

**Міністерство освіти і науки України**  
**Київський національний університет**  
**будівництва і архітектури**

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ**  
**ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

Науково-технічний збірник

Випуск 5

Київ, КНУБА, 2002

**Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання:** Науково-технічний збірник. Випуск 5. Відповідальний редактор А. А. Худенко. — К.: КНУБА, 2002. — 128 с.

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

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

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

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

Рекомендовано до випуску Вченою радою КНУБА, протокол № 35 від 01.11.2002.

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

Збірник “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання” представлений на сайті Національної бібліотеки України ім. акад. В. І. Вернадського [www.nbuv.gov.ua](http://www.nbuv.gov.ua).

© Київський національний університет  
будівництва і архітектури, 2002

УДК 697.921.2...697.95

**П. Л. Зінич, С. С. Жуковський,  
О. В. Черноус**Київський національний університет  
будівництва і архітектури,  
Національний університет  
“Львівська політехніка”**АЕРОДИНАМІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ  
НИЗЬКОГО БУДИНКУ НА ВИСОКИЙ**

Якщо повітряний потік діє на будинок чи споруду, то відповідно вони впливають на цей потік, деформуючи його. Аналіз цього взаємовпливу є дуже складною задачею. Давенпорт М. у праці [4] досліджував ситуацію, коли висотний будинок знаходиться за низьким стосовно вітрового потоку. Досліджені на моделях і в натурі швидкості вітру в приземній зоні забудови. Однак автор не до кінця дослідив розподілення коефіцієнтів тиску в області навітряного фасаду високого будинку. Реттер Е. І. у праці [1] досліджував взаємодію повітряного потоку з окремо розташованим будинком як у практичному, так і теоретичному аспектах, а Богословський В. Н. [2] — взаємовплив між швидкістю вітрового потоку, формою та типом будинку, а також вплив цих факторів на розподілення аеродинамічної тіні. Однак ними не до кінця висвітлена проблема розподілення коефіцієнтів тиску в області навітряного фасаду домінуючого будинку. У цьому зв'язку виникає необхідність проведення спеціальних досліджень в аеродинамічній трубі, використовуючи відомі властивості автомодельності [1].

Дослідження проводились в дозвуковій аеродинамічній трубі НУ “Львівська політехніка” (рис. 1) при швидкості незбуреного повітряного потоку  $V_\infty = 5 \dots 30$  м/с, що відповідає  $Re_h = 6,3 \cdot 10^4 \dots 3,8 \cdot 10^5$ . Характерний розмір-висота моделі домінуючого будинку. Автомодельна область відповідає  $Re_h = 10^3 \dots 10^6$  [1]. У фіксованих за допомогою координатника точках перерізу I – I (рис. 2) навітряної області високого будинку замірялась за допомогою трубки тиску Піто-Прандтля № 015

(таблиця) статичні тиски, а також повні тиски (за допомогою трубки повного тиску з  $d_0 = 0,8$  мм, яка орієнтувалась за напрямком незбуреного повітряного потоку).

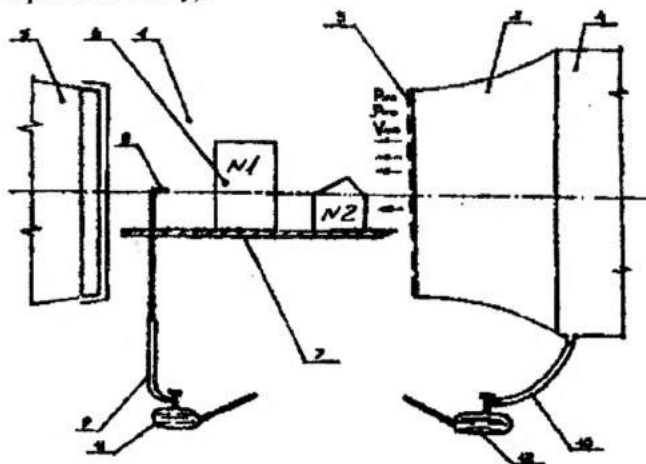


Рис. 1. Схема експериментальної установки:

- 1 — робоча частина аеродинамічної труби; 2 — сопло; 3 — вирівнювальна сітка;  
 4 — форкамера; 5 — дифузор; 6 — модель будинків; 7 — підстильна поверхня моделі;  
 8 — трубка повного тиску, орієнтована за потоком; 9, 10 — гнучкі шланги;  
 11, 12 — мікроманометри ММН

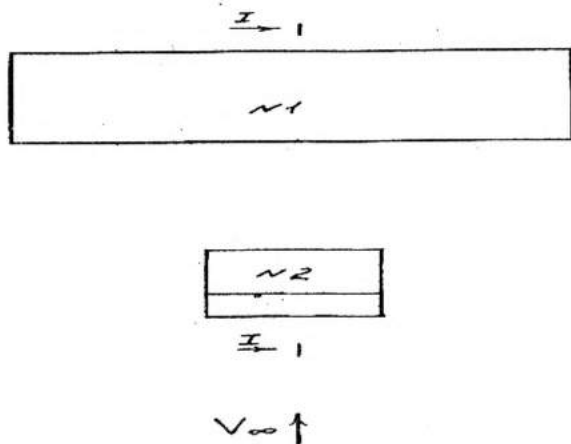


Рис. 2. План моделі домінуючого будинку, що є низьким стосовно вітрового потоку

По заміряних тисках визначались коефіцієнти тиску за формулою:

$$\pm K = (P_i - P_a) / (p_{**} V_{**}^2 / 2),$$

де  $P_i, P_a$  — відповідно тиск в  $i$ -й точці простору та атмосферний тиск;  $V_{**}, p_{**}$  — відповідно швидкість та густина незбуреного потоку в робочій частині труби.

Таблиця

Засоби вимірювань

№ п/п	Найменування засобів вимірювань	Характеристики
1	Пневматична трубка Піто-Прандтля, № 015	$\zeta = 0,985$ ; кут чутливості $\pm 5^\circ$
2	Барометр — анероїд БАММ, № 8795	8000...106000 Па; точність $\pm 200$ Па
3	Психометр аспіраційний, № 20922	точність $0,1^\circ\text{C}$
4	Трубка повного тиску $d_0 = 0,8$ мм	$\zeta = 0,99$
5	Мікроманометр ММН - 240 (5) - 1,0, № 2000 і № 2220	точність $\pm 1$ Па

Результати експериментальних досліджень вказані на рис. 3, 4.

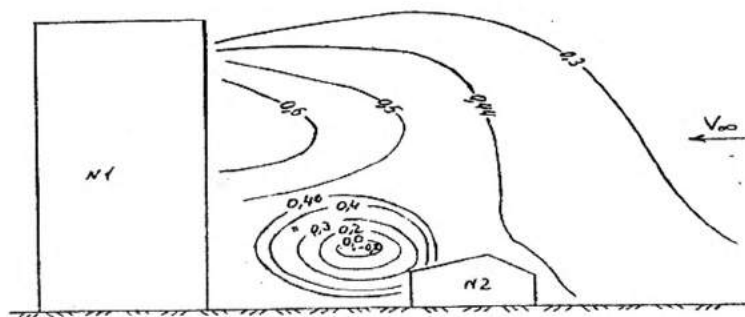


Рис. 3. Розподілення коефіцієнтів тиску в перерізі I—I навітряної області домінуючого будинку (засіб вимірювань — трубка повного тиску, орієнтована за напрямком незбуреного потоку  $V_\infty$  по нормалі до фасаду)

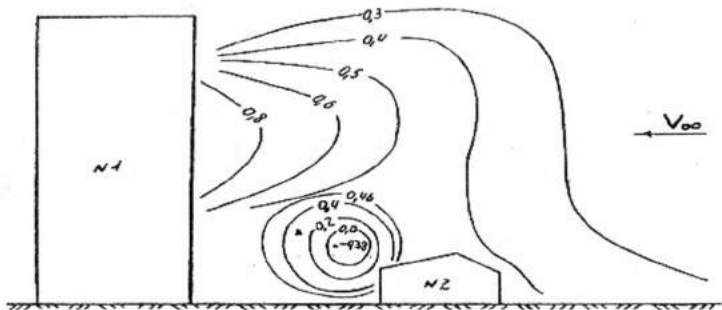


Рис. 4. Розподілення коефіцієнтів тиску в перерізі I—I навітряної області домінуючого будинку (засіб вимірювань – трубка статичного тиску насадки Піто-Прандтля)

Аналіз результатів експериментальних досліджень вказує на те, що в області навітряного фасаду домінуючого будинку виникає стійке вихороутворення. Центр вихора знаходиться від навітряного фасаду будинку приблизно на  $3/4$  міжбудинкової відстані та на висоті від поверхні підстилювання моделі приблизно рівній  $1/3$  висоті домінуючого будинку.

### Використана література

1. Реттер Э. И. Архитектурно-строительная аэродинамика. — М.: Стройиздат, 1984. — 294 с.
2. Богословский В. Н. и др. Отопление и вентиляция. Ч 11: / Под ред. В. Н. Богословского. — М.: Стройиздат, 1976. — 439 с.
3. Жуковський С. С., Черноус О. В. Аеродинамічні дослідження моделі житлового кварталу. Науковий вісник НУ "Львівська політехніка". Теорія і практика будівництва. № 409 — Львів, 2000 — С. 58—62.
4. Davenport. Gust loading factors. J. Of Str. Div., ASCE 93(ST3), 1967.

## **ОРГАНІЗАЦІЯ ПОВІТРООБМІНУ В КУЛЬТОВИХ СПОРУДАХ, ПАМ'ЯТКАХ ІСТОРІЇ ТА АРХІТЕКТУРИ**

Вирішення комплексної проблеми збереження та захисту пам'ятки архітектури базується на трьох аспектах:

- вивчення сучасного стану;
- проведення заходів по реставрації (консервації);
- створення оптимальних умов збереження.

Основними чинниками, що визначають швидкість фізико-хімічного старіння, можливість біологічного пошкодження, швидкість протікання фотохімічних реакцій в матеріалах і барвниках монументального живопису є температура, вологість та рухливість повітря.

Інтенсивність процесів тепломасопереносу в зовнішніх огорожуючих конструкціях будівлі, які зумовлюють його старіння, пов'язана зі зміною граничних умов, тобто зі зміною параметрів навколишнього середовища. Параметри зовнішнього повітря ми змінити не можемо, якщо тільки будівля не ізольована від навколишнього середовища, а параметри внутрішнього мікроклімату, при яких зберігається незмінність вологовмісту матеріалу (основний критерій його збереження) можна досягти двома шляхами.

Перший спосіб (його можна назвати статичним) — полягає в підтриманні постійних або змінюваних температур та відносної вологості повітря таким чином, щоб їх сполучення забезпечувало незмінний вологовміст матеріалу.

Другий (динамічний) спосіб — при виборі параметрів внутрішнього повітря передбачає мінімізацію потоків теплоти та вологи через певний шар огороження. В якості такого шару ми, звичайно, приймаємо внутрішню поверхню стін з розташованим на них монументальними живописом або декором [1]. Тобто необхідно змінювати внутрішню температуру та відносну вологість повітря таким чином, щоб “компенсувати” вплив зовнішнього клімату, тобто зменшити тепломасоперенос через огорожуючі конструкції.

Такий підхід, по-перше, дає змогу розглядати пам'ятку архітектури у взаємодії з навколишнім середовищем (кліматом даної місцевості), а по-друге, змінює поняття “огороджуючої конструкції”. Ми повинні вже розглядати її не тільки як елемент, який забезпечує заданий мікроклімат приміщення, але і як об'єкт, що підлягає збереженню.

На стадії проектування та розробки систем забезпечення мікроклімату необхідно враховувати неоднакову товщину огороджуючих конструкцій по висоті будівлі, значні коливання надходження шкідливих випарів у внутрішній об'єм будівлі (кількість відвідувачів може відрізнятися у декілька разів).

На вибір систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря значний вплив має естетичне сприйняття та можливість розміщення систем у історичній пам'ятці. Тому кожна конкретна пам'ятка вимагає індивідуального підходу до систем забезпечення мікроклімату.

Системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря в культових спорудах, пам'ятках історії та архітектури повинні забезпечувати оптимальні параметри повітряного середовища в приміжових шарах біля внутрішніх поверхонь огорожень та створити допустимі санітарно-гігієнічні умови для відвідувачів та обслуговуючого персоналу.

Питання раціональної організації повітрообміну — одне з центральних питань вентиляції, від правильності його рішення залежить як виконання умов підтримки заданих параметрів повітря у приміщенні, так і економічність роботи системи.

В даний час відсутня єдина точка зору щодо організації повітрообміну в пам'ятках архітектури з фресками та мозаїкою.

Одні автори [2] пропонують подачу повітря у нижню зону та видалення з верхньої. Однак така організація повітрообміну призводить до нерівномірності розподілу температури та вологості в об'ємі будівлі та температурно-вологісного розшарування по висоті будівлі. Температура та вологість повітря у верхній зоні буде вищою ніж у нижній. Враховуючи, що товщина стін барабана купола значно менша ніж стін, виникає загроза випадіння конденсату на внутрішніх поверхнях огорожуючих конструкцій, і, як наслідок, відшарувань мозаїк, фарбувань на основі масляних фарб, деструкції матеріалів, з яких створено ці конструкції.

З нашої точки зору більш доцільна зональна схема організації повітрообміну з подачею та видаленням повітря на декількох рівнях приміщення. Такий підхід дає змогу забезпечувати потрібний температурно-вологісний режим в характерних об'ємах будівлі.

Оцінку ефективності організації повітрообміну прийнято робити за допомогою коефіцієнта повітрообміну, який являє собою безрозмірний



симплекс та зв'язує температури повітря — видаляючого, припливного та нижньої зони:

$$K_L = \frac{t_L - t_{in}}{t_{wz} - t_{in}}, \quad (1)$$

де  $t_L$  — температура видаляючого повітря;  $t_{wz}$  — температура нижньої зони;  $t_{in}$  — температура припливного повітря.

Розглянемо зональну схему організації повітрообміну у будівлі церкви.

Схему циркуляції повітря можна подати таким чином (рисунок): припливне повітря в кількості  $G_1$ , надходить в нижню зону з температурою  $t_{in}$ , асимілює в ній тепловиділення  $Q_1$  і приймає температуру нижньої зони  $t_{нз}$ ; частина повітря в кількості  $G_{нз}$  надходить з нижньої зони з температурою  $t_{нз}$  на рециркуляцію. Залишкова частина повітря в кількості  $(G_1 - G_{нз})$  перетікає у середню зону, куди подається припливне повітря в кількості  $G_2$  з температурою  $t_{in}$ . Далі відбувається асиміляція відповідних теплонадлишків  $Q_2$ , і повітря приймає температуру  $t_{сз}$ . Частина повітря в кількості  $G_{2L}$  з температурою  $t_{сз}$  видаляється з середньої зони приміщення. Повітря у кількості  $(G_1 - G_{нз} - G_{2L})$  з температурою  $t_{сз}$ , надходить у верхню зону, куди подається повітря в кількості  $G_3$ . Відбувається асиміляція теплонадлишків  $Q_3$  і температура повітря стає  $t_{вз}$ . Частина повітря  $G_{рвз}$  з температурою  $t_{вз}$  йде на рециркуляцію, а інша частина видаляється з приміщення.

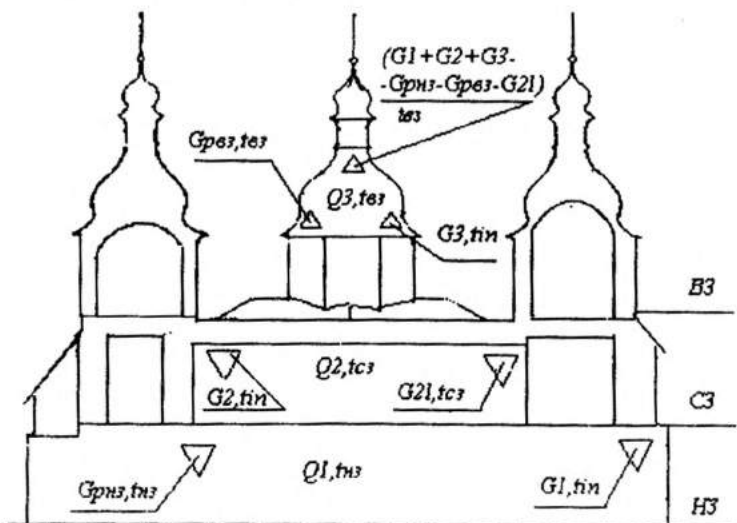


Рисунок. Зональна схема організації повітрообміну

Для розв'язання задачі використаємо підхід [3], [4], який базується на використанні наближених математичних моделей, що складаються з систем рівнянь збереження енергії, витрат та тиску. Розробка математичної моделі включає чотири етапи: виявлення розрахункової схеми теплообміну; складання системи рівнянь збереження теплоти та маси; приведення системи балансових рівнянь до розрахункового вигляду; постановка конкретної задачі і вирішення системи рівнянь.

