В.А. **Определение распределения температуры и концентрации в струйном пограничном слое с использованием геометрического подхода**

Предложен подход к математическому описанию распределения температуры и концентрации примесей в турбулентном струйном пограничном слое путём геометрического анализа крупномасштабных вихрей (клубов) без использования дополнительных величин: турбулентной вязкости, длины пути смешения и т.д.

Список лит.: 5 наимен.

Ключевые слова: струя, пограничный слой, распределение концентрации, распределение температуры.

Mileikovskiy V. **Determination of distribution of temperature and concentration in a jet boundary layer with use of the geometrical approach**

The approach to the mathematical description of a temperature and impurity concentration distribution of a turbulent jet boundary layer by the geometrical analysis of the large-scale vortexes (puffs) without use of additional magnitudes (turbulent viscosity, a mixture path length etc.) is offered

Bibliography: 5 titles.

Keywords: current, boundary layer, concentration profile, temperature profile.

Малкін Е.С., Фуртат І.Е., Дьячков М.І **Експериментальне дослідження багатоканальних теплообмінників для охолодження потужних мікропроцесорів.**

Наведено методику експериментальних досліджень теплообмінників на базі щілинних мікроканалів для подальшого одержання достовірних результатів.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: теплообмінник, щілинні канали.

Малкин Э.С., Фуртат И.Э., Дьячков М.И **Экспериментальные исследования многоканальных теплообменников для охлаждения мощных микропроцессоров.**

Приведена методика экспериментальных исследований теплообменников на базе щелевых микроканалов для получения в дальнейшем действительных результатов.

Список лит.: 3 наименов.

Ключевые слова: теплообмінник, щелевые каналы.

Malkin E., Fyrtat I., Dyachkov M **Experimental studies of multi-channel heat exchangers for cooling high-power microprocessors.**

A method for experimental studies of heat exchangers based on slotted microchannels for future actual results.

Bibliography: 3 titles.

Keywords: exchangers, slotted microchannels.

Олексюк А.А., Челапко С.А. **Методика розрахунку триконтурних теплообмінників для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання.**

У даній статті приведена методика розрахунку триконтурних теплообмінників для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання. Мета даної методики визначення кількості трубок в триконтурному теплообміннику.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: триконтурний теплообмінник, система опалення, гаряче водопостачання.

Олексюк А.А., Челапко С.А. **Методика расчета трехконтурных теплообменников для независимых систем отопления и горячего водоснабжения**

В данной статье приведена методика расчета трехконтурных теплообменников для независимых систем отопления и горячего водоснабжения. Цель данной методики определение количества трубок в трехконтурном теплообменнике.

Список лит.: 3 наименов.

Ключевые слова: трехконтурный теплообменник, система отопления, горячее водоснабжение.

Oleksuk A., Chelapko S. **The method of calculation of three-contour heat exchangers for independent sources of heating and hot water**

In this article the method of calculation of three-contour heat exchangers for independent sources of heating and hot water. The purpose of this method is determining the amount of pair tubes in three-contour heat exchanger.

Bibliography: 3 titles.

Keywords: three-contour heat exchanger, system of heating, hot water-supply.

Росковшенко Ю.К., Степанов М.В., Штиленко В.П., Штиленко В.В.
Аналіз динаміки процесів при автоматичному регулюванні опалювальних приладів

Наведено результати аналізу динаміки теплообмінних процесів при нагріванні або охолодженні опалювальних приладів, що виникають при автоматичному регулюванні їх потужності та висновки щодо ефективності регулювання теплової потужності опалювальних приладів, виготовлених з різних матеріалів. Список літ.: 5 назв.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: ефективність регулювання опалювальних приладів; процес нагрівання, процес охолодження.

Росковшенко Ю.К., Степанов М.В., Штиленко В.П., Штиленко В.В.
Анализ динамики процессов при автоматической регулировке отопляемых приборов.

Приведены результаты анализа динамики теплообменных процессов при нагревании или охлаждении отопляемых приборов, которые возникают при автоматической регуляции их мощности и выводы относительно эффективности регулировки тепловой мощности отопляемых приборов, изготовленных из разных материалов.

Список лит.: 5 наименований.

Ключевые слова: эффективность регулировка отопляемых приборов; процесс нагревания, процесс охлаждения.