Отже, складемо систему трьох балансових рівнянь для вищенаведеної схеми для трьох характерних об'ємів:

— нижня зона

$$c_p G_1 t_{in} + Q_1 = c_p G_{pнз} t_{пз} + c_p (G_1 - G_{pнз}) t_{пз}; \quad (2)$$

— середня зона

$$\begin{aligned} c_p (G_1 - G_{pнз}) t_{пз} + c_p G_2 t_{in} + Q_2 = \\ = c_p (G_1 + G_2 - G_{pнз} - G_{2L}) t_{сз} + c_p G_{2L} t_{сз}; \end{aligned} \quad (3)$$

— верхня зона

$$\begin{aligned} c_p (G_1 + G_2 - G_{pнз} - G_{2L}) t_{сз} + c_p G_3 t_{in} + Q_3 = \\ = c_p (G_1 + G_2 + G_3 - G_{pнз} - G_{pвз} - G_{2L}) t_{вз} + c_p G_{pвз} t_{вз}. \end{aligned} \quad (4)$$

Склавши окремо ліві та праві частини рівнянь (2) ... (4), отримаємо рівняння теплового балансу приміщення, що є перевіркою вірності складання рівнянь системи:

$$\begin{aligned} c_p (G_1 + G_2 + G_3) t_{in} + Q_1 + Q_2 + Q_3 = \\ = c_p (G_1 + G_2 + G_3 - G_{pнз} - G_{2L}) t_{вз} + c_p G_{pнз} t_{пз} + c_p G_{2L} t_{сз}. \end{aligned} \quad (5)$$

Отже, рівняння (5) є лінійною комбінацією рівнянь (2) ... (4) і може використовуватись при розв'язанні системи замість кожного з них, що іноді технічно зручніше. Розв'язуючи систему (2) ... (4), маємо:

$$t_{пз} = t_{in} + \frac{Q_1}{c_p G_1}; \quad (6)$$

$$t_{сз} = \frac{(G_1 - G_{pнз}) t_{пз} + G_2 t_{in}}{G_1 + G_2 - G_{pнз}} + \frac{Q_2}{c_p (G_1 + G_2 - G_{pнз})}; \quad (7)$$

$$t_{вз} = \frac{(G_1 + G_2 - G_{pнз} - G_{2L}) t_{сз} + G_3 t_{in}}{G_1 + G_2 + G_3 - G_{pнз} - G_{2L}} + \frac{Q_3}{c_p (G_1 + G_2 + G_3 - G_{pнз} - G_{2L})}. \quad (8)$$

Таким чином, температури в усіх характерних об'ємах приміщення знайдені. Наступна задача — виразити через ці температури параметри, що входять до складу шуканого виразу коефіцієнта повітрообміну.

Знайдемо температуру повітря, що видаляється з приміщення  $t_L$ , як середньозвагову по витратах повітря, що йде на рециркуляцію і видалення з середньої та верхньої зон:

$$t_L = \frac{G_{\text{рнз}} t_{\text{нз}} + G_{2L} t_{\text{сз}} + (G_1 + G_2 + G_3 - G_{\text{рнз}} - G_{2L}) t_{\text{вз}}}{G_1 + G_2 + G_3}. \quad (9)$$

З виразів (5) та (9) можна отримати формулу для розрахунку повітрообміну:

$$G_{\text{in}} = G_1 + G_2 + G_3 = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{c_p K_L (t_{\text{нз}} - t_{\text{in}})}. \quad (10)$$

Підставивши у формулу (10) вираз (6), отримаємо:

$$K_L = \frac{1 + (Q_2 + Q_3) / Q_1}{1 + (G_2 + G_3) / G_1}. \quad (11)$$

Аналізуючи вплив складових величин, що входять у вираз (11), легко помітити, що із загальної формули коефіцієнта повітрообміну при зональній подачі повітря можна отримати формулу для визначення коефіцієнта повітрообміну в окремих випадках.

Наприклад, якщо  $G_2 = 0$  і  $G_3 = 0$ , то ми отримаємо вираз коефіцієнта повітрообміну для схеми з подачею повітря у нижню — та видалення з верхньої зон:

$$K_L = 1 + \frac{Q_2 + Q_3}{Q_1} = 1 + \frac{c_p (G_1 - G_{\text{рнз}}) (t_{\text{вз}} - t_{\text{нз}})}{Q_1}. \quad (12)$$

Із залежності (12) видно, що  $K_L$  завжди більше 1. Причому із збільшенням подачі повітря у нижню зону ( $G_1$ ), а також при зростанні теплонадходжень  $Q_2$  і  $Q_3$  коефіцієнт ефективності зростає. Тобто забезпечення сталих температур по висоті приміщення при даній схемі неможливо.

Якщо визначити теплонадходження у нижню, середню та верхню зони з рівнянь (2), (3), (4) і підставити їх у формулу (10), ми отримаємо такий вираз коефіцієнта повітрообміну:

$$K_L = \frac{c_p G_1 (t_{\text{вз}} - t_{\text{in}})}{Q_1} - \frac{c_p G_{\text{рнз}} (t_{\text{вз}} - t_{\text{нз}})}{[1 + (G_2 + G_3) / G_1] Q_1} - \frac{c_p G_{2L} (t_{\text{вз}} - t_{\text{сз}})}{[1 + (G_2 + G_3) / G_1] Q_1}. \quad (13)$$

Для запобігання температурного розшарування по висоті будівлі  $K_L$  повинен дорівнювати 1. Це досягатиметься за рахунок регулювання подачі повітря у характерні зони приміщення. Необхідно враховувати, що збільшення подачі повітря у нижню зону призводить до збільшення значення коефіцієнта повітрообміну і відповідно до розшарування температур по висоті приміщення. Забір повітря на рециркуляцію з нижньої зони, видалення з середньої та відповідно подача повітря у середню та верхню зони дозволяє створювати необхідний температурний режим у характерних зонах приміщення, отже, значення  $K_L$  може, при відповідному співвідношенні цих параметрів, досягати значення менше 1.

## Висновки

1. Розробка систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря в пам'ятках архітектури та історії потребує індивідуального підходу, який би враховував об'ємно-планувальні особливості споруди, тепло-технічні характеристики огорожуючих конструкцій та можливість розміщення інженерних комунікацій.

2. Найбільш доцільна зональна схема організації повітрообміну в об'ємі споруди. Такий підхід дозволяє створювати потрібний температурно-вологісний режим, який забезпечує мінімізацію потоків теплоти та вологи через зовнішні огорожуючі конструкції, та дозволяє створити допустимі умови для відвідувачів.

3. Найбільш ефективна схема з подачею повітря у верхню, середню і нижню та видаленням із середньої і верхньої зон та забором на рециркуляцію з нижньої зони.

## Використана література

1. Сизов Б. Т. Теплофизические аспекты сохранения памятников архитектуры // АВОК. — 2002. — № 1. — С. 24—31.

2. Кронфельд Я. Г. Принципы устройства систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, тепло- и холодоснабжения в зданиях культовой архитектуры // АВОК. — 2000. — № 1. — С. 7—19.

3. Позин Г. М. Принципы аналитического определения коэффициентов воздухообмена. — В кн.: Исследование различных способов воздухообмена в производственных помещениях. — М. — 1975. — С. 43—53.

4. Позин Г. М. Принципы разработки приближенной математической модели тепловоздушных процессов в вентилируемых помещениях // Известия вузов. Строительство и архитектура. — 1980. — № 11. — С. 122—127.

## ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ ВОЗДУХА В ГИПОБАРИЧЕСКОМ ХРАНИЛИЩЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

В гипобарических хранилищах сельскохозяйственной продукции в большинстве процессов их эксплуатации имеют место колебания абсолютного давления среды, связанные с особенностями работы оборудования (вакуумных насосов), обеспечивающего хранилище свежим воздухом. Это в определенной степени влияет на температурно-влажностные параметры среды. При колебаниях давления изменения термодинамических характеристик воздуха может вызывать испарение влаги из хранимой продукции или ее конденсацию, что в первом случае приводит к усушке продукции, а во втором — к выпадению капельной влаги на ее поверхности и загниванию продукции. В обоих случаях итог один — продукция приходит в негодность. На состояние среды влияет также интенсивность теплообмена с окружающей средой, наличие источников тепловыделения и т. п. Целью настоящей работы является изучение характера изменения термодинамических характеристик воздуха в зависимости от колебания абсолютного давления среды в гипобарическом хранилище с привлечением экспериментальных данных [1] (например, аналогичных представленным на рис. 1) и параметров, характеризующих гипобарический способ хранения сельскохозяйственной продукции. Эти исследования необходимы также для получения исходных данных при конструировании гипобарических хранилищ и разработки соответствующих технологических инструкций по их эксплуатации. При этом были развиты методы расчета тепловлажностных параметров воздуха при давлениях отличных от атмосферного Кремнева О. А., Журавленко В. Я. [2] применительно к условиям гипобарического хранения сельскохозяйственной продукции.

Учитывая сложность протекающих теплофизических процессов в среде гипобарического хранилища, рассмотрим упрощенную физическую модель вентиляции его воздухом [2]. В какой-то момент времени вакуумный насос откачал из камеры хранения воздух до заранее заданного абсолютного давления (нижний предел регулирования давления). Затем в камеру хранения из атмосферы подается вентилирующий воз-

дух. Ввиду загроможденности камеры тарой с продукцией можно принять, что воздух, первоначально находившийся в объеме камеры, не смешивается с вновь поступившим, а сжимается им как поршнем. В результате происходит разогрев сжимаемого воздуха. При этом воздух увлажняется за счет испарения влаги из окружающей среды и от продукции. Таким образом, происходит процесс политропного сжатия воздуха с его увлажнением. С достижением в камере хранения заданного верхнего предела регулирования абсолютного давления включается вакуумный насос; из камеры частично удаляется воздух. Часть воздуха, которая осталась в камере, можно рассматривать как расширяющуюся от объема, который она занимала до включения вакуумного насоса, до полного объема камеры. Протекающий процесс расширения воздуха является политропным с понижением температуры и выделением влаги.

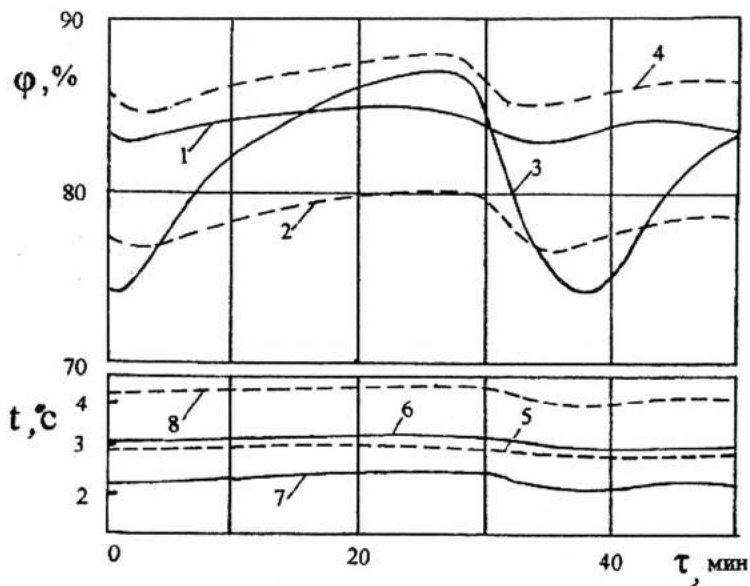


Рис. 1. Температурные и влажностные условия в баромодуле с продукцией: датчик влажности № 1 (линии 1 и 5) установлен в середине контейнера с продукцией; датчик влажности № 2 (линии 2 и 6) установлен в контейнере около стенки; датчик влажности № 3 (линии 3 и 7) расположен вне контейнеров в баромодуле; датчик влажности № 4 установлен в середине второго контейнера с продукцией (линии 4 и 8). 10 день хранения. Объем контейнера  $\sim 0,2 \text{ м}^3$ . При хранении давление изменялось в пределах  $(16 - 18,35) \cdot 10^3 \text{ Па}$ .

Предлагаемая модель условна, но она позволяет описать и проанализировать изменение параметров воздуха в барокамере. Кроме того, описанная картина может быть весьма близка к реальной в локальных, наиболее загроможденных местах барокамеры.

Процессы сжатия и расширения воздуха в гипобарическом хранилище сельскохозяйственной продукции сопровождаются фазовыми переходами содержащейся в нем влаги. В этой связи при термодинамическом анализе процесса изменения давления в камере будем рассматривать расход теплоты на увлажнение или выделение теплоты при конденсации как внешнюю теплоту политропного процесса. Воздух с содержащимися в нем парами воды будем считать идеальным газом. Изменение свойств воздуха в зависимости от добавления в процессе сжатия некоторого количества пара может быть в случае необходимости учтено усреднением значений теплоемкости и газовой постоянной. Составим уравнение, описывающее рассматриваемый политропный процесс, исходя из дифференциального уравнения первого закона термодинамики для идеального газа [2, 3]

$$dQ = dU + p \cdot dv, \quad (1)$$

где  $dQ$  — количество подведенной или отведенной теплоты в политропном процессе;  $dU$  — изменение внутренней энергии воздуха.

Решим задачу в общем виде. Подвод или отвод теплоты обусловлен конденсацией или испарением влаги при изменении влагосодержания  $x$ . С учетом  $dU = c_v \cdot dT$  получим

$$r dx = c_v \cdot dT + p \cdot dv, \quad (2)$$

где  $rdx$  — может иметь положительный или отрицательный знак.

Величину  $dv$  определим из уравнения Клайперона  $pv = RT$ .

Отсюда

$$dv = R \cdot \frac{p \cdot dT - T \cdot dp}{p^2}. \quad (3)$$

Тогда исходное дифференциальное уравнение (1) примет вид [2]

$$r \cdot dx = c_v \cdot dT + R \cdot \left( dT - T \frac{dp}{p} \right) \quad (4)$$

или с учетом  $c_v \approx c_p - R$

$$r \cdot dx = c_p \cdot dT - R \cdot T \frac{dp}{p}. \quad (5)$$

Определим зависимость температуры среды в гипобарическом хранилище при изменениях абсолютного давления во времени. Для упрощения анализа процессов, происходящих, например, при сжатии воздуха, положим, что закон изменения влагосодержания во времени имеет вид (при малых изменениях  $x$  [2])

$$x = x_1 + \frac{\Delta x}{\Delta \tau} \cdot \tau, \quad (6)$$

а закон изменения давления описывается выражением

$$p = p_1 + \frac{\Delta p}{\Delta \tau} \cdot \tau, \quad (7)$$

где  $x_1$  и  $p_1$  — влагосодержание и давление воздуха в начальный момент времени;  $\frac{\Delta x}{\Delta \tau}$  и  $\frac{\Delta p}{\Delta \tau}$  — скорости изменения влагосодержания и давления, которые на малом промежутке времени могут считаться постоянными.

При этом ввиду расхода теплоты на испарение влаги при сжатии воздуха знак перед  $gd\mathbf{x}$  в выражении (5) отрицательный.

Согласно (6) и (7) имеем

$$dx = \frac{\Delta x}{\Delta \tau} \cdot d\tau \quad (8)$$

и

$$dp = \frac{\Delta p}{\Delta \tau} \cdot d\tau. \quad (9)$$

После подстановки выражений (6) и (7) в уравнение (5) получим:

$$-\frac{r \cdot \Delta x}{\Delta \tau \cdot R} = \frac{c_p}{R} dT - \frac{T \cdot d\tau}{\left( \frac{\Delta \tau \cdot p_1}{\Delta p} + \tau \right)}. \quad (10)$$

$$\text{Обозначим } -\frac{r \cdot \Delta x}{\Delta \tau \cdot R} = A, \quad \frac{c_p}{R} = B, \quad \frac{\Delta \tau \cdot p_1}{\Delta p} = C. \quad (11)$$

Тогда уравнение (10) примет вид

$$\frac{dT}{dT} - T \cdot f(\tau) = \frac{A}{B}, \quad (12)$$

$$\text{где } f(\tau) = \frac{1}{B \cdot (C + \tau)}.$$



Общий интеграл дифференциального уравнения (12) находится по формуле [4]

$$T = e^{\int f(\tau) d\tau} \left[ \frac{A}{B} \cdot \int e^{-\int f(\tau) d\tau} d\tau + K \right]. \quad (13)$$

Здесь

$$\int f(\tau) d\tau = \int \frac{d\tau}{B \cdot (C + \tau)} = \frac{1}{B} \cdot \ln B(C + \tau).$$

Тогда

$$T = e^{\frac{1}{B} \ln B(C + \tau)} \left[ \frac{A}{B} \cdot \int e^{-\frac{1}{B} \ln B(C + \tau)} d\tau + K \right].$$

При этом

$$e^{\frac{1}{B} \ln B(C + \tau)} = [B \cdot (C + \tau)]^{\frac{1}{B}}$$

и

$$\frac{A}{B} \int [B \cdot (C + \tau)]^{-\frac{1}{B}} d\tau + K = \frac{A}{B} \cdot \frac{[B \cdot (C + \tau)]^{1 - \frac{1}{B}}}{B - 1} + K. \quad (14)$$

Выполняя интегрирование получим выражение для температуры  $T$  в общем виде

$$T = \frac{A}{B - 1} \cdot (C + \tau) + [(C + \tau) \cdot B]^{\frac{1}{B}} K. \quad (15)$$

Для начальных условий при  $\tau = 0$  и  $T = T_1$  получим

$$K = T_1 \cdot (C \cdot B)^{-\frac{1}{B}} - \frac{A}{B - 1} \cdot C \cdot (C \cdot B)^{-\frac{1}{B}}. \quad (16)$$

Представляя константу интегрирования  $K$  в выражение (15) имеем

$$T = \frac{A}{B - 1} \cdot (C + \tau) + T_1 (C + \tau)^{\frac{1}{B}} \cdot C^{-\frac{1}{B}} - (C + \tau)^{\frac{1}{B}} \cdot \frac{A}{B - 1} \cdot C^{-\frac{1}{B}}. \quad (17)$$

С учетом принятых обозначений (11) раскроем значения постоянных  $A$ ,  $B$  и  $C$  в выражении (17).

$$T = T_1 \left( 1 + \frac{\tau \cdot \Delta p}{\Delta \tau \cdot p_1} \right)^{\frac{R}{c_p}} - \frac{r \cdot \Delta x}{\Delta \tau \cdot (c_p - R)} \left[ \left( \frac{\Delta \tau \cdot p_1}{\Delta p} + \tau \right) - \frac{p_1 \cdot \Delta \tau}{\Delta p} \left( 1 + \frac{\tau \cdot \Delta p}{\Delta \tau \cdot p_1} \right)^{\frac{R}{c_p}} \right]. \quad (18)$$

Для воздуха при изменении его состояния без изменения влагосодержания в политропном процессе ( $\Delta x = 0$ ) из выражений (8—18) получаем

$$T = T_1 \cdot \left( 1 + \frac{\tau \cdot \Delta p}{\Delta \tau \cdot p_1} \right)^{\frac{R}{c_p}}. \quad (19)$$

Рассмотрим выражения (18) и (19) для момента времени, соответствующего завершению политропного процесса (состояние "2"). Здесь  $\Delta p$  — максимальная амплитуда изменения давления;  $\Delta x$  — разность влагосодержаний в состояниях среды "1" и "2". Для конечного момента времени можно положить  $\Delta \tau = \tau$ .