Roskovshenko U., Stepanov M., Shtilenko V., Shtilenko V. Analysis of dynamics of processes at automatic control of the heated devices. Is Resulted results of analysis of dynamics of heat-exchange processes at heating or cooling of the heated devices, which arise up at automatic control of their power and conclusions in relation to efficiency of adjusting of thermal power of the heated devices, made from different materials.

Bibliography: 5 titles.

Keywords: efficiency of adjusting of the heated devices; process of heating, cooling process.

Сподилюк Н.А.
Шляхи забезпечення необхідного теплового режиму в приміщеннях пташників

Наведено аналіз впливу різних факторів на тепловий режим в приміщеннях пташників. Показана перевага інфрачервоного опалення.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: тепловий режим пташників, інфрачервоне опалення.

Сподылюк Н.А.
Пути обеспечения необходимого теплового режима в помещениях птичников.

Приведен анализ влияния разных факторов на тепловой режим в помещениях птичников. Показано преимущество инфракрасного отопления

Список лит.: 3 наименований.

Ключевые слова: тепловой режим птичников, инфракрасное отопление.

Spodinyuk N. **Ways of providing of the necessary thermal mode in the apartments of poultry houses.** Are resulted analysis of influence of different factors on the thermal mode in the apartments of poultry houses. Rotined advantage of the infra-red heating.

Bibliography: 3 titles.

Keywords: thermal mode of poultry houses, infra-red heating.

Степанов М.В., Росковшенко Ю.К., Дідик Л.В. **Теплопередача та гідравлічний опір теплообмінника з еластичною стінкою.**

Наведені результати експериментальних досліджень повітряно – повітряного теплообмінника з еластичною теплопередаючою поверхнею.

Список літ.: 6 назв.

Ключові слова: еластична поверхня теплопередачі; П – подібний канал; інтенсивність теплообміну.

Степанов Н.В., Росковшенко Ю.К., Дидык Л.В. **Теплопередача и гидравлическое сопротивление теплообменника с эластичной стенкой.**

Приведены результаты экспериментальных исследований воздухо - воздушного теплообменника с эластичной теплопередающей поверхностью.

Список лит.: 6 наимен.

Ключевые слова: эластичная поверхность теплопередачи; П - образный канал; интенсивность теплообмена.

Stepanov N. Roskovshenko Y, Didyk L. **Heat transfer and hydraulic resistance of the heat exchanger with an elastic wall.**

The experimental results of air - air heat exchanger with an elastic heat-transfer surface.

Bibliography: 6 titles.

Keywords: elastic surface heat transfer, P - shaped channel; intensity of heat transfer.

Ткаченко В.А., Кондратюк О.В. **Системы опалення ангарних теплиць.**

В статті проаналізовані системи опалення ангарних теплиць. Обґрунтовані переваги повітряної системи шатрового обігріву з рівномірною роздачею теплоти в нижній зоні. Наведена конструкція спіральнотрубного повітророзподільника рівномірної роздачі теплоти.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: теплиця, повітророзподілення, шатровий обігрів.

Ткаченко В.А., Кондратюк О.В. **Системы отопления ангарных теплиц.**

В статье проанализированы системы отопления ангарных теплиц. Обоснованы преимущества воздушной системы шатрового обогрева с равномерной раздачей теплоты в нижней зоне. Приведена конструкция спиральнотрубного воздухораспределителя равномерной раздачи теплоты.

Список лит.: 5 наимен.

Ключевые слова: теплица, воздухораспределение, шатровый обогрев.

Tkachenko V., Kondrayuk A. **Systems of heating hangar-type hothouses.**

In the article the systems of heating hangar-type hothouses. The air system of the hip heating with even distribution of warmth in a lower area advantages are grounded.

A construction is offered of a spiral-pipe air-distributor of even distribution of warmth.

Bibliography: 5 titles.

Keywords: hothouse, air-distribution, hip heating.

Малкін Е.С., Тимощенко А.В., Фуртат І.Е., Лунковський Д. **Математичне моделювання ізотермічної течії рідини в щілинному мікроканалі**

Наведені критеріальні залежності для визначення втрат тиску в щілинному мікроканалі, одержані шляхом математичного експерименту.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: критеріальні залежності, щілинний мікроканал, втрати тиску.

Малкин Э.С., Тимощенко А.В., Фуртат И.Э., Лунковский Д. **Математическое моделирование изотермических течений жидкостей в щелевых микроканалах.**

Приведены критериальные зависимости для определения потерь давления в щелевом микроканале, полученные путём математического эксперимента.

Список лит.: 3 наимен.

Ключевые слова: критериальные зависимости, щелевой микроканал, потери давления.

Malkin E., Timoshenko A., Furtat I., Lunkovskiy D. **Matematicheskoe design of isothermal flows of liquids in crack microchannels.**

Criterion dependences for pressure losses determination in slit-type microchannel are presented, obtained through mathematical experiment.

Bibliography: 3 titles.

Keywords: Criterion dependences, pressure losses, slit-type microchannel

Малкін Е.С., Тимощенко А.В., Ніколаєнко Ю.Є., Фуртат І.Е., Єфіменко С.В. **Експериментальний стенд для дослідження теплообмінників на базі щілинних мікроканалів**

Наведений опис експериментального стенду та методики дослідження на ньому гідравлічних і теплотехнічних характеристик теплообмінників.

Список літ.: 4 назви.

Ключові слова: експериментальний стенд, методики досліджень,

Малкин Э.С., Тимошенко А.В., Николаенко Ю.Е., Фуртат И.Э., Ефименко С.В. **Экспериментальный стенд для исследования теплообменников на базе щелевых микро каналов.**

Приведено описание экспериментального стенда и методики исследования на нём гидравлических и теплотехнических характеристик теплообменников.

Список лит.: 4 наименов.

Ключевые слова: экспериментальный стенд, методики исследований.

Malkin E., Timoshenko A., Nikolaenko Y., Furtat I., Efimenko S. **The experimental stand for research of teploobmennikov on the base of crack mikro ductings.**

Description of experimental stand and methods of heat exchangers hydraulic and heat engineering characteristics research on it is presented.

Bibliography: 4 titles.

Keywords: hothouse: experimental stand, methods of research.

Росковшенко Ю.К., Степанов М.В., Кім А.С, Радченко А.М. **Енергозбереження в теплицях за рахунок використання низькотемпературних термальних вод**

Розглядаються питання використання низькотемпературних природних геотермальних вод та стічних промислових термальних вод для теплостачання культивацийних споруд захищеного ґрунту.

Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень двох модифікацій контактної-поверхневої повітрянонагрівачів, котрі забезпечують отримання нагрітого повітря із заданою температурою та відносною вологістю для систем повітряного опалення теплиць.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: контактної-поверхневий теплообмінник.

Росковшенко Ю.К., Степанов Н.В., Кім А.С, Радченко А.М. **Энергосбережение в теплицах за счет использования низкотемпературных термальних вод**

Рассматриваются вопросы использования низкотемпературных естественных геотермальных вод и сточных промышленных термальных вод для теплоснабжения культивационных сооружений защищенного ґрунта.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований двух модификаций контактно-поверхностных воздухонагревателей, которые обеспечивают получение нагретого воздуха с заданной температурой и относительной влажностью для систем воздушного отопления теплиц.

Список лит.: 7 наим.

Ключевые слова: контактної-поверхностный теплообмінник.

Roskovshenko Y., Stepanov N., Kim A., Radchenko A. **Energysaving in greenhouses by using of low temperature thermal waters**

The problems of using the low temperature natural geothermal waters and industrial drain thermal waters are looking through for heat supplying of greenhouses.

The results of theoretical and experimental research of two modifications of contact-surface airheaters that secure the getting of warm air with demanded temperature and relative humidity for air heating greenhouses systems are given.

Bibliography: 7 titles.

Keywords: hothouse: contact-surface airheaters

Гламаздіна А.Д., Гламаздин П.М. **Економічні аспекти використання електрокотелень.**

В статті йдеться про економічну доцільність переходу на електротеплопостачання. Розглянуті можливі засоби зменшення об'єму рідинних акумуляторів теплоти. Проведений аналіз можливого застосування інших видів акумуляторів теплоти. Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: електротеплопостачання.

Гламаздіна А.Д., Гламаздин П.М. **Экономические аспекты использования электрокотелень.**

В статье говорится об экономической целесообразности перехода на электротеплоснабжение. Рассмотрены возможные способы уменьшения объема жидкостных аккумуляторов теплоты. Проведен анализ возможного применения других видов аккумуляторов теплоты.