Тогда выражение (18) переписывается в виде

$$T_2 = T_1 \left( 1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \gamma \cdot \frac{\Delta x}{c_p - R} \left[ \frac{p_1 + \Delta p}{\Delta p} - \frac{p_1}{\Delta p} \left( 1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]. \quad (20)$$

А выражение (19) в виде

$$T_2 = T_1 \left( 1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (21)$$

то есть как и следовало ожидать процесс изменения состояния воздуха описывается уравнением адиабаты.

В выражениях (18) и (20) параметры  $\Delta \tau$ ,  $\Delta p$ ,  $p_1$ ,  $\Delta x$  считаются известными величинами для данного политропного процесса; в частности они могут быть найдены из опыта.

В гипобарическом хранилище сельскохозяйственной продукции при изменении температуры среды (за счет колебаний давления) и отличии ее от температур окружающей воздушной среды в холодильной камере и хранимой продукции между ними возникает теплообмен. Выражения (20) и (21) определяют температуру разреженного воздуха в хранилище без учета теплообмена. Он может быть учтен в косвенном виде добавлением члена  $q \cdot dt$  в исходное уравнение (10), где  $q$  — сток (при повышении давления) или источник (при понижении давления) теплоты; размерность  $q$  — Вт на кг разреженного воздуха. Тогда уравнение (10) переписывается в виде

$$-\left( \frac{\gamma \cdot \Delta x}{\Delta \tau \cdot R} + q \right) dt = \frac{c_p}{R} dT - T \cdot \frac{dt}{\left( \frac{\Delta \tau \cdot p_1}{\Delta p} + \tau \right)}. \quad (10)^*$$

$$A^* = -\frac{r \cdot \Delta x}{\Delta \tau \cdot R} + q.$$

Решение уравнения (10)\* для температуры воздуха в момент завершения политропного процесса изменение его состояния имеет вид

$$T_2 = T_1 \left( 1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{r \cdot \Delta x + q \cdot \tau}{c_p - R} \left[ \frac{p_1 + \Delta p}{\Delta p} - \frac{p_1}{\Delta p} \left( 1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]. \quad (20)^*$$

С помощью зависимостей (20) и (20)\* оценим характер проявления последствий сжатия и расширения среды в действующем гипобарическом хранилище сельскохозяйственной продукции (табл.).

Характер зависимостей (20) и (20)\* свидетельствует о том, что с повышением давления как и в опытах в результате протекающих процессов изменения состояния среды увеличивается ее температура, что свидетельствует об адекватности предлагаемой физической модели.

Расчеты по формуле (20) дают повышенные значения температур  $T_2$ .

#### Расчетные значения параметров по формулам (20) и (20)\*

Опытные данные	Из опыта		Расчет по формуле (20) $T_2$ , К	Расчет по формуле (20)* $q$ , Вт/кг
	$T_1$ , К	$T_2$ , К		
из [1]	277,15	277,65	284	7,46
из [1]	277,15	277,45	286,58	16,57
обработка линий 3 и 7 на рис. 1	277,25	277,55	281,12	3,36

Зависимость (20)\* позволяет провести оценку реальной теплофизической обстановки в гипобарическом хранилище, в частности определить величину  $q$ , при которой опытные и расчетные значения температур  $T_2$  становятся близки; расчетные значения  $q$  приведены в табл. В условиях гипобарического хранения сельскохозяйственной продукции коэффициенты интенсивности конвективного теплообмена находятся в пределах  $\sim (2-6)$  Вт/м<sup>2</sup>·К, температурные перепады между разреженным воздухом и окружающей средой  $\Delta t_p \sim (0,05-0,5)$  °С. В этой связи для рассчитанных значений  $q$  (см. табл.) будут соответствовать площади теплообмена на 1 кг разреженного воздуха в пределах 5—30 м<sup>2</sup>, что согласуется с условиями в промышленном гипобарическом хранилище [1].

Самостоятельное определение величины  $q$  представляет значительные трудности. Она зависит от конструктивных элементов хранилища

(их площади и массы), от количества продукции (ее поверхности и массы) и многих других факторов. Кроме того, в нестационарных процессах изменения температуры разряженного воздуха непостоянен температурный напор  $\Delta t_p$ . В целом величина  $q$  является переменной и ее закон изменения может быть отличным даже в разные периоды хранения.

При анализе температурно-влажностной обстановки в гипобарическом хранилище следует помнить, что возможны локальные пространства, где закономерности изменения температуры будут полностью характеризоваться зависимостью (20). В этой связи может быть рассмотрена задача, а какие должны быть параметры  $\Delta p$  и  $p_1$  — технологические параметры гипобарического хранения, чтобы колебания температуры были минимальные; предположим такие, что теплообмен с окружающей средой отсутствует ( $q = 0$ ).

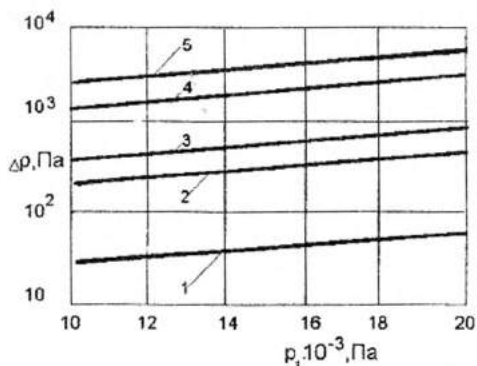


Рис. 2. Зависимость  $\Delta p = f(p_1)$  согласно выражения (20) при различных значениях  $T_1/T_2$ : 1 – 5 соответственно равно 0,999; 0,994; 0,98; 0,97 и 0,93

различных параметрах  $T_1/T_2$ . Видно, что для области давлений, характерной для гипобарического способа хранения, достижение температур  $T_2$  близких к  $T_1$  возможно при малых  $\Delta p$ , которые не могут быть обеспечены системой автоматического управления. В реальных условиях можно обеспечить регулирование параметра  $T_1/T_2$  в пределах 0,98 – 0,94. Так, при температуре  $T_1 = 274,15$  К значение  $T_2$  изменяется в интервале значений (279,7 ÷ 291,6) К (или  $(T_2 - T_1) - (5,6 \div 17,5)$  К). За счет эффекта повышения влагосодержания среды разность величин  $T_2 - T_1$  согласно расчетов может быть ниже на (15—30)%. С целью предотвращения достижения воздушной средой повышенных температур  $T_2$  должен быть обеспечен надежный отвод теплоты от сжимаемого воздуха, что выполняется в гипобарических хранилищах.

Из полученных результатов можно сделать следующий вывод. В гипобарическом хранилище колебания температуры в объеме хранилища связаны с режимом работы вакуумного насоса и объясняются особенностями протекающих термодинамических процессов.

При гипобарическом хранении сельскохозяйственной продукции процессы сжатия-расширения среды, вызываемые работой вакуумных насосов и приводящие к периодическому изменению температуры в хранилище, являются причиной возникновения теплопритоков к хранимой продукции от воздуха. Так, при сжатии воздуха и повышении его температуры испарение в него влаги происходит в значительной мере за счет влагоотдачи от продукции, что приводит к ее усушке. Следовательно, колебания абсолютного давления могут быть причиной убыли массы продукции. Появление такого механизма процесса усушки продукции в большей мере характерно для гипобарических условий ее хранения и зависит в основном от режимов работы вакуумного насоса. Можно констатировать, что в гипобарическом хранилище наряду с потоками трансмиссионной и физиологической теплоты [5] имеет место дополнительный поток теплоты, источником которой служат процессы сжатия-расширения среды. Защитой от действия дополнительного источника теплоты могут быть следующие мероприятия: поддержание постоянного давления хранения (отсутствуют колебания давления в гипобарическом хранилище), малый диапазон изменения давления (меньшие отличия температур в процессах сжатия-расширения воздуха), большой временной интервал моментов включения вакуумного насоса (меньше расход вентилирующего воздуха), подготовка вентилирующего воздуха в соответствии с изменениями температуры в барокамере.

### Литература

1. Писарев В. Е., Варавкин В. П., Бойко В. С. Температурные и влажностные условия в гипобарическом хранилище цветочного среза // Холодильная техника. — 1990. — № 1. — С. 20—22.
2. Кремнев О. А., Журавленко В. Я. Тепло- и массообмен в горном массиве и надземных сооружениях. — К.: Наукова думка, 1986. — 341 с.
3. Кафаров В. В. Основы массопередачи. — М.: Высшая школа, 1979. — 436 с.
4. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. — М.: Наука, 1963. — 719 с.
5. Жадан В. З. Влагообмен в плодоовощехранилищах. — М.: Агропромиздат, 1985. — 197 с.

## ЗАКОНОМІРНОСТІ ПІДТІКАННЯ ПОВІТРЯ ДО СТРУМИНИ

Розглянемо процес підсмоктування навколишнього повітря. За рахунок вихрового руху на вільній межі струмини прилеглі до неї частинки навколишнього повітря захоплюються струминою. При цьому виникає певне розрідження на межі струмини, що спонукає підтікання повітря з навколишнього середовища. Це розрідження для вільних струмин з малою ежекційною здатністю є малим за величиною і мало впливає на кількість руху у струмині. Проте воно достатнє для надання нерухомому повітрю певного руху.

Напрямок підтікання повітря визначити важко, адже дослідних даних для цього не вистачає. Приймемо, що повітря рухається в найкоротшому до межі струмини напрямку, тобто перпендикулярно до неї.

Визначимо зв'язок між швидкістю підтікання повітря  $v$  та максимальною швидкістю повітря  $u_m$ .

Класична схема прямолінійної ненастильної струмини наведена на рисунку. Ця схема успішно застосовується для вільних плоских і круглих струмин. Плоска напівобмежена струмина розраховується як половина плоскої вільної струмини.

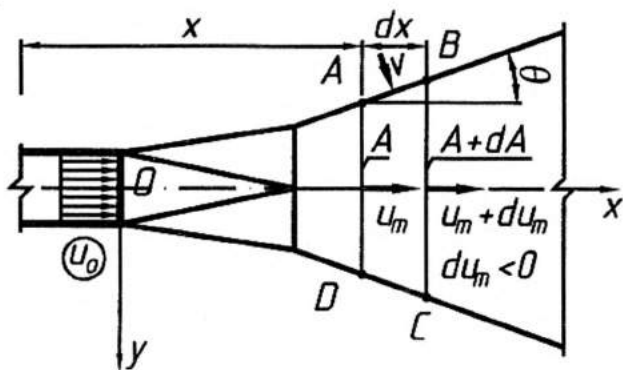


Рисунок. Схема струмини

Вихрові утворення у струмині, що визначають інтенсивність підсмоктування повітря, характеризуються числом Рейнольдса  $Re_u$ , запи-

саним з використанням максимальної швидкості повітря у перерізі  $u_m$  та товщини струминного примежового шару  $B$ .

З іншого боку, цей вихровий стан визначає швидкість підтікання повітря  $v$ . Тоді можна припустити пряму пропорційність між одержаним числом Рейнольдса  $Re_u$  та числом Рейнольдса  $Re_v$ , записаним за швидкістю підтікання  $v$ . При цьому характерний розмір залишається тим же, адже переріз струминного примежового шару характеризується лише його шириною. Тоді пряма пропорційність чисел Рейнольдса  $Re_u$  та  $Re_v$  означатиме пряму пропорційність між відповідними швидкостями повітря  $u_m$  та  $v$ . Назвемо коефіцієнт пропорційності коефіцієнтом підтікання повітря  $E$ . Тоді можна записати

$$\frac{Re_v}{Re_u} = \frac{v}{u} = E. \quad (1)$$

Визначимо коефіцієнт підтікання повітря  $E$  для вільної плоскої та круглої струмини.

Проведемо крізь вісь струмини вісь  $Ox$  в напрямку руху повітря. Введемо контур  $ABCD$ , де  $AB$  і  $CD$  — нормальні до осі струмини перерізи на нескінченно малій відстані  $dx$ .

Запишемо рівняння балансу об'ємів повітря для контура  $ABCD$ :

$$d(u_c A) = v \chi_s \frac{dx}{\cos(\theta)}, \quad (2)$$

де  $u_c$  — середня швидкість повітря у перерізі струмини, а  $A$  і  $\chi_s$  — відповідно площа перерізу струмини та вільний периметр перерізу, тобто площа контакту перерізу струмини з навколишнім повітрям. Для плоских ненастильних струмин (півширина перерізу позначається  $B$ )  $A = 2B$  та  $\chi_s = 2$ , а для вісесиметричних струмин (діаметр перерізу становить  $R$ )  $A = \pi R^2$  і  $\chi_s = 2\pi R$ .

З рівняння (2) визначимо швидкість підтікання повітря:

$$v = \frac{d(u_c A)}{\chi_s dx} \cos(\theta). \quad (3)$$

Розділимо залежність (3) на початкову швидкість повітря  $u_0$ :

$$\bar{v} = \frac{d(\bar{u}_c A)}{\chi_s dx} \cos(\theta), \quad (4)$$

де  $\bar{v} = v/u_0$  — безрозмірна швидкість підтікання повітря, а  $\bar{u}_c = u_c/u_0$  — безрозмірна середня швидкість повітря.

Подальший перехід до безрозмірних величин здійснюватиметься для кожного виду струмин скороченням дробу формули (4) на початкову ширину  $B_0$  або площу  $A_0 = \pi R_0^2$ .

Запишемо шукану функцію  $E$  у безрозмірних швидкостях  $\bar{u}_m = u_m/u_0$  та  $\bar{v}$ :

$$E = \frac{\bar{v}}{\bar{u}_m}. \quad (5)$$

Результати розрахунків вільних струмин занесемо до таблиці.

**Визначення функції  $E$  для різних видів вільних струмин**

Струмина / ділянка	Безрозмірні параметри						Коефіцієнт підтікання, $E \times 10^2$
	Координата, $\bar{x}$	Середня швидкість, $\bar{u}_c$	Осьова швидкість, $\bar{u}_m$	Розмір перерізу, $\bar{B}, \bar{R}$	Вільний периметр, $\bar{\chi}_a$	Швидкість підтікання, $\bar{v}$	
1	2	3	4	5	6	7	8
Плоска / початкова	$\frac{x}{B_0}$	$(1 + 0,0295 \times \bar{x}) + (1 + 0,151\bar{x})$	1	$1 + 1,51 \times 10^{-1} \bar{x}$	2	$\frac{d(\bar{u}_c \bar{y}_{max})}{d\bar{x}} \cos(12^\circ 25') = 0,977 \times \frac{d}{d\bar{x}} (1 + 0,0295\bar{x}) = 0,0288$	2,88
Та сама / основна	$\frac{x}{B_0}$	$\frac{1,71}{\sqrt{\bar{x}}}$	$\frac{3,8}{\sqrt{\bar{x}}}$	$0,22\bar{x}$	2	$\frac{d(\bar{u}_c \bar{y}_{max})}{d\bar{x}} \cos(12^\circ 25') = \frac{d}{d\bar{x}} \left( \frac{1,71}{\sqrt{\bar{x}}} \cdot 0,22\bar{x} \right) \cdot 0,977 = \frac{0,1838}{\sqrt{\bar{x}}}$	4,84
Вісесиметрична / початкова	$\frac{x}{R_0}$	$(1 + 0,0396 \times \bar{x} + 0,00278 \times \bar{x}^2) + (1 + 0,14\bar{x})^2$	1	$1 + 0,14\bar{x}$	$2\pi(1 + 0,14 \times \bar{x})$	$\frac{d(\bar{u}_c \bar{R}^2)}{2R d\bar{x}} \cos(12^\circ 25') = 0,977 \frac{1}{2} \frac{1}{1 + 0,14\bar{x}} \frac{d}{d\bar{x}} \times (1 + 0,0396\bar{x} + 0,00278\bar{x}^2) = 0,0193$	1,93

\* За даними [1] таблиць 8.1 і 8.2



1	2	3	4	5	6	7	8
Та ж/ основна	$\frac{x}{R_0}$	$\frac{3,2}{x}$	$\frac{12,4}{x}$	$0,22\bar{x}$	$2\pi 0,22\bar{x} =$ $= 0,44\pi\bar{x}$	$\frac{d(\bar{u}_c \bar{R}^2)}{2R d\bar{x}} \cos(12^\circ 25') =$ $= \frac{1}{2 \cdot 0,22\bar{x}} \frac{d}{d\bar{x}} \left( \frac{3,2}{\bar{x}} 0,22^2 \bar{x}^2 \right) \times$ $\times 0,977 = \frac{0,344}{\bar{x}}$	2,77

Можна зробити висновок, що коефіцієнт  $E$ , справді, є константою протягом початкової та основної ділянки струмини окремо. На початковій ділянці ця константа значно менша. Пояснюється це тим, що струминний шар на початковій ділянці частково живиться повітрям за рахунок ядра струмини. На основній ділянці струминний шар вимушений присмоктувати усе необхідне для його розвитку повітря лише ззовні.

### Використана література

Ташев В. Н. Аэродинамика вентиляции: Учеб. пособие для вузов. — М.: Стройиздат, 1979. — 295 с., ил.

## РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ СТРУМИНИ, ЩО НАСТИЛАЄТЬСЯ НА КРИВОЛІНІЙНУ ПОВЕРХНЮ

Найбільш розповсюдженим у сучасній практиці повітророзподільником з використанням настилання струмини на криволінійну поверхню є повітророзподільник приблизно рівномірного розподілу повітря круглого перерізу з тангенціальною щілиною [1] (рис. 1).

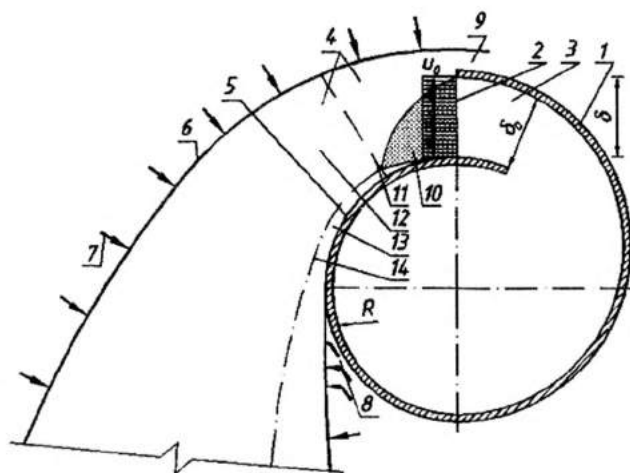


Рис. 1. Схема повітророзподільника з тангенціальною щілиною

Він складається з повітроводу утвореного спіралеподібною стінкою 1. Кінці стінки заходять внапуск з утворенням тангенціальної щілини 2. Назвемо простір 3 вихідним каналом. Вхід до нього має ширину  $\delta_0$ , а щілина, з якої витікає струмина, має ширину  $\delta$ . Найчастіше застосовується вихідний канал у формі криволінійного дифузора, хоча цей канал може мати в загальному випадку форму прямолінійного дифузора, прямого патрубку, відвода чи прямо- або криволінійного конфузора.

Струмина 4 обмежена частиною поверхні повітророзподільника (поверхнею настилання 5) та вільною границею 6. Вона інтенсивно ежектуює зовнішнє повітря 7.

Після відриву струмини за рахунок підсмоктування повітря утворюється зона зворотного руху  $\delta$ . Біля верхньої межі вихідного каналу за рахунок підсмоктування повітря до струмини утворюється вторинна струмина  $\theta$ , що насталяється.

Відомими величинами є швидкість виходу повітря зі щілини  $u_0$  та геометричні розміри повітророзподільника: радіус поверхні настилання  $R$  і ширина щілини  $\delta$ . Прийmemo, що профіль швидкості повітря у щілині рівномірний, а напрямок руху повітря у ній відповідає дотичній до поверхні настилання.

Необхідно виразити параметри повітря в окремо взятому перерізі через значення максимальної швидкості  $u_m$  і ширини струмини  $u_{\text{меж}}$ ; одержати швидкість підтікання повітря до струмини та статичний тиск на її межі; обчислити профілі статичного тиску та середній тиск повітря у перерізах струмини; одержати рівняння згасання максимальної швидкості повітря  $u_m$  за ходом струмини та зростання ширини струмини  $u_{\text{меж}}$ .

Логічно прийняти схему розвитку струмини, що аналогічна до відомої схеми напівобмежених плоских струмин (див. рис. 1). Вона передбачає рівномірний профіль швидкості повітря на виході зі щілини. Після виходу повітря існує початкова ділянка з ядром постійних швидкостей  $10$ , яке звужується до зникнення у перехідному перерізі  $11$ , що є початком основної ділянки. Струминний примежовий шар  $12$  формується аналогічно до вільного струминного примежового шару. Біля поверхні настилання утворюється пристінний примежовий шар  $13$ , що спочатку є ламінарним, а згодом турбулентним. За браком дослідних даних визначити критичний переріз, в якому відбувається турбулізація пристінного примежового шару  $13$ , неможливо. На основній ділянці струмини пристінний та струминний примежові шари займають весь простір струмини і розділені лінією максимальних швидкостей (в літературі цю лінію часто називають віссю).

Для визначення профілю швидкостей у струмині виділимо довільний радіальний переріз  $AB$  (рис. 2, 3).

Прив'яжемо до цього перерізу декартову систему координат: початок координат встановимо у точці  $B$  на поверхні настилання, вісь  $Ox$  розташуємо за дотичною до поверхні настилання в напрямку руху повітря, а вісь  $Oy$  — радіально в напрямку назовні.

За браком дослідних даних прийmemo профіль швидкості повітря у перерізі  $AB$  аналогічним до профілю швидкості повітря у перерізах плоских напівобмежених струмин.

Прийmemo профiль швидкостi за рекомендацiями Абрамовича [2]. У пристiнному примежевому шарi використаемо закон одної сьомої [2]

$$\bar{u} = \bar{y}_{\text{nc}}^{1/7}, \quad (1)$$

де  $\bar{u} = u/u_m$  — безрозмiрна швидкiсть повітря, а  $\bar{y}_{\text{nc}}$  — безрозмiрна ордината, вiднесена до товщини пристiнного примежевого шару. Для основної дiлянки струмини  $\bar{y}_{\text{nc}} = y/y_m$ , а для початкової —  $\bar{y}_{\text{nc}} = y/y_{\text{я-nc}}$ . Будемо вважати, що пристiнний примежевий шар є турбулентним вiд початку формування струмини.

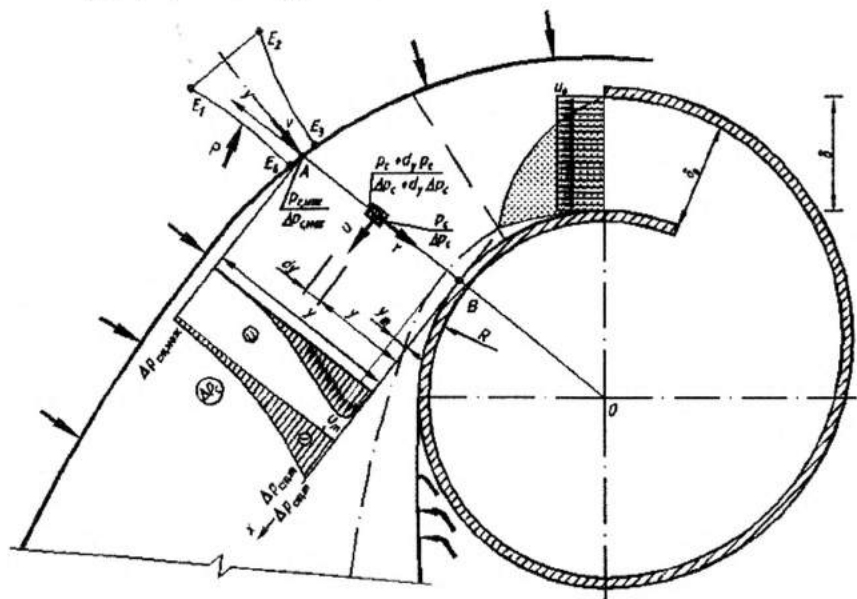


Рис. 2. Схема довільного радіального перерізу основної ділянки струмини

У струминному примежевому шарi прийmemo профiль Шлiхтинга [2]

$$\bar{u} = \left(1 - \bar{y}_{\text{ст}}^{3/2}\right)^2, \quad (2)$$

де  $\bar{y}_{\text{ст}}$  — безрозмiрна ордината, що змiнюється вiд нуля до одиницi в межах струминного шару. Для основної дiлянки  $\bar{y}_{\text{ст}} = (y - y_m)/(y_{\text{меж}} - y_{\text{мя-ст}})$ , а на початковiй дiлянцi  $\bar{y}_{\text{ст}} = (y - y_{\text{я-ст}})/(y_{\text{меж}} - y_{\text{я-ст}})$ .

Прийmemo положення лінії максимальних швидкостей на основній ділянці струмнини, яка розділяє пристінний і струминний примежові шари, за результатами дослідів Фертмана (Förthmann E.), згідно з якими товщина пристінного примежового шару  $y_m$  дорівнює одній десятій частині товщини струмнини  $y_{\text{меж}}$  [2]

$$y_m = 0,1 y_{\text{меж}} \quad (3)$$

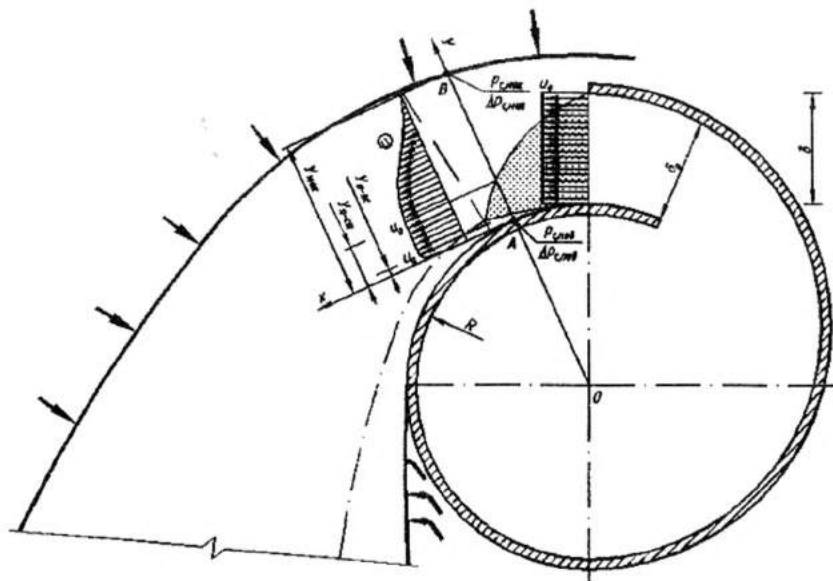


Рис. 3. Схема довільного радіального перерізу початкової ділянки струмнини

На початковій ділянці профіль швидкості залежить, крім товщини струмнини  $y_{\text{меж}}$ , ще від двох ординат меж ядра  $y_{\text{я-пс}}$  та  $y_{\text{я-ст}}$ . Прийmemo лінійні закони розширення струминного шару та звуження ядра. Тоді відношення товщини пристінного і струминного шарів зберігається і дорівнює цьому відношенню у перехідному перерізі, а отже, і на основній ділянці (1:9):

$$y_{\text{я-пс}} / (y_{\text{меж}} - y_{\text{я-ст}}) = 1/9 \quad (4)$$

Коефіцієнти усереднення для прийнятого профілю швидкості наведені у таблиці.

Коефіцієнти Кориоліса  $\alpha$  та Бусинеска  $\beta$  віднесені до середньої швидкості повітря у перерізах потоку  $u_c$ . Коефіцієнти перерахунку ди-

намічного тиску  $\alpha k^2$  та кількості руху  $\beta k^2$  віднесені до максимальної швидкості  $u_m$ .

Розглянемо процес підсмоктування навколишнього повітря. За рахунок вихрового руху на вільній межі струмини прилеглі до неї частинки навколишнього повітря захоплюються струминою. При цьому виникає певне розрідження  $\Delta p_{c, \text{меж}}$  на межі струмини, що спонукає підтікання повітря з навколишнього середовища.

Коефіцієнти усереднення

Аеродинамічна величина	Коефіцієнт осереднення	Позначення	Величина на ділянці	
			основний	Початковий
Середня швидкість	Коефіцієнт поля швидкості	$k$	0,492	$0,45 + 0,55\bar{u}_{я-ст} - 0,125\bar{u}_{я-пс}$
Кількість руху	Коефіцієнт перерахунку кількості руху	$\beta k^2$	0,362	$0,316\bar{u}_{\text{меж}} + 0,684\bar{u}_{я-ст} - 0,222\bar{u}_{я-пс}$
	Коефіцієнт Бусинеска	$\beta$	1,492	$\frac{0,315 + 0,684\bar{u}_{я-ст} - 0,222\bar{u}_{я-пс}}{(0,45 + 0,55\bar{u}_{я-ст} - 0,125\bar{u}_{я-пс})^2}$
Динамічний тиск	Коефіцієнт перерахунку динамічного тиску	$\alpha k^2$	0,600	$\frac{0,251 + 0,749\bar{u}_{я-ст} - 0,3\bar{u}_{я-пс}}{0,45 + 0,55\bar{u}_{я-ст} - 0,125\bar{u}_{я-пс}}$
	Коефіцієнт Кориоліса	$\alpha$	2,474	$\frac{0,251 + 0,749\bar{u}_{я-ст} - 0,3\bar{u}_{я-пс}}{(0,45 + 0,55\bar{u}_{я-ст} - 0,125\bar{u}_{я-пс})^3}$

Напрямок підтікання повітря за браком дослідних даних приймемо найкоротшим, тобто перпендикулярно до межі струмини.

Визначимо зв'язок між розрідженням на поверхні струмини  $\Delta p_{c, \text{меж}}$  та швидкістю підтікання повітря  $v$ . Для цього виділимо елементарну струминку  $E_1 E_2 E_3 E_4$  потоку повітря, що підтікає (див. рис. 2). Переріз  $E_1 E_2$  знаходиться на відстані від вільної межі струмини, що достатня для нехтування швидкістю повітря та розрідженням у ньому. Переріз  $E_3 E_4$  лежить на вільній межі струмини. Швидкість повітря у ньому дорівнює швидкості підтікання повітря  $v$ , а статичний тиск дорівнює статичному тиску на поверхні струмини  $p_{c, \text{меж}}$ .

Запишемо рівняння кількості руху для струминки  $E_1 E_2 E_3 E_4$  в проєкціях на її вісь. На переріз  $E_1 E_2$  діє сила тиску, що повністю проєціюється на вісь струминки зі знаком мінус.

$$P_{1-2,oc} = -P_{1-2} = -p_a E_1 E_2 = -(p_a E_1 E_4' + p_a E_3' E_4' + p_a E_3' E_2) = \\ = -(p_a E_1 E_4' + p_a E_3 E_4 + p_a E_3' E_2).$$

На переріз  $E_3 E_4$  діє сила тиску, що повністю проеціюється на вісь струминки

$$P_{3-4,oc} = P_{3-4} = p_{c,meж} E_3 E_4.$$

На бічні межі струминки  $E_1 E_4$  та  $E_2 E_3$  діє сила тиску, проекція якої на вісь струминки становить

$$P_{б,oc} = p_{c,c,meж} E_1 E_4' + p_{c,c,meж} E_3' E_2,$$

де  $p_{c,c,meж}$  — середній статичний тиск на бічних межах струминки.

У перерізі  $E_1 E_2$  кількість руху близька до нуля. У перерізі  $E_3 E_4$  кількість руху становить

$$I = \rho v^2 E_3 E_4.$$

Тоді рівняння кількості руху після переходу до надлишкових тисків має вигляд:

$$I = P_{1-2,oc} + P_{3-4,oc} + P_{б,oc} = \Delta p_{c,meж} + \Delta p_{c,c,meж} (E_1 E_4' + E_3' E_2).$$

Визначити величини  $\Delta p_{c,c,meж}$ ,  $E_1 E_4'$  та  $E_3' E_2$  неможливо. Проте можна припустити, що довжини відрізків  $E_1 E_4'$  та  $E_3' E_2$  пропорційні довжині відрізка  $E_3 E_4$ , причому коефіцієнт пропорційності не залежить від вибору перерізу  $AB$ . Цей коефіцієнт обумовлюється умовами підтікання повітря до струмини. Середнє розрідження на бічних межах струминки  $\Delta p_{c,c,meж}$  пропорційне (близьке до половини) розрідженню на межі струмини  $\Delta p_{c,meж}$ . З урахуванням цього можна записати

$$\Delta p_{c,meж} = -K_E \rho v^2, \quad (5)$$

де  $K_E$  — коефіцієнт умов підтікання повітря до струмини.

Зв'язок між швидкістю підтікання повітря  $v$  та максимальною швидкістю повітря  $u_m$  прийемо за аналогією з вільними струминами:

$$v = E u_m. \quad (6)$$

За формулами (5) та (6) можна визначити зв'язок між розрідженням у точці на межі струмини  $\Delta p_{c,meж}$  та максимальним динамічним тиском повітря у відповідному перерізі струмини  $\rho u_m^2/2$ :

$$\Delta p_{c,meж} = -K_E E^2 \rho u_m^2 = -E_p \rho u_m^2/2, \quad (7)$$

де  $E_p$  — тисковий коефіцієнт підтікання, що показує відношення статичного тиску на межі струмини у певному її перерізі до максимального динамічного тиску в цьому перерізі.

Після визначення розрідження на межі струмини розглянемо як змінюється статичний тиск у перерізах струмини від вільної межі до поверхні настилання.

Якщо струмина плоскопаралельна, то всередині її статичний тиск приблизно такий же, як і на поверхні. Проте якщо струмина настається на криволінійну поверхню, то існує доцентрове прискорення частинок повітря. У струмині діють нормальні до напрямку її осередненого руху доцентрові сили, що і зумовлюють обертання струмини навколо центра кривини поверхні. Нормальність цих сил дає змогу вважати їх силами статичного тиску, що виникають за рахунок поглиблення розрідження в напрямку до поверхні настилання (часто у фізиці замінюють обертальний рух дією відцентрової інерційної сили, протилежної до доцентрових сил. Тоді можна казати, що причиною додаткового розрідження у струмині є дія відцентрової сили).

Запишемо це твердження математично.

Виділимо у струмині елементарний об'єм у формі прямокутника (точніше, паралелепіпеда з одиничною шириною) у перерізі  $AB$  на відстані у від поверхні настилання (на рис. 2 показано заштрихованим прямокутником). Нехай сторони прямокутника дорівнюють  $dx$  та  $dy$ . Приймемо, що швидкість повітря  $u$  в елементарному об'ємі спрямована дотично до поверхні настилання. Тоді проекція на вісь  $Oy$  питомого доцентрового прискорення елементарного об'єму повітря на одиницю маси становить:

$$Y = -u^2/(R + y).$$

Це питома прискорення створюється різницею тисків на основах паралелепіпеда  $-d_y p_c dx$ . Знак  $d_y$  означає частинний диференціал за ординатою  $y$ . Тоді другий закон Ньютона для елементарного паралелепіпеда у проекціях на вісь  $Oy$  має вигляд:

$$-d_y p_c dx = Y \rho dx dy = -u^2/(R + y) \rho dx dy.$$

Перейдемо до надлишкових тисків

$$\Delta p_c = p_c - p_a, \quad (8)$$

де  $p_a$  — атмосферний тиск.

Одержимо диференціальне рівняння розподілу статичних тисків у перерізах струмини:



$$d_y \Delta p_c = -\frac{\rho u^2}{R+y} dy. \quad (9)$$

Визначимо профіль статичних тисків у струмині інтегруванням рівняння (9). Якщо розглядати один переріз  $AB$  струмини, то можна замінити частинний диференціал повним та інтегрувати рівняння (9) як звичайне диференційне рівняння першого порядку зі змінними, що розділяються.