Список лит.: 3 наим.

Ключевые слова: электротеплоснабжение.

Glamazdina A., Glamazdin P. **Economic aspects of the use of boiler electro-rooms.**

The article says about the economic feasibility of moving to electric heat supply. The possible means of reducing the volume of liquid heat accumulators are considered. The author analyzes of possible application of other types of heat accumulators.

Bibliography: 3 titles.

Keywords: hothouse: electric heat supply.

Мороз П. М. **Схеми систем геліотеплопостачання будинків із застосуванням газового водогрійного котла та теплового насоса.**

Наведені принципові схеми застосування теплового насоса спільно з водогрійним котлом в системі геліотеплопостачання. Системи комбінованого геліотеплопостачання пройшли експериментальні експлуатаційні випробування в м. Біла Церква.

Список літ.: 4 назви.

Ключові слова: тепловий насос, сонячний колектор, теплопостачання.

Мороз П. Н. Схемы систем геотеплоснабжения зданий с использованием газового водогрейного котла и теплового насоса.

Приведены принципиальные схемы использования теплового насоса совместно с водогрейным котлом в системе геотеплоснабжения. Системы комбинированного геотеплоснабжения прошли эксплуатационные испытания в г. Белая Церковь.

Список лит.: 4 наименов.

Ключевые слова: тепловой насос, солнечный коллектор, теплоснабжение.

Moroz P. Schemes systems of geoteplosnabzheniya buildings with the use of gas hot-water boiler and heat-pump.

The of principle charts of the use of heat-pump are resulted jointly with a hot-water boiler in the system of geoteplosnabzheniya. The systems of combined geoteplosnabzheniya were passed by operating tests in White Church.

Bibliography: 4 titles.

Keywords: heat-pump, sun collector, teplosnabzhenie.

Редько А.О. Термодинамічний аналіз циклів каскадної теплонасосної установки.

Наведені результати розрахунку та порівняльного аналізу термодинамічної ефективності двоступінчатої та каскадної теплової схеми теплонасосної установки. Визначені оптимальні робочі речовини – хладони R407c та R134a.

Список літ.: 11 назв.

Ключові слова: тепловий насос.

Редько А.О. Термодинамический анализ циклов каскадной теплонасосной установки

Приведены результаты расчета и сравнительного анализа термодинамической эффективности двухступенчатой и каскадной тепловой схемы теплонасосной установки. Определены оптимальные рабочие вещества – хладоны R407c и R134a.

Список лит.: 11 наименов.

Ключевые слова: тепловой насос.

Red'ko A. the Thermodynamics analysis of cycles of the cascade teplonasosnoy setting. Resulted results of calculation and comparative analysis of thermodynamics efficiency of two-level and cascade thermal circuit warmly pumping setting. Optimum workings matters – khradons of R407c and R134a are certain.

Bibliography: 11 titles.

Keywords: thermal pumping

Тімінський О.Г. Інформаційний захист управлінських та технологічних систем від зовнішніх негативних впливів в сучасному середовищі.

Запропоновано підхід до захисту об'єднаних інформаційних систем управління, що містять технологічну і управлінську складові, від негативних впливів оточення. Список літ.: 5 назв.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: система управління.

Тиминский О.Г. Информационная защита управленческих и технологических систем от внешних негативных влияний в современной среде. Предложен подход к защите объединенных информационных систем управления, которые содержат технологическую и управленческую составляющие, от негативных влияний окружения.

Список лет.: 5 наимен.

Ключевые слова: система управления.

Timinskiy O. The Informative protecting of the administrative and technological systems from external negative influences in a suchanosmu environment. Offered approach to defence of the incorporated management informations which contain technological and administrative constituents, from negative influences of surroundings.

Bibliography: 5 titles.

Keywords: management informations.

Тугай О.А., Лагутін Г.В., Поколенко В.О., Борисова Н.О., Скакун В.А., Приходько Д.О., Чуприна Ю.А. Науково-аналітичні інструменти розробки корпоративної стратегії інвестиційних та будівельно-інжинірингових компаній, груп.