Розглянемо струминний примежовий шар. Прийемо верхню межу інтегрування диференційного рівняння розподілу статичних тисків (9) на вільній межі струмини. Тоді можна записати:

$$\Delta p_{c, \text{меж}} - \Delta p_c = \rho u_m^2 \int_y^{y_{\text{меж}}} \frac{(u/u_m)^2}{R+y} dy. \quad (10)$$

Якщо підставити профіль швидкості Шліхтінга за формулою (2), а також розрідження на межі струмини за формулою (7), то матимемо вираз для розрідження у будь-якій точці струминного примежового шару.

$$\Delta p_c = -K_E E^2 \rho u_m^2 - \rho u_m^2 \int_{\bar{y}_{\text{ст}}}^1 \frac{\left(1 - \bar{y}_{\text{ст}}^{3/2}\right)^4}{J + \bar{y}_{\text{ст}}} d\bar{y}_{\text{ст}}, \quad (11)$$

де  $J$  — параметр, що з урахуванням відомого відношення ширини пристінного шару та струмини (1:10) становить:

$$J = \frac{R + y_m}{y_{\text{меж}} - y_m} = \frac{R + 0,1y_{\text{меж}}}{0,9y_{\text{меж}}}. \quad (12)$$

Перейдемо до безрозмірного вигляду формули (11) шляхом ділення обох її частин на максимальний динамічний тиск повітря  $\rho u_m^2/2$ :

$$\overline{\Delta p_c} = \frac{\overline{\Delta p_c}}{\rho u_m^2/2} = -2K_E E^2 - 2 \int_{\bar{y}_{\text{ст}}}^1 \frac{\left(1 - \bar{y}_{\text{ст}}^{3/2}\right)^4}{J + \bar{y}_{\text{ст}}} d\bar{y}_{\text{ст}}. \quad (13)$$

Найбільш просто виражається статичний тиск на лінії максимальних швидкостей, тобто при  $\bar{y}_{\text{ст}} = 0$ :

$$\Delta p_{c,m} = -K_E E^2 \rho u_m^2 - \rho u_m^2 S_m \quad (14)$$

або

$$\overline{\Delta p_{c,m}} = -2K_E E^2 - 2S_m, \quad (15)$$

де  $S_m$  — інтеграл:

$$S_m = \int_0^1 \frac{\left(1 - \frac{y}{\bar{y}_{cr}}\right)^4}{J + \bar{y}_{cr}} d\bar{y}_{cr}. \quad (16)$$

Для пристінного шару основної ділянки рівняння профілю статичних тисків одержимо аналогічно, але з використанням профілю швидкостей за законом однієї сьомої (формула (1)). Проінтегруємо диференціальне рівняння розподілу статичних тисків (9) від лінії максимальних швидкостей, тобто

$$\Delta p_{c,m} - \Delta p_c = \rho u_m^2 \int_y^{y_m} \frac{(u/u_m)^2}{R+y} dy = \rho u_m^2 \int_y^{y_m} \frac{(u/u_m)^2}{(R+y)/y_m} \frac{dy}{y_m}.$$

Підставимо залежність (14) для розрідження на лінії максимальних швидкостей. Одержимо вираз для розрідження у пристінному шарі:

$$\Delta p_c = -K_E E^2 \rho u_m^2 - \rho u_m^2 S_m - \rho u_m^2 \int_{\bar{y}_{nc}}^1 \frac{y_{nc}^{3/7}}{j + \bar{y}_{nc}} d\bar{y}_{nc} \quad (17)$$

або

$$\overline{\Delta p_c} = -2K_E E^2 - 2S_m - 2 \int_{\bar{y}_{nc}}^1 \frac{y_{nc}^{3/7}}{j + \bar{y}_{nc}} d\bar{y}_{nc}, \quad (18)$$

де  $j$  — параметр:

$$j = R/y_m = 9J - 1. \quad (19)$$

Перейдемо до безрозмірного вигляду формули (17) шляхом ділення обох її частин на максимальний динамічний тиск повітря  $\rho u_m^2/2$ .

Найбільш важливим є статичний тиск на поверхні настилання, що дорівнює реакції поверхні настилання за модулем. Розрідження на поверхні настилання визначається за формулами (17) і (18) при нульовій нижній межі інтегрування:

$$\Delta p_{c,n} = -K_E E^2 \rho u_m^2 - \rho u_m^2 S_m - \rho u_m^2 S_n, \quad (20)$$

або

$$\overline{\Delta p_{c,n}} = -2K_E E^2 - 2S_m - 2S_n, \quad (21)$$

де  $S_n$  — інтеграл

$$S_n = \int_{\bar{y}_{nc}}^1 \frac{y_{nc}^{3/2}}{j + \bar{y}_{nc}} d\bar{y}_{nc}, \quad (22)$$

Значення інтегралів, що входить до формул (17) і (18), досить громіздке. Тому більш раціональним є чисельне його взяття.

Визначимо також середнє значення розрідження у перерізах струмини

$$\Delta p_{c,c} = \frac{\int_0^{y_{meж}} \Delta p_c dy}{y_{meж}}. \quad (23)$$

Інтегрування окремо для пристінного і струминного шарів з підставкою відповідних формул для розрахунку статичного тиску (11) і (17) дає такий результат:

$$\Delta p_{c,c} = -\rho u_m^2 (K_E E^2 + S), \quad (24)$$

де  $S$  — сума інтегралів:

$$S = \frac{1}{10} S_m + \frac{1}{10} \int_0^1 \left( \int_{\bar{y}_{nc}}^1 \frac{y_{nc}^{3/2}}{j + \bar{y}_{nc}} d\bar{y}_{nc} \right) d\bar{y}_{nc} + \frac{9}{10} \int_0^1 \left( \int_{\bar{y}_{ст}}^1 \frac{(1 - \bar{y}_{ст}^{3/2})^4}{J + \bar{y}_{ст}} d\bar{y}_{ст} \right) d\bar{y}_{ст} \quad (25)$$

У безрозмірному вигляді залежність (24) набуває вигляду:

$$\overline{\Delta p}_{c,c} = \frac{\Delta p_{c,c}}{\rho u_m^2 / 2} = -2(K_E E^2 + S). \quad (26)$$

Аналогічно розглянемо профіль статичних тисків початкової ділянки струмини. Для початкової ділянки (див. рис. 3) залежності для профілю статичного тиску струминного шару основної ділянки струмини (11) і (13) залишаться справедливими, якщо визначати безрозмірну ординату  $\bar{y}_{ст}$  за формулою для початкової ділянки, а також підставляти відповідну залежність для параметра  $J$ :

$$J = (R + y_{я-ст}) / (y_{meж} - y_{я-ст}). \quad (27)$$

Статичний тиск на межі ядра зі струминним шаром визначається за формулами статичного тиску на лінії максимальних швидкостей основної ділянки, тобто (14) і (15). Лише індекс  $m$  слід замінити на індекс  $я-ст$ :

$$\Delta p_{c,я-ст} = -K_E E^2 \rho u_{я-ст}^2 - \rho u_{я-ст}^2 S_{я-ст}, \quad (28)$$

або

$$\overline{\Delta p}_{c,я-ст} = -2K_E E^2 - 2S_{я-ст}, \quad (29)$$

Для ядра струмини можна проінтегрувати диференційне рівняння розподілу статичних тисків (9) від межі ядра зі струминним шаром. З урахуванням незмінності швидкості повітря у ядрі та формули розділення на межі ядра зі струминним шаром (28) одержимо:

$$\Delta p_c = -K_E E^2 \rho u_m^2 - \rho u_m^2 S_m - \rho u_m^2 \ln((t+1)/(t+\bar{y}_я)) \quad (30)$$

або

$$\overline{\Delta p}_c = -2K_E E^2 - 2S_m - 2 \ln((t+1)/(t+\bar{y}_я)). \quad (31)$$

де  $\bar{y}_я = (y_я - y_{я-пс})/(y_{я-ст} - y_{я-пс})$  — безрозмірна ордината в межах ядра,  $t$  — безрозмірний параметр:

$$t = (R + y_{я-пс})/(y_{я-ст} - y_{я-пс}). \quad (32)$$

При  $\bar{y}_я = 0$  отримаємо залежність для межі ядра з пристінним шаром:

$$\Delta p_{c,я-пс} = -K_E E^2 \rho u_m^2 - \rho u_m^2 S_m - \rho u_m^2 \ln((t+1)/t) \quad (33)$$

або

$$\overline{\Delta p}_{c,я-пс} = -2K_E E^2 - 2S_m - 2 \ln((t+1)/t). \quad (34)$$

Для пристінного примежового шару формула аналогічна до відповідної формули для основної ділянки (17). Проте необхідно від правої частини додатково відняти інтеграл доцентрового прискорення за ядром  $\rho u_m^2 \ln((t+1)/t)$ . Тоді маємо

$$\Delta p_c = -K_E E^2 \rho u_m^2 - \rho u_m^2 S_m - \ln((t+1)/t) - \rho u_m^2 S_n \quad (35)$$

або

$$\overline{\Delta p}_c = -2K_E E^2 - 2S_m - \ln((t+1)/t) - 2S_n. \quad (36)$$

Параметр  $j$  для початкової ділянки набуде вигляду:

$$j = R/y_{я-пс}. \quad (37)$$

Зауважимо також, що безрозмірна ордината  $\bar{y}_пс$  повинна визначатися за формулою для початкової ділянки.

Інтегральний параметр  $S_{пч}$  обчислюється за тією ж формулою, що і для основної ділянки, тобто (22). Лише параметр  $j$  набуває вигляду, який відповідає струминному шару, тобто (37).

Визначимо середній статичний тиск у перерізах початкової ділянки струмини.

Для початкової ділянки струмини розділимо проміжок інтегрування за формулою осереднення розрідження (23) на частини, що відповідають пристінному примежовому шару, ядру і струминному шару, з підстановкою відповідних формул для розрахунку статичного тиску (11), (30) і (35), а також, безрозмірних ординат меж ядра:

$$\bar{y}_{я-пс} = y_{я-пс} / y_{меж}, \quad (38)$$

$$\bar{y}_{я-ст} = y_{я-ст} / y_{меж}. \quad (39)$$

В результаті одержимо:

$$\Delta p_{с,с} = -\rho u_m^2 (K_E E^2 + S_{пч}). \quad (40)$$

де  $S_{пч}$  — сума інтегралів

$$S_{пч} = S_m \bar{y}_{я-ст} + \ln\left(\frac{1+l}{1}\right) \bar{y}_{я-пс} + \bar{y}_{я-пс} \int_0^1 \left( \int_{\bar{y}_{пс}}^1 \frac{y_{пс}^{3/2}}{j + \bar{y}_{пс}} d\bar{y}_{пс} \right) d\bar{y}_{пс} + (\bar{y}_{я-ст} - \bar{y}_{я-пс}) \left( 1 - l \ln\left(\frac{1+l}{1}\right) \right) + (1 - \bar{y}_{я-ст}) \int_0^1 \left( \int_{\bar{y}_{ст}}^1 \frac{(1 - \bar{y}_{ст}^{3/2})^4}{J + \bar{y}_{ст}} d\bar{y}_{ст} \right) d\bar{y}_{ст}. \quad (41)$$

У безрозмірному вигляді залежність (24) набуває вигляду:

$$\overline{\Delta p}_{с,с} = \frac{\Delta p_{с,с}}{\rho u_m^2 / 2} = -2(K_E E^2 + S_{пч}). \quad (42)$$

Найбільш просто визначається профіль статичного тиску біля щілини повітродозподільника. Справді, профіль швидкості прийнято рівномірним, а, отже, інтегрування диференційного рівняння розподілу статичних тисків (9) дасть такий результат:

$$\Delta p_{с,меж} - \Delta p_c = \rho u_0^2 \int_y^{y_{меж}} \frac{dy}{R+y} = \rho u_0^2 \ln\left(\frac{R+y_{меж}}{R+y}\right) = \rho u_0^2 \ln\left(\frac{l_0+1}{l_0+\bar{y}}\right), \quad (43)$$

де  $l_0$  — параметр

$$l_0 = R/y_{\text{меж}}. \quad (44)$$

З рівняння (43) після підстановки формули (7) розрідження на вільній межі струмینی одержимо:

$$\Delta p_c = -\rho u_0^2 \ln((l_0 + 1)/(l_0 + \bar{y})) - K_E E^2 \rho u_0^2 \quad (45)$$

або

$$\overline{\Delta p}_c = -K_E E^2 - \ln((l_0 + 1)/(l_0 + \bar{y})). \quad (46)$$

Для поверхні настилення, тобто при  $\bar{y} = 0$ , формули (45) і (46) набудуть вигляду:

$$\Delta p_{c,n,0} = -K_E E^2 \rho u_0^2 - \rho u_0^2 \ln((l_0 + 1)/l_0) \quad (47)$$

або

$$\overline{\Delta p}_{c,n,0} = -2K_E E^2 - 2 \ln((l_0 + 1)/l_0). \quad (48)$$

Середнє розрідження у перерізі біля щілини визначається за рівнянням осереднення розрідження (23) з підстановкою формули профілю (45):

$$\Delta p_{c,c,0} = -K_E E^2 \rho u_0^2 - \rho u_0^2 (1 - l_0 \ln((l_0 + 1)/l_0)) \quad (49)$$

або

$$\overline{\Delta p}_{c,c,0} = -2K_E E^2 - 2 + 2l_0 \ln((l_0 + 1)/l_0). \quad (50)$$

Після розгляду будь-якого окремого перерізу струмینی *AB* перейдемо до розгляду закономірностей розвитку струмینی. Одержані залежності дозволяють розраховувати струмину, що настається на криволінійну поверхню, за допомогою основних рівнянь аеродинаміки.

Якщо поверхня настилення є круговим циліндром, то зручно використовувати полярні координати з центром *O* на осі циліндра. Кут  $\varphi$  зручно відлічувати від зовнішнього краю щілини (рис. 4).

Перерізу *AB* відповідає кут  $\varphi$ . Надамо куту  $\varphi$  нескінченно малого приросту  $d\varphi$ . Тоді переріз *AB* зсунеться і розтягнеться у положення *DC*. Одержимо розрахунковий контур *ABCD*.

Розглянемо основну ділянку струмینی.

Запишемо рівняння балансу об'ємів повітря для контура *ABCD* у такому вигляді: приріст витрати повітря у контурі *ABCD*  $d(ku_{\text{т,у меж}})$  дорівнює витраті повітря, що підтікає,  $v \cdot AD$ .

При цьому використаємо припущення, що підтікання повітря відбувається в напрямку, перпендикулярному до межі струмینی, тобто

$$AD = \frac{R + y_{\text{меж}}}{\cos(\theta)} d\varphi.$$

Маємо

$$d(ku_m y_{\text{меж}}) = v \frac{R + y_{\text{меж}}}{\cos(\theta)} d\varphi. \quad (51)$$

Запишемо рівняння кількості руху для контура  $ABCD$  у проєкціях на вісь  $Ox$ , яка є дотичною до поверхні настилення:

$$\Sigma F_x = I_{2,x} - I_{1,x},$$

де  $\Sigma F_x$  — сума проєкцій на вісь  $Ox$  сил, що діють на контур  $ABCD$ ;  $I_{1,x}$  та  $I_{2,x}$  — кількості руху повітря, що відповідно входить та виходить з контура.

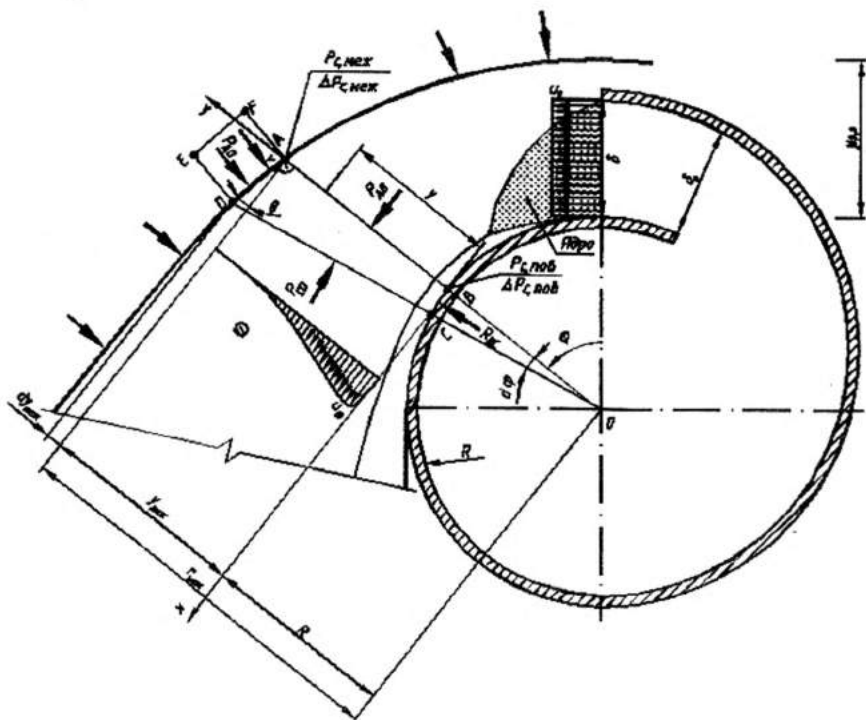


Рис. 4. Схема для дослідження основної ділянки струмини

Розглянемо сили, що діють на контур  $ABCD$ .

Скористаємось відомим твердженням про сили статичного тиску. Сила статичного тиску в напрямку осі  $Ox$ , яка діє на певну поверхню (для двовимірної задачі — відрізок), дорівнює добутку середнього статичного тиску та проекції цієї поверхні на перпендикулярну до осі  $Ox$  площину (вісь  $Oy$ ).

На відрізки  $AB$  і  $CD$  діють сили статичного тиску  $P_{AB}$  і  $P_{CD}$ , що в напрямку осі  $Ox$  дорівнюють добутку ширини відповідного перерізу та середнього статичного тиску.

$$P_{AB,x} = p_{c,c} y_{\text{меж}} = (\Delta p_{c,c} + p_a) y_{\text{меж}},$$

а

$$P_{CD,x} = - (p_{c,c} + dp_{c,c}) (y_{\text{меж}} + dy_{\text{меж}}) = - (\Delta p_{c,c} + p_a + d\Delta p_{c,c}) (y_{\text{меж}} + dy_{\text{меж}}).$$

На відрізок  $AD$  діє сила  $P_{AD}$  статичного тиску  $p_{c,\text{меж}}$ , утвореного на межі струмини. Її проекція на вісь  $Ox$  дорівнює добутку статичного тиску на межі струмини та довжини проекції відрізка  $AD$  на вісь  $Oy$  ( $dy_{\text{меж}}$ )

$$P_{AD,x} = p_{c,\text{меж}} dy_{\text{меж}} = (\Delta p_{c,\text{меж}} + p_a) dy_{\text{меж}}.$$

На відрізок  $BC$  діє нормальна сила реакції поверхні  $R_{BC}$ . Проте проекції на вісь  $Ox$  ця сила не дає. Також на цей відрізок діє сила дотичних напружень від тертя. Проте тертя мало впливає на розвиток струмин, що насталяються. Тому ним прийнято нехтувати.

Розглянемо кількості руху повітря, що надходить і виходить з контура  $ABCD$ .

Кількість руху повітря, що входить до контура крізь переріз  $AB$ , має напрямок, паралельний до осі  $Ox$  і становить:

$$I_{AB} = I_{AB,x} = \beta k^2 \rho u_m^2 y_{\text{меж}}.$$

Кількість руху повітря, що надходить до конура  $ABCD$  крізь нескінченно малий відрізок  $AD$  становить:

$$I_{AD} = \rho v^2 AD = \rho v^2 \frac{R + y_{\text{гп}}}{\cos(\theta)} d\varphi.$$

Проекція цієї кількості руху на вісь  $Ox$  становить:

$$I_{AD,x} = I_{AD} \sin(\theta) = \rho v^2 \frac{R + y_{\text{гп}}}{\cos(\theta)} \sin(\theta) d\varphi = \rho v^2 (R + y_{\text{гп}}) \text{tg}(\theta) d\varphi.$$

Загальна проекція на вісь  $Ox$  кількості руху повітря, що входить до перерізу, становить:



$$I_{l,x} = I_{AB,x} + I_{AD,x} = \beta k^2 \rho u_m^2 y_{\text{меж}} + \rho v^2 (R + y_{\text{гр}}) \text{tg}(\theta) d\varphi.$$

Кількість руху повітря, що виходить з контура  $ABCD$  крізь відрізок  $CD$  становить:

$$I_{CD} = \rho (\beta k^2 u_m + d (\beta k^2 u_m))^2 (y_{\text{меж}} + dy_{\text{меж}}).$$

Проекція цієї кількості руху на вісь  $Ox$  становить:

$$I_{CD,x} = I_{CD} \cos(d\varphi) = I_{CD} = \rho (\beta k^2 u_m + d (\beta k^2 u_m))^2 (y_{\text{меж}} + dy_{\text{меж}}),$$

адже косинус нескінченно малої величини прямує до одиниці.

Тоді рівняння кількості руху матиме вигляд:

$$P_{AB,x} + P_{AD,x} + P_{CD,x} = I_{CD,x} - (I_{AB,x} + I_{AD,x})$$

або

$$\begin{aligned} & (\Delta p_{c,c} + p_a) y_{\text{меж}} + (\Delta p_{c,\text{меж}} + p_a) dy_{\text{меж}} - (\Delta p_{c,c} + p_a + d\Delta p_{c,c}) (y_{\text{меж}} + dy_{\text{меж}}) = \\ & = ((\beta k^2 \rho u_m^2 + d(\beta k^2 \rho u_m^2))(y_{\text{меж}} + dy_{\text{меж}}) - \beta k^2 \rho u_m^2 y_{\text{меж}} - v^2 (R + y_{\text{меж}}) \text{tg}(\theta) d\varphi). \end{aligned}$$

Розкриємо дужки, знехтуємо добутками диференціалів (які є нескінченно малими величинами вищого порядку ніж окремі диференціали) і згрупуємо диференціали добутків:

$$-d(\Delta p_{c,c} y_{\text{меж}}) + \Delta p_{c,\text{меж}} dy_{\text{меж}} = \beta k^2 \rho d(u_m^2 y_{\text{меж}}) - v^2 (R + y) \text{tg}(\theta) d\varphi. \quad (52)$$

Рівняння (51) і (52) утворюють систему рівнянь, що описує закономірність згасання швидкості та розширення струмینی.

Ця система містить тригонометричні функції кута розширення струмینی  $\theta$ . Позбудемось цих множників. Скористаємось відомою формулою тангенса кута  $\omega$  (рис. 4) між дотичною до кривої та радіус-вектором полярних координат  $r$  що в даному випадку дорівнює сумі радіуса поверхні настилання  $R$  та ширини струмینی  $y_{\text{меж}}$ :

$$\text{tg}(\omega) = r \frac{d\varphi}{dr} = (R + y_{\text{меж}}) \frac{d\varphi}{dy_{\text{меж}}}$$

у вигляді:

$$\text{tg}(\theta) = \frac{1}{\text{tg}(\omega)} = \frac{1}{R + y_{\text{меж}}} \frac{dy_{\text{меж}}}{d\varphi}$$

або

$$\cos(\theta) = \frac{1}{\sqrt{1 + \text{tg}^2(\theta)}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy_{\text{меж}}}{(R + y_{\text{меж}}) d\varphi}\right)^2}} = \frac{R + y_{\text{меж}}}{\sqrt{(R + y_{\text{меж}})^2 + \left(\frac{dy_{\text{меж}}}{d\varphi}\right)^2}}.$$

Скористаємося незмінністю відношення швидкості підтікання  $v$  до максимальної швидкості повітря  $u_m$ , що дорівнює коефіцієнту підтікання  $E$  (формула (6)). Також до рівняння (52) підставимо статичний тиск на межі струмини за формулою (7) і середній статичний тиск у перерізі за формулою (24). Одержимо систему диференціальних рівнянь першого порядку, що описує закономірність розвитку струмини, у такому вигляді:

$$d(ku_m y_{\text{меж}}) = Eu_m \sqrt{(R + y_{\text{меж}})^2 + \left(\frac{dy_{\text{меж}}}{d\phi}\right)^2} d\phi \quad (53)$$

та

$$\rho d\left((K_E E^2 + S)u_m^2 y_{\text{меж}}\right) - \rho K_E E^2 u_m^2 dy_{\text{меж}} = \rho d(\beta k^2 u_m^2 y_{\text{меж}}) - \rho E^2 u_m^2 dy_{\text{меж}}. \quad (54)$$

Шляхом простих перетворень (що пропущені з урахуванням громіздкості), а саме, розписування диференціалів добутків, приведення подібних членів, групування їх та піднесення рівняння до квадрата, система рівнянь (53) і (54) набуває вигляду Коші, при якому в лівій частині є лише по одній похідній, а в правій відсутні диференціали:

$$\left\{ \begin{aligned} A &= 1 - \frac{2(1 - K_E)E^2 + y_{\text{меж}} \frac{dS}{dy_{\text{меж}}}}{K_E E^2 + S - \beta k^2} > \frac{2E}{k}, \\ \frac{dy_{\text{меж}}}{d\phi} &= \frac{2E(R + y_{\text{меж}})}{\sqrt{k^2 A^2 - 4E^2}}, \\ \frac{d(\ln(u_m))}{d\phi} &= -\frac{1}{y_{\text{меж}}} \left( 1 + \frac{2(1 - K_E)E^2 + y_{\text{меж}} \frac{dS}{dy_{\text{меж}}}}{K_E E^2 + S - \beta k^2} \right) \frac{E(R + y_{\text{меж}})}{\sqrt{k^2 A^2 - 4E^2}}. \end{aligned} \right. \quad (55)$$

Нерівність у системі рівнянь виникає при звільненні від кореня і дає змогу уникнути зайвих розв'язків, що задовільняють рівняння (53) з точністю до протилежного знака.

Перетворимо систему рівнянь до безрозмірного вигляду. Швидкість повітря прийнято відносити до швидкості виходу повітря зі щілини:  $\bar{u}_m = u_m/u_0$ .

Безрозмірну ширину струмини найбільш зручно розглядати як відношення ширини струмини  $y_{\text{меж}}$  до радіуса поверхні настилання  $R$   
 $\bar{y}_{\text{меж}} = y_{\text{меж}}/R$ .

Тоді система рівнянь (55) набуде вигляду:

$$\left\{ \begin{aligned} A &= \frac{k}{2E} \left( 1 - \frac{2(1-K_E)E^2 + \bar{y}_{\text{меж}} \frac{dS}{d\bar{y}_{\text{меж}}}}{K_E E^2 + S - \beta k^2} \right) \geq 1, \\ \frac{d\bar{y}_{\text{меж}}}{d\varphi} &= \frac{1 + \bar{y}_{\text{меж}}}{\sqrt{A^2 - 1}}, \\ \frac{d\bar{u}_m}{d\varphi} &= -\frac{\bar{u}_m}{2\bar{y}_{\text{меж}}} \left( 1 + \frac{2(1-K_E)E^2 + \bar{y}_{\text{меж}} \frac{dS}{d\bar{y}_{\text{меж}}}}{K_E E^2 + S - \beta k^2} \right) \frac{1 + \bar{y}_{\text{меж}}}{\sqrt{A^2 - 1}}. \end{aligned} \right. \quad (56)$$

Формули (12) і (19) набудуть безрозмірного вигляду:

$$J = (1 + 0,1\bar{y}_{\text{меж}})/0,9\bar{y}_{\text{меж}} \quad (57)$$

$$\text{та} \quad j = 10/\bar{y}_{\text{меж}}. \quad (58)$$

Чисельне інтегрування системи рівнянь (56) показали, що розширення струмини відбувається за законом, близьким до лінійного. Цей результат показує аналогію між струминою, що розраховується, та вільними струминами. Тому можна користуватись наближеною лінійною закономірністю розширення струмини

$$\bar{y}_{\text{меж}} = \bar{y}_{\text{меж,пер}} + k_y (\varphi - \varphi_{\text{пер}}), \quad (59)$$

де  $k_y$  — апроксимаційний коефіцієнт, що визначається за методом найменших квадратів.

Закон згасання швидкості повітря добре описується залежністю

$$\bar{u}_m = \frac{k_u}{\sqrt[4]{(\varphi - \varphi_{\text{пер}}) + 1}} + (1 - k_u), \quad (60)$$

де  $k_u$  — апроксимаційний коефіцієнт, що визначається за методом найменших квадратів.

Розробимо аналогічну математичну модель початкової ділянки. При цьому врахуємо наявність ядра постійних швидкостей:

$$u_m = u_o. \quad (61)$$

Припущення про пряму пропорційність між швидкістю підтікання повітря  $v$  та максимальною швидкістю повітря  $u_o$  (формула (6)) для початкової ділянки має вигляд:

$$v = Eu_o = const. \quad (62)$$

Для початкової ділянки струмینی система рівнянь аналогічна до (53) і (54). Врахуємо формули (61) і (62):

$$d(ku_o y_{\text{меж}}) = Eu_o \sqrt{(R + y_{\text{меж}})^2 + \left(\frac{dy_{\text{меж}}}{d\varphi}\right)^2} d\varphi; \quad (63)$$

$$-d(\Delta p_{c,c} y_{\text{меж}}) - \rho K_E E^2 u_o^2 dy_{\text{меж}} = \rho d(\beta k^2 u_o^2 y_{\text{меж}}) - \rho E^2 u_o^2 dy_{\text{меж}}. \quad (64)$$

Повне розв'язання системи рівнянь (63) і (64) з урахуванням складних інтегральних залежностей для осереднювальних коефіцієнтів та середнього статичного тиску є невиправданим ускладненням. Адже для основної ділянки струмینی розрахунки підтвердили практично лінійне розширення струмینی відносно кута  $\varphi$ :

$$\frac{dy_{\text{меж}}}{d\varphi} = const.$$

Прийемо і на початковій ділянці лінійне розширення струмینی. Тоді рівняння можна одразу проінтегрувати в межах від щілини до перехідного перерізу. Справді, профіль швидкостей у перехідному перерізі відповідає основній ділянці.

$$ku_o y_{\text{меж,пер}} - k_o u_o y_{\text{меж,0}} = Eu_o \int_0^{\varphi_{\text{пер}}} \sqrt{(R + y_{\text{меж}})^2 + \left(\frac{dy_{\text{меж}}}{d\varphi}\right)^2} d\varphi, \quad (65)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{c,c,o} y_{\text{меж,0}} - \Delta p_{c,c,\text{пер}} y_{\text{меж,пер}} + K_E E^2 \rho u_o^2 (y_{\text{меж,пер}} - y_{\text{меж,0}}) = \\ = \rho \beta k^2 u_o^2 y_{\text{меж,пер}} - \rho (\beta k^2)_o u_o^2 y_{\text{меж,0}} - \rho E^2 u_o^2 (y_{\text{меж,пер}} - y_{\text{меж,0}}), \end{aligned} \quad (66)$$

де  $k_o$  і  $(\beta k^2)_o$  — коефіцієнти поля швидкостей і перерахунку кількості руху у початковому перерізі;  $\Delta p_{c,c,o}$  — середній статичний тиск у початковому перерізі;  $\Delta p_{c,c,\text{пер}}$  — середній статичний тиск у перехідному перерізі.

Витрата і кількість руху у вторинному потоку набагато менші за витрату і кількість руху повітря у щіліні. Вплив вторинного потоку на силу тиску у початковому перерізі є незначним у порівнянні з потужним потоком повітря у щіліні. Тоді витрату і кількість руху у початковому перерізі можна прийняти як витрату і кількість руху в щіліні:

$$k u_o y_{\text{меж,пер}} - u_o \delta = E u_o \int_0^{\varphi_{\text{пер}}} \sqrt{(R + y_{\text{меж}})^2 + \left(\frac{dy_{\text{меж}}}{d\varphi}\right)^2} d\varphi, \quad (67)$$

$$\Delta p_{c,c,o} \delta - \Delta p_{c,c,пер} y_{\text{меж,пер}} = \rho (\beta k^2) u_o^2 y_{\text{меж,пер}} - \rho u_o^2 \delta. \quad (68)$$

Підставимо лінійний закон розширення струмینی у вигляді:

$$y_{\text{меж}} = y_{\text{меж,0}} + \frac{y_{\text{меж,пер}} - y_{\text{меж,0}}}{\varphi_{\text{пер}}} \varphi. \quad (69)$$

Підставимо до системи рівнянь (67) і (68) формули середнього розрідження у перехідному перерізі (24) та біля щілини (49). Використаємо формулу (69):

$$\begin{cases} k u_{\text{меж,пер}} \delta - E \int_0^{\varphi_{\text{пер}}} \sqrt{\left(R + y_{\text{меж,0}} + \frac{y_{\text{меж,пер}} - y_{\text{меж,0}}}{\varphi_{\text{пер}}} \varphi\right)^2 + \left(\frac{y_{\text{меж,пер}} - y_{\text{меж,0}}}{\varphi_{\text{пер}}}\right)^2} d\varphi = 0; \\ \left(E^2 + I_p - \beta k^2\right) y_{\text{меж,пер}} - \left(E^2 - \frac{R}{y_{\text{меж,пер}}} \ln\left(1 + \frac{y_{\text{меж,пер}}}{R}\right)\right) \delta = 0. \end{cases} \quad (70)$$

Приведемо рівняння до безрозмірного вигляду. Як видно зі системи рівнянь, зручно прийняти безрозмірну ширину струмینی віднесу до радіуса поверхні настилання  $R$ , тобто за формулою:

$$\begin{cases} k \bar{y}_{\text{меж,пер}} - \bar{\delta} - \\ - E \int_0^{\varphi_{\text{пер}}} \sqrt{\left(1 + \bar{y}_{\text{меж,0}} + \frac{\bar{y}_{\text{меж,пер}} - \bar{y}_{\text{меж,0}}}{\varphi_{\text{пер}}} \varphi\right)^2 + \left(\frac{\bar{y}_{\text{меж,пер}} - \bar{y}_{\text{меж,0}}}{\varphi_{\text{пер}}}\right)^2} d\varphi = 0; \\ \left(E^2 + I_p - \beta k^2\right) \bar{y}_{\text{меж,пер}} - \left(E^2 - \frac{1}{\bar{y}_{\text{меж,пер}}} \ln(1 + \bar{y}_{\text{меж,пер}})\right) \bar{\delta} = 0. \end{cases} \quad (71)$$

де  $\bar{y}_{\text{меж,пер}} = y_{\text{меж,пер}}/R$  — ширина струмини відповідно у перехідному та початковому перерізах, а  $\bar{\delta} = \delta/R$  й  $\bar{y}_{\text{меж,0}} = y_{\text{меж,0}}/R$  — відповідно безрозмірна ширина щілини та струмини у початковому перерізі:

Щоб визначити параметри повітря у перерізах початкової ділянки струмини, приймаємо лінійні закономірності її розширення та звуження ядра.

$$y_{\text{меж}} = y_{\text{меж,0}} + (y_{\text{меж,пер}} - y_{\text{меж,0}})\varphi/\varphi_{\text{пер}}; \quad (72)$$

$$y_{\text{я-пс}} = (y_{\text{меж,пер}}/10)(\varphi/\varphi_{\text{пер}}); \quad (73)$$

$$y_{\text{я-ст}} = \delta - (\delta - y_{\text{меж,пер}}/10)\varphi/\varphi_{\text{пер}} \quad (74)$$

або у безрозмірному вигляді

$$\bar{y}_{\text{меж}} = \bar{y}_{\text{меж,0}} + (\bar{y}_{\text{меж,пер}} - \bar{y}_{\text{меж,0}})\varphi/\varphi_{\text{пер}}; \quad (75)$$

$$\bar{y}_{\text{я-пс}} = (\bar{y}_{\text{меж,пер}}/10)(\varphi/\varphi_{\text{пер}}); \quad (76)$$

$$\bar{y}_{\text{я-ст}} = \bar{\delta} - (\bar{\delta} - \bar{y}_{\text{меж,пер}}/10)\varphi/\varphi_{\text{пер}}. \quad (77)$$

### Використана література

1. Патент Франції № 724614, кл. 36 d/5, опубл. 1932.
2. *Абрамович Г. Н.* Теория турбулентных струй. — М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960 — 715 с.