Пропонується модель змісту для пошуку та вибір об'єктів інвестування в такий спосіб, яка на щоб забезпечити раціональний баланс між рівнем відповідності проектів обраній інвестором стратегії та рівнем надійності інвестиційного процесу, що описується в даній моделі за допомогою спеціальної функції „Пріоритет інвестиційної надійності”.

Список літ.: 4 назви.

Ключові слова: об'єкт інвестування, стратегія інвестування, інвестиційна компанія, будівельний об'єкт, функція надійності, характеристики надійності.

Тугай О.А., Лагутин Г.В., Поколенко В.О., Борисова Н.О., Скакун В.А., Приходько Д.О., Чуприна Ю.А. **Научно-аналитические инструменты разработки корпоративной стратегии инвестиционных и строительно-инжинеринговых компаний, групп.**

Предлагается модель содержания для поиска и выбор объектов инвестирования в такой способ, которая на чтобы обеспечить рациональный баланс между уровнем соответствия проектов избранной инвестором стратегии и уровнем надежности инвестиционного процесса, который описывается в данной модели с помощью специальной функции "Приоритет инвестиционной надежности».

Список лит.: 4 наименов.

Ключевые слова: объект инвестирования, стратегия инвестирования, инвестиционная компания, строительный объект, функция надежности, характеристики надежности.

Tugay O., Lagutin G., Pokolenko V., Borisova N., Skakun V., Prikhod'ko D., Chuprina U. **Scientifically analytical instruments of development of corporate strategy of investment and build-engineerings companies, groups.** The model of the contents for search and choice of objects of investment in such way is offered which on to ensure(supply) rational balance between a level of conformity of the projects of the strategy, elected by the investor, and level of reliability of investment process, which is described in the given model with the help of special function " a Priority of investment reliability .

Bibliography: 4 titles.

Keywords: object of investment, strategy of investment, investment company, building object, function of reliability, characteristic of reliability.

Килимник О.О. **Аналіз фазових перетворень систем "вогнестійка глина – шлак феронікелю"**

У роботі визначено, що основний вплив на кислотійкість зразків має вміст оксиду двовалентного заліза в шлаках. Показано, що на кислотійкість зразків також впливає граничний зміст у шлаках інших оксидів. Встановлено, що оптимальною по кислотійкості є композицією «вогнестійка глина – шлак феронікелю», яка містить в перерахунку на оксиди % від маси. FeO – 1,7...2,6; SiO₂ – 56...58,6; Al₂O₃ – 26...33,5; CaO – 2,6...8,5; MgO – 1,2...2,6

Ключові слова: шлак феронікелю.

Килимник А.А. **Анализ фазовых превращений систем «огнестойкая глина – шлак фероникеля»**

В работе определено, что основное влияние на кислотойкость образцов имеет содержание оксида двувалентного железа в шлаках. Показано, что на кислотойкость образцов также влияет предельное содержание у шлаках других оксидов. Установлено, что оптимальною по кислотойкости является композицией «огнестойкая глина – шлак фероникелю», которая содержит в пересчете на оксиды % от массы. FeO – 1,7...2,6; SiO₂ – 56...58,6; Al₂O₃ – 26...33,5; CaO – 2,6...8,5; MgO – 1,2...2,6

Ключевые слова: шлак-фероникеля.

Kilimnik A. **Analysis of phase transformations of the systems "fireproof clay is a slag a ferronickel"**. In-process certainly, that basic influence on кислотійкість standards has maintenance of oxide of bivalent iron in slags. It is rotined that on кислотійкість standards also maximum maintenance influences in the slags of other oxides. It is set that оптимальною по кислотійкості is composition «fireproof clay is a slag to the ferronickel», which contains in a count on oxides % from mass. FeO – 1,7...2,6; SiO₂ – 56...58,6; Al₂O₃ – 26...33,5; CaO – 2,6...8,5; MgO – 1,2...2,6

Keywords: slag a ferronickel.