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ТЕРМОКОНВЕКТИВНОГО ФРОНТУ ПІД ЧАС РОБОТИ СИСТЕМ СВЕРДЛОВИН

Відомо [1], що під час дослідження тепло- і масопереносу в умовах руху теплоносіїв основним є встановлення гідродинамічної картини течії і закономірностей переміщення частинок рідини від контуру живлення (нагнітання) до контуру розвантаження (водозабору) вздовж окремих ліній току. Якщо вказане вище вирішено, то легко одержати закон переміщення термоконвективного фронту, забруднень або концентрацій солей від початкового стану до поточного. Це дає можливість побудувати динаміку фронтів, їх конфігурацію, а також обчислити температуру або концентрацію забруднень на контурі розвантаження. Очевидним є й те, що чим точніше при цьому враховується гідродинаміка течії, тим точнішим буде результат реалізації математичної моделі переносу тепла чи маси.

У праці [2] показано, що динаміку термоконвективних фронтів можна вивчати на основі методу характеристичних функцій течії і ліній (трубок, смуг) току. В основі методу лежить повна аналогія між переміщенням контуру частинок рідини і відповідних фронтів.

Дійсно, розглянемо баланс теплоти в елементі трубки току нескінченно малої довжини  $dl$ , яку проходить тепловий конвективний фронт за час  $dt$ . В цей елемент з витратою теплоносія  $Q$  поступає теплота  $TC_p Q dt$ , а залишає  $T_0 C_p Q dt$ ; в елементі з площею поперечного перерізу  $\omega$  і пористістю порід  $\Pi_0$  залишається теплота  $(T - T_0) \omega C_{\Pi} dl$ , де  $C_{\Pi} = C_p \Pi_0 + C_{ок}(1 - \Pi_0)$ . Отже, рівняння балансу в елементі трубки току наступне:

$$(T - T_0) C_p Q dt = (T - T_0) \omega dl [C_p \Pi_0 + (1 - n_0) C_{\Pi}].$$

Виконавши необхідні перетворення, одержимо

$$Q dt = \omega dl [n_0 + (1 - n_0) C_{\Pi} / C_p],$$

звідки швидкість переміщення термоконвективного фронту буде виражатися такою формулою:

$$V_{\text{ТКФ}} = \frac{dl}{dt} = \frac{Q}{\omega [n_0 + (1-n_0)C_{\text{П}}/C_p]}$$

Враховуючи, що  $Q/\omega$  — швидкість течії на конвективному фронті і позначивши  $n_0 + (1-n_0)C_{\text{П}}/C_p = n_e$  ( $n_e$  — ефективна пористість порід пласта при конвективному переносі теплоти), маємо  $V_{\text{ТКФ}} = V/n_e$ .

Отже, швидкість переміщення термоконвективного фронту пропорційна швидкості руху рідини на ньому. Аналогічно можна довести, що й швидкість фронту забруднень в рідині  $V_c$  пропорційна швидкості руху рідини:  $V_c = V/\Pi_c$ , де  $\Pi_c = \beta/[n_0(1+\beta)]$ ,  $\beta$  — коефіцієнт, що враховує кінематику сорбції середовища. Це означає, що фронти різної природи подібні, але зміщені в часі.

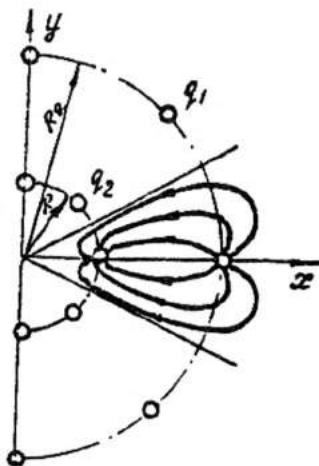


Рис. 1

Розглянемо переміщення фронту “мічених” частинок теплоносія між кільцевими батареями  $n$  нагнітальних і  $n$  експлуатаційних свердловин (рис. 1) в необмеженому однорідному пласті. Відмінностями між в'язкостями рідин нехтуємо, а свердловини батарей вважаємо рівнодебітними. Характеристична функція течії буде мати такий вигляд:

$$W(Z) = -\frac{q_1}{2\pi} \left[ \ln(Z^n - R_1^n) - S \ln(Z^n - R_2^n) \right], \quad (1)$$



де  $Z = x + iy$ ;  $S = q_2/q_1$ ;  $q_1$  та  $q_2$  — дебіти експлуатаційної і нагнітальної свердловин;  $R_1$  і  $R_2$  — радіуси кільцевих батарей. В полярних координатах  $\rho$  і  $\varphi$  вираз (1) набуде вигляду:

$$F(\rho, \varphi) = W(Z) = -\frac{q_1}{\pi} \left\{ \ln \left[ (\rho^n \cos n\varphi - R_1^n) + i\rho^n \sin n\varphi \right] - \right. \\ \left. - s \ln \left[ (\rho^n \cos n\varphi - R_2^n) + i\rho^n \sin n\varphi \right] \right\}, \quad (2)$$

де  $\rho = (x^2 + y^2)^{\frac{1}{2}}$ ;  $\varphi = \arctg y/x$ .

З виразу (2) розподіл тиску в пласті і рівняння сім'ї ліній току одержують у вигляді:

$$P(\rho, \varphi) = -\frac{q_1 \mu}{4\pi K} \left[ \ln(\rho^{2n} - 2R_1^n \rho^n \cos n\varphi + R_1^{2n}) - \right. \\ \left. - s \ln(\rho^{2n} - 2R_2^n \rho^n \cos n\varphi + R_2^{2n}) \right] + P_0; \quad (3)$$

$$C = \arctg \frac{\rho^n \sin n\varphi}{\rho^n \cos n\varphi - R_1^n} - S \arctg \frac{\rho^n \sin n\varphi}{\rho^n \cos n\varphi - R_2^n}, \quad (4)$$

де  $P_0$  — початковий тиск в пласті;  $K$  — проникність пласта;  $\mu$  — в'язкість теплоносія;  $C$  — параметр сім'ї ліній току.

З виразу (4) в точці  $\rho = R_1$ ;  $\varphi = 0$  можна встановити, що  $C = \alpha$  ( $\alpha$  — кут охопту фронтом “мічених” частинок контура експлуатаційної свердловини). Знайдемо швидкість частинок рідини вздовж окремої лінії току, продиференціювавши вираз (3), маємо:

$$V = -\frac{nq_1}{2\pi\rho} \left[ \frac{\rho^n (\rho^n - R_1^n \cos n\varphi)}{\rho^{2n} - 2R_1^n \rho^n \cos n\varphi + R_1^{2n}} - \right. \\ \left. - S \frac{\rho^n (\rho^n - R_2^n \cos n\varphi)}{\rho^{2n} - 2R_2^n \rho^n \cos n\varphi + R_2^{2n}} \right]. \quad (5)$$

З іншого боку,  $dt = nd\rho/V$ , де  $t$  — час переміщення частинки рідини вздовж будь-якої лінії току.

Інтегруючи по  $t$  від нуля до  $t$  і по  $\rho$  від  $\rho_2$  до  $\rho$ , а також, вводячи безрозмірний час  $\tau = q_1 t / \pi n_0 R_1^2$  і  $r = R_2/R_1$ , одержимо залежність для

обчислення відносного часу переміщення частинок теплоносія від початкового  $\rho_2$  до поточного  $\rho$  положення

$$\tau = \frac{2(1-r^n)}{n^2} \int_{\xi_2}^{\xi} \frac{\sin \varphi_2 \sin(\alpha + S\varphi_2) \sin^{\frac{n+2}{n}} \times}{\left\{ (1-r^n)^2 \sin^2 \varphi_2 \sin^2(\alpha + S\varphi_2) + \right.} \rightarrow$$

$$\left. \times [\alpha - (1-S)]\varphi_2 \right\}^{\frac{n-1}{n}}. \quad (6)$$

Вираз (6) дає змогу проаналізувати деякі практично важливі випадки переміщення фронту частинок, наприклад при  $S=1$  ( $q_1=q_2$ ), при  $\alpha=0$  і  $\alpha=\pi/n$  (вздовж головної і нейтральної лінії току) тощо.

При  $R_2=0$  з виразу (6) одержимо формулу переміщення фронту частинок з внутрішнього боку кільцевої батареї експлуатаційних свердловин при їх взаємодії з центральною нагнітальною свердловиною (рис. 2) з сумарним дебітом  $q_2 = Snq_1$  ( $0 < S \leq 1$ ). При  $s=1$  (втрати теплоносія за межі області течії відсутні) тривалість переміщення частинок теплоносія від контура нагнітання до контура розвантажування вздовж довільної лінії току обчислюється за формулою:

$$i(\alpha) = \frac{\pi n_0 R_1^2}{q_1 n} \left[ 1 - \frac{\cos \alpha}{2^n n \sin^n \alpha} \int_0^{2\alpha} (1 - \cos \xi)^{\frac{1}{n}} d\xi \right]. \quad (7)$$

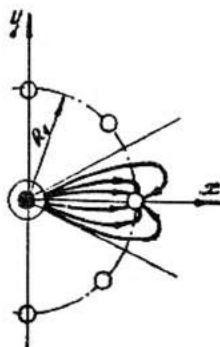


Рис. 2

При  $\alpha=0$  (вздовж головної лінії току)  $\tau = n/(n+2)$ , де  $n$  — кількість свердловин в круговій батареї.

Значення безрозмірного часу для схеми течії (рис. 2) наведені в таблиці.

$\alpha$ $n$	0	5	10	15	20	25	30	35
1	0,333	0,334	0,337	0,343	0,350	0,360	0,373	0,388
2	0,500	0,501	0,504	0,508	0,515	0,525	0,535	0,550
3	0,600	0,601	0,603	0,607	0,613	0,621	0,630	0,643
4	0,666	0,667	0,669	0,672	0,678	0,684	0,693	0,703
5	0,714	0,714	0,716	0,720	0,724	0,730	0,738	0,746
6	0,750	0,750	0,752	0,754	0,758	0,764	0,771	0,779
10	0,800	0,800	0,801	0,804	0,807	0,811	0,817	0,823

	40	45	50	60	70	80	100
1	0,407	0,429	0,456	0,527	0,629	0,777	1,348
2	0,566	0,586	0,609	0,688	0,715	0,852	1,210
3	0,657	0,673	0,692	0,740	0,804	0,888	1,154
4	0,716	0,730	0,746	0,787	0,840	0,909	1,122
5	0,757	0,769	0,784	0,819	0,864	0,923	1,102
6	0,788	0,799	0,812	0,843	0,882	0,934	1,087
10	0,831	0,840	0,850	0,875	0,907	0,948	1,068

	110	120	130	140	150
1	1,924	2,945	4,948	9,466	22,130
2	1,520	2,000	2,794	4,274	7,413
3	1,371	1,690	2,191	3,049	4,742
4	1,290	1,531	1,897	2,500	3,634
5	1,239	1,433	1,722	2,186	3,034
6	1,204	1,367	1,605	1,982	2,658
10	1,157	1,280	1,457	1,320	2,211

Таким чином, маючи одержані результати по тривалості переміщення частинок теплоносія вздовж певних ліній току легко відслідкувати динаміку термоконвективного фронту або фронту концентрації забруднень, підставивши замість пористості пласта  $n_0$  ефективні пористості  $n_e$  або  $n_c$ .

### Використана література

1. Кононенко Г. Н. Комбинированные модели тепло- и массопереноса: принципы построения, структура, алгоритмы и методы их реализации. — К., 1985. — 64 с. (НАН України. Ін-т математики; 85—95).
2. Кононенко Г. Н., Вознюк Л. Ф. Приближенные методы исследования тепло- и массопереноса в системах извлечения тепла Земли. — К., Наукова думка, 1975. — 139 с.

## ВИБІР ТОВЩИНИ ЕЛЕКТРОПІДЛОГИ ПРИМІЩЕННЯ З ЕЛЕКТРИЧНОЮ КАБЕЛЬНОЮ СИСТЕМОЮ ОПАЛЕННЯ ТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНОЇ ДІЇ (ЕКСО-ТА)

У КиївЗНДІЕП ведуться роботи по створенню в житлових будинках комфортних теплових умов з одночасним зниженням енергоспоживання. Ця мета досягається використанням електричної кабельної системи опалення підлогою, що гріє, працюючої в теплоаккумуляційному режимі (ЕКСО-ТА). При цьому в підлогу укладається низькотемпературний кабель під шаром бетонного покриття, рис. 1, що акумулює теплоту, яка виділяється вночі і віддається приміщенню протягом усієї доби. У цьому випадку використовується, за пільговим тарифом, дешева «нічна» електроенергія.

Для широкого впровадження електричної кабельної системи опалення — як базової системи опалення житлових будинків масової забудови в Україні — КиївЗНДІЕП разом з Науково-виробничим підприємством «Елетер» провів комплексні теоретичні [1] і експериментальні [2] дослідження теплового режиму житлових будинків з ЕКСО-ТА.

Для досліджуваного приміщення розроблені фізико-математична модель і метод розрахунку нестационарної нелінійної задачі теплового стану приміщення для умов роботи електропідлоги в акумуляційно-переривчастому режимі [1]. Метод заснований на використанні кінцевих інтегральних перетворень для рішення лінійних задач теплопровідності одношарових огорожень.

Експериментальні дослідження проведені на моделі кутового приміщення багатопверхового житлового будинку, виконаної в натуральну величину, у кліматичному комплексі КиївЗНДІЕП [2]. На підставі проведених теоретичних і експериментальних досліджень виявилось, що досліджена конструкція електропідлоги товщиною  $\delta = 90$  мм придатна для опалення житлових приміщень у безупинному цілодобовому режимі у всьому діапазоні зовнішніх температур, характерних для всіх регіонів України, аж до зовнішньої температури найбільш холодної п'ятиденки  $t_{н} = -25$  °С. Без будь-яких доробок досліджена конструкція може бути застосована також для експлуатації в житлових приміщеннях з переривчастим опаленням при температурах зовнішнього повітря не нижче  $t_{н} = -5$  °С.

Для можливості використання електропідлоги в акумуляційно-переривчастому режимі при температурах зовнішнього повітря нижче  $t_n = -5^\circ\text{C}$  необхідна розробка заходів:

- а) конструктивного характеру;
- б) режимного характеру роботи електропідлоги.

У даній статті розглянемо вплив на температуру поверхні підлоги, а також на амплітуду коливання температури внутрішнього повітря такого істотного конструктивного параметра, як товщина теплоакуючого шару.

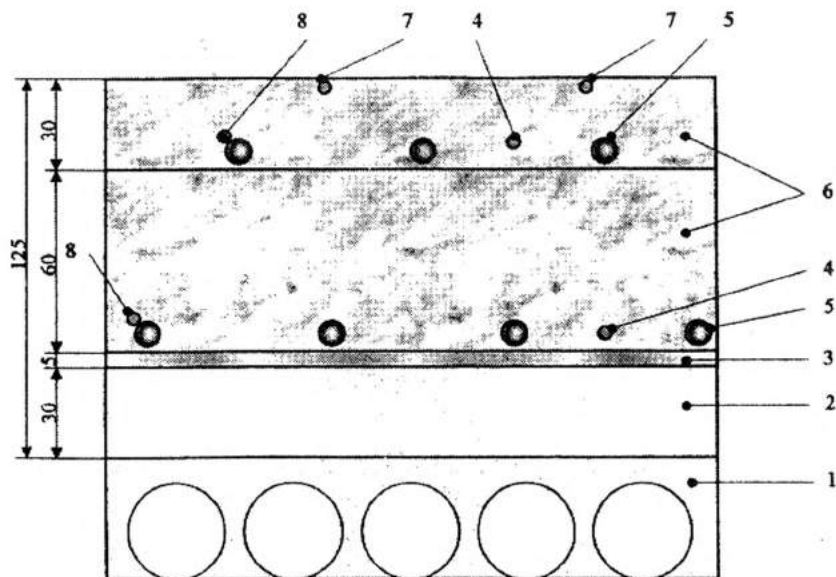


Рис. 1. Розріз електропідлоги конструкції НПП "Елетер":

- 1 — плита перекриття; 2 — теплоізоляція Roofmate; 3 — відбивна ізоляція фольгоізол;
- 4 — датчик температури підлоги; 5 — нагрівальні кабелі; 6 — бетонний шар; 7 — датчики температури верхнього шару підлоги; 8 — датчики температури кабелю

Для вирішення цієї задачі була використана розроблена й експериментально підтверджена методика КиївЗНДІЕП [1] і спеціально нами складена комп'ютерна програма "Тепловий режим приміщення з електропідлогою, що працює в акумуляційно-переривчастому режимі, і з тришаровими зовнішніми конструкціями".

## Вплив товщини теплоакуюлюючого шару підлоги на нормативні параметри теплового режиму приміщення

Випробувана конструкція підлоги з 90-міліметровим бетонним шаром у світовій практиці є однією з мінімальних по товщині бетонної подушки, розташованої над системою кабелів, що гріють. При роботі електропідлоги важливе значення має теплоємність цієї бетонної маси, що згладжує теплові коливання, викликані переривчастим надходженням теплоти, рис. 2. Тому збільшення товщини підлоги за рахунок його бетонної частини може зіграти позитивну роль у вирішенні задачі досягнення нормативного значення максимальної температури електропідлоги, що працює в акумуляційно-переривчастому режимі.