ЗМІСТ

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

| | |
|---|---|
| <i>В.О. Мілейковський.</i> Визначення розподілу температури та концентрації в струминному примежовому шарі з використанням геометричного підходу..... | 3 |
|---|---|

ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

| | |
|--|---|
| <i>Е.С. Малкін, І.Е. Фуртат, М.І. Дьячков.</i> Експериментальн дослідження багатоканальних теплообмінників для охолодження потужних мікропроцесорів..... | 9 |
|--|---|

| | |
|--|----|
| <i>А.О. Олексюк, С.О. Челанко,</i> Методика розрахунку триконтурних теплообмінників для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання..... | 13 |
|--|----|

| | |
|--|----|
| <i>Ю.К. Росковшенко, М.В. Степанов, В.П. Штиленко, В.В. Штиленко.</i> Аналіз динаміки процесів пр автоматичному регулюванні опалювальних приладів..... | 19 |
|--|----|

| | |
|--|----|
| <i>Н.А. Сподинюк.</i> Шляхи забезпечення необхідного теплового режиму в приміщеннях пташників..... | 25 |
|--|----|

| | |
|---|----|
| <i>М.В. Степанов, Росковшенко Ю.К., Л.В. Дідик,</i> Теплопередача та гідравлічний опір теплообмінника з еластичною стінкою..... | 29 |
|---|----|

| | |
|---|----|
| <i>В.А. Ткаченко, О.В. Кондратюк.</i> Системи опалення ангарних теплиць | 35 |
|---|----|

| | |
|---|----|
| <i>Малкін Е.С., Тимощенко А.В., Фуртат І.Е., Лунковський Д.</i> Математичне моделювання ізотермічної течії рідини в щілинному мікро каналі..... | 39 |
|---|----|

| | |
|---|----|
| <i>Малкін Е.С. Тимощенко А.В. Ніколаєнко Ю.Є. Фуртат І.Е. Єфименко С.В.</i> Експериментальний стенд для дослідження теплообмінників на базі щілинних мікро каналів..... | 45 |
|---|----|

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

| | |
|--|----|
| <i>Ю.К. Росковшенко, М.В.Степанов, А.С. Кім, А.М.Радченко.</i> Енергозбереження в теплицях за рахунок використання низькотемпературних термальних вод..... | 50 |
| <i>А.Д. Гламаздіна, П.М. Гламаздін,</i> Економічні аспекти використання електрокотелень..... | 57 |
| <i>П.М. Мороз,</i> Схеми систем геліотеплопостачання будинків із застосуванням газового водогрійного котла та теплового насоса..... | 61 |
| <i>А.О. Редько.</i> Термодинамічний аналіз циклів каскадної теплонасосної установки..... | 66 |

БУДІВНИЦТВО

| | |
|--|----|
| <i>О.Г. Тімінський.</i> Інформаційний захист управлінських та технологічних систем від зовнішніх негативних впливів в сучасному середовищі..... | 71 |
| <i>О.А. Тугай, Г.В. Лагутін, В.О. Поколенко, Н.О.Борисова, В.А. Скакун, Д.О. Приходько, Ю.А. Чуприна.</i> Науково-аналітичні інструменти розробки корпоративної стратегії інвестиційних та будівельно-інжинірингових компаній, груп..... | 76 |
| <i>О.О. Килимник.</i> Аналіз фазових перетворень систем "вогнестійка глина–шлак феронікелю"..... | 82 |
| Видатні вчені, педагоги..... | 88 |
| Наша пам'ять..... | 90 |
| АНОТАЦІЇ..... | 94 |

котли на пелетах та деревині

сонячні колектори

теплові насоси

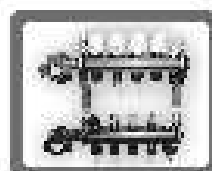
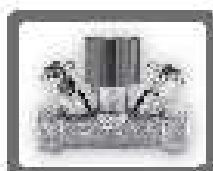


www.herz.ua



HERZ®

системи опалення з Австрії



ГЕРЦ Україна



02002, м. Київ
вул. Лук'янівського, 10
тел.: (044) 569-57-07, -08, -09
kyiv@herz.ua

79053, м. Львів
вул. В. Великого, 18
тел.: (032) 264-69-58, 264-73-01
lviv@herz.ua

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 13

Підписано до друку 22.03.2010 Формат 60×84/16
Папір друк. №1. Умовн. друк. арк.. 5.58. Обл.-вид. арк.. 6.0
Тираж 150 прим. Зам. 9-1702

Віддруковано на ІВНВКП«Укреліотех»
Свідотство про внесення до державного реєстру суб'єктів
видавничої справи ДК 3310 від 07.11.2008 р.