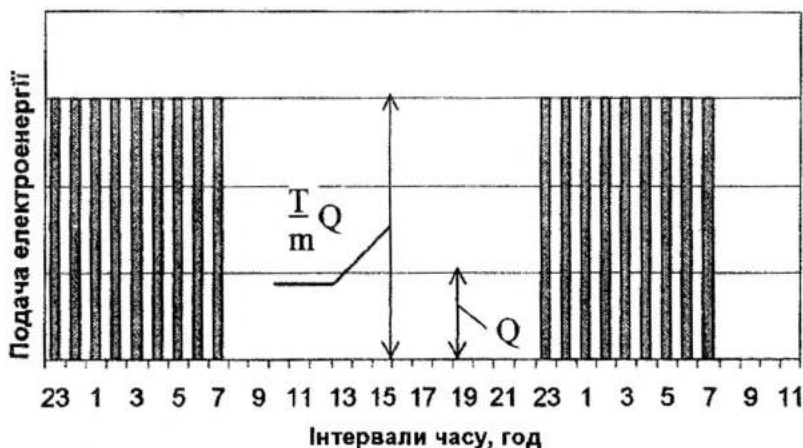


Рис. 2. Графік подачі електроенергії в опалювальну систему протягом доби

Варто особливо підкреслити, що тепловіддача від вбудованого кабелю, що гріє, у товщі підлоги має переривчастий характер, див. рис. 2. Протягом періоду “зарядки” підлоги тепловіддача постійна. Тепловий потік від кабелю, що гріє, до зовнішньої поверхні підлоги проходить через шар бетону  $b$ , див. рис. 1, що акумулює теплоту і є своєрідним фільтром, який перетворює тепловий потік з переривчастого в гармонійний — косинусоїдальний. Теплова хвиля, що пройшла через цей бетонний шар  $b$  від електрокабелю до поверхні підлоги, згасає по амплітуді і зміщується по фазі. Фізика процесу одержання коливань температури на поверхні електропідлоги аналогічна одержанню коливань на поверхні теплоакуюлюючих приладів (ТАП), досконально досліджених у класичних роботах [3, 4]. При цьому слід зазначити, що при вико-

ристанні електричної кабельної системи опалення з теплоакумулюючим ефектом — ЕКСО-ТА в акумулюванні теплової енергії при “зарядці” бере участь не тільки цей шар бетону, але і стіни, стеля і меблі приміщення. Ця своєрідність є наслідком того, що менше половини теплоти від підлоги до повітря приміщення передається безпосередньо конвекцією, а більше половини – на стіни й інші предмети приміщення випромінюванням. Потім акумульована в них теплота витрачається на нагрівання внутрішнього повітря і компенсацію теплових утрат приміщення протягом усієї доби. У розрахунках приміщення з електропідлогою необхідно підібрати таку конструкцію підлоги і такий режим його роботи, щоб при заданій теплотривкості приміщення і переривчастому графіку “зарядки” підлоги в даному приміщенні не створювалися б відхилення від норми тих параметрів, від яких залежить комфорт людини: необхідно, щоб температура електропідлоги не перевищувала б допустимої за санітарними нормами, а амплітуда коливань температури внутрішнього повітря була б мінімальною.

Для зручності використання результатів експериментів розрахунки були проведені для приміщення в усьому, крім товщини підлоги, ідентичного дослідженій моделі при розрахунковій температурі зовнішнього повітря  $t_{н} = -24^{\circ}\text{C}$ , що спостерігалася в випробуваннях з переривчастим режимом опалення. Вихідні дані для розрахунків наведені в табл. 1.

Таблиця 1

**Характеристики конструкцій приміщення, що обгороджують**

Найменування конструкцій	Властивості конструкцій, що обгороджують				
	Площа, F, м <sup>2</sup>	Товщина, δ, м	λ, Вт/(м · ДО)	с, Дж/(кг· ДО)	ρ, кг/м <sup>3</sup>
Стіна зовніш. фасадна	4,66	0,43	0,179	843	1726
Вікно	2,1	0,32	0,0525	841	938
Стіна зовніш. торцева	11,42	0,43	0,179	843	1726
Стіна внутр. глуха	6,76	0,16	2,04	840	2400
Стіна внутр. із дверима	11,42	0,16	2,04	840	2400
Стеля	13,35	0,16	2,04	840	2400
Підлога	13,35	Варіанти	2,04	840	2400

Витрати приточного повітря були прийняті рівними  $V = 42,4 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Для наочності результати по залежності температури поверхні електропідлоги й амплітуди коливань температури внутрішнього повітря були представлені в безрозмірних одиницях, віднесених до аналогічних результатів розрахунку вихідного варіанта (підлога з товщиною бетонного шару  $\delta_1 = 90 \text{ мм}$ ). Розрахунки були виконані для товщини підлоги, що змінюється дискретно від вихідного значення 90 мм до максималь-

ного 270 мм через кожні 45 мм. Результати розрахунку варіантів представлені у відносних одиницях у табл. 2.

Таблиця 2

Результати розрахунку по залежності параметрів процесу від товщини підлоги

№ п/п	Товщина підлоги $\delta$ , м	0,09	0,135	0,18	0,225	0,27
		Безрозмірні параметри				
1	Максимальна температура поверхні підлоги	1,0	0,91	0,85	0,81	0,78
2	Амплітуда коливання температури поверхні підлоги	1,0	0,67	0,49	0,35	0,25
3	Амплітуда коливання температури повітря	1,0	0,68	0,45	0,31	0,2

Отримані дані показують, що при переривчастому режимі роботи електропідлоги зі збільшенням товщини підлоги різко зменшується амплітуда коливань температури: 3-кратне збільшення товщини супроводжується 4-кратним зменшенням амплітуди коливань температури поверхні підлоги, позиція 2 (див. табл. 2), і 5-кратним зменшенням амплітуди коливань температури повітря, позиція 3. Безрозмірні залежності цих і деяких інших параметрів процесу, представлені графічно на рис. 3 (криві 1 і 2, відповідно).

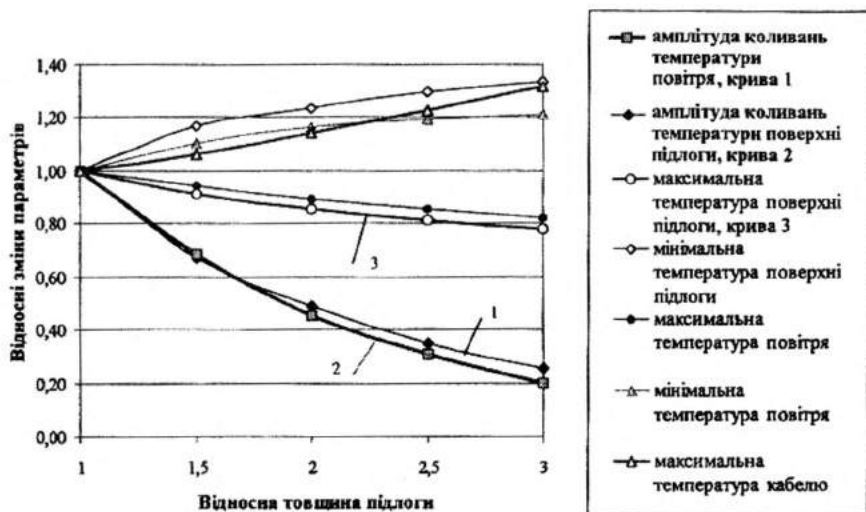


Рис. 3. Залежність амплітуд коливань температури поверхні підлоги та температури повітря від товщини підлоги



Отримані безрозмірні залежності дозволяють визначити значення очікуваних температур, використовуючи значення експериментальних даних. Прогнозовані температури нормативних показників електропідлоги – максимальної температури поверхні й амплітуди коливання температури повітря в опалювальному приміщенні, наведені на рис. 4. Там же показана очікувана температура кабелю, що гріє.

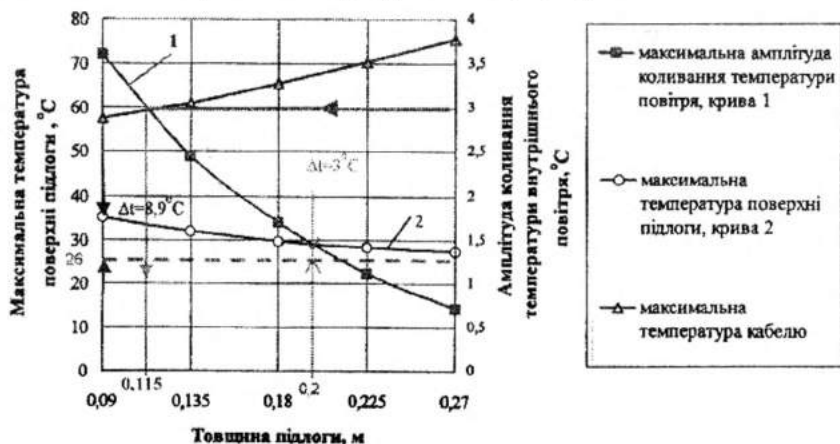


Рис. 4. Вплив товщини підлоги на нормативні параметри

Аналізуючи отримані результати, неважко бачити, що найбільш легко вирішується задача зниження до норми амплітуди коливань температури повітря в приміщенні  $A = \pm 3^\circ\text{C}$  (крива 1, шкала правої осі, див. рис. 4). Для цього досить з точки  $A = +3^\circ\text{C}$  осі амплітуди коливань температури внутрішнього повітря провести перпендикуляр до перетину з кривою 1, а з точки їхнього перетину опустити перпендикуляр на вісь товщини підлоги. При цьому отримуємо результат — досить збільшити товщину підлоги до  $\delta = 115$  мм. Однак це не приводить до отримання нормативної величини температури поверхні підлоги: у всьому розглянутому діапазоні товщин від 90 мм до 270 мм (а ще більше стовщення підлоги навряд чи доцільне) значення максимальної температури підлоги (крива 2) при його роботі в переривчастому режимі залишаються вище норми  $\tau_{II} = +26^\circ\text{C}$ . Але якщо для існуючої електропідлоги з товщиною 90 мм перевищення норми складало  $8,9^\circ\text{C}$  (див. рис. 4), то для підлоги товщиною 200 мм це перевищення складе усього близько  $3^\circ\text{C}$ , що істотно полегшує пошук і здійснення інших заходів, наприклад, застосування пікових опалювальних приладів, потужність яких знижу-

ється. Тому при вирішенні задач теплового режиму приміщення з ЕКСО-ТА варто враховувати розглянутий спосіб зниження максимальної температури поверхні електропідлоги і зменшення добових коливань температури внутрішнього повітря шляхом збільшення її товщини.

### Висновки

Таким чином, вирішення задачі теплового режиму приміщень з ЕКСО-ТА по вибору товщини електропідлоги показало можливість розв'язання практично будь-яких задач такого типу за допомогою розробленої в КиївЗНДІЕП методики розрахунку теплового стану житлових приміщень. Важливим є можливість одночасного обліку декількох параметрів, які тією чи іншою мірою впливають на тепловий стан приміщення з електропідлогою.

### Використана література

1. Черних Л. Ф. Фізико-математична модель теплового режиму приміщення з електротеплоаккумуляційною системою опалення підлогою, що гріє. — Будівництво України, 2002. — № 5. — С. 36—39.

2. Шевельов В. Б., Розинський Д. Й., Черних Л. Ф., Польовий П. П. Експериментальні дослідження натурної моделі житлового приміщення, обладнаного ЕКСО. — Будівництво України, 2002. — № 3. — С. 16—20.

3. Богословский В. Н., Малявина Е. Г., Гилюс А. Ю. Электротеплоаккумуляционная система отопления сельского дома. — Водоснабжение и санитарная техника. 1985. — № 8. — С. 19—20.

4. Табунщиков Ю. А., Гилюс А. Ю., Богословский В. Н., Малявина Е. Г. Рекомендации по теплотехническому расчету электроаккумуляционной системы отопления. НИИ строительной физики Госстроя СССР, Литовский НИИ строительства и архитектуры Госстроя Литовской ССР и МИСИ им. В. В. Куйбышева. — Каунас, 1986. — 28 с.

## ПРОГНОЗ ДИНАМІКИ НАПОРІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАЙПРОСТІШОЇ ЦИРКУЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

Для вибору оптимальних параметрів циркуляційних систем необхідний прогноз динаміки напорів у нагнітальних і експлуатаційних свердловинах. З цією метою розглянемо динаміку напору в однорідному пласті і в свердловинах  $S$ , який відраховується від початкового (природного) п'єзометричного рівня води в пласті, для простішої циркуляційної системи, яка складається із однієї нагнітальної (з дебітом  $q_H$ ) і однієї експлуатаційної (розвантажувальної) з дебітом  $q_p$  свердловин. Причому при підвищенні напору в пласті  $S > 0$ , а при його зниженні —  $S < 0$ . Зауважимо, що ми дослідження будемо вести для головної лінії течії (пряма, що з'єднує свердловини). В цьому випадку для системи із двох різнойменних свердловин, розміщених на відстані  $b$  одна від одної (нагнітальна свердловина розміщених в початку координат, а розвантажувальна в точці  $x = b$ ), напір  $S$  в будь-якій точці головної лінії течії виражається рівністю [1]

$$S = -\frac{q_H}{4\pi km} \left[ Ei \left( -\frac{x^2}{4at} \right) + \alpha Ei \left( -\frac{(b-x)^2}{-4at} \right) \right], \quad \alpha = \frac{q_p}{q_H}, \quad (1)$$

де  $km$  — водопровідність пласта ( $k$  — коефіцієнт фільтрації;  $m$  — висота пласта);  $a$  — коефіцієнт п'єзопровідності;  $t$  — час від початку експлуатації системи.

У виразі (1)  $Ei(-u)$  — інтегральна показникова функція, значення якої беруться в залежності від аргументу  $u = x^2 / 4at$  за спеціальними таблицями [2] або за графіком (рис. 1). Цю функцію можна представити у вигляді збіжного ряду:

$$Ei(u) = c + \ln(-u) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{u^k}{k/k} \quad (u < 0), \quad (2)$$

де  $c \approx 0,577216$  — постійна Ейлера – Маскероні.

При малих значеннях  $u$  ( $u \leq 0,09$ ) у виразі (2) можна знехтувати всіма членами ряду, починаючи з третього, як величинами, малими порівняно з двома першими членами ряду. Тоді вираз (2) можна наближено змінити так:

$$Ei(u) \approx C + \ln u.$$

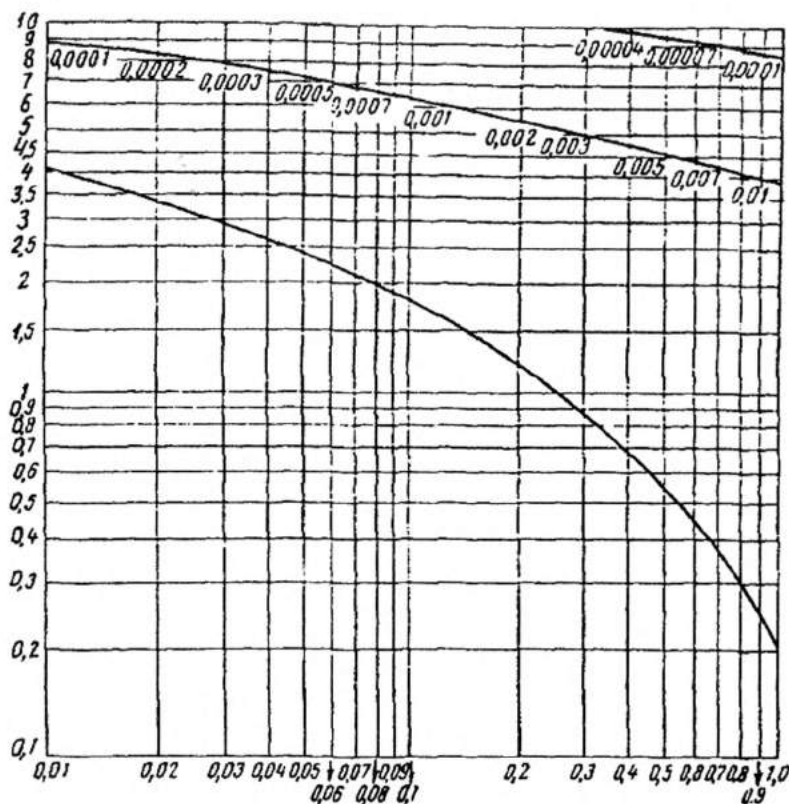


Рис. 1. Значення функції  $-Ei(-u)$

Якщо цей вираз перетворити з врахуванням того, що  $u = -x^2 / 4at$ , а  $\exp(C) \approx 1,78107$ , одержимо

$$Ei\left(-\frac{x^2}{4at}\right) = -\ln \frac{2,246at}{x^2}.$$

Отже, при  $x^2/4at \leq 0,09$  або при  $t \geq t_3 = 2,78x^2/a^2$  ( $t_3$  — період стабілізації течії) інтегральні експоненти з точністю менше 5% можуть бути замінені логарифмами і тоді

$$S = \frac{q_H}{2\pi km} \left[ \ln \left| \frac{b-x}{x} \right| + (1-\alpha) \ln \left| \frac{1,5\sqrt{at}}{b-x} \right| \right]. \quad (3)$$

Очевидно, що при  $t > t_3$  напір  $S$  у випадку  $\alpha < 1$  з часом скрізь вздовж головної лінії течії зростає, а при  $\alpha > 1$  — спадає. Це впливає з виразу (3).

Напір в нагнітальній свердловині  $S_H$  визначається з рівностей (1) і (2), якщо в них прийняті  $S = S_H$  і  $x = r_0$ , де  $r_0$  — радіус свердловини;

при цьому у виразі  $b-x = b-r_0$  розміром радіуса свердловини  $r_0$  в порівнянні з відстанню між свердловинами  $b$  можна знехтувати, бо  $b \gg r_0$ . Тоді одержимо

$$S_H = \frac{q_H}{4\pi km} \left[ -Ei \left( -\frac{r_0^2}{4at} \right) + Ei \left( -\frac{b^2}{4at} \right) \right] \approx \frac{q_H}{2\pi km} \left[ \ln \frac{b}{r_0} + (1-\alpha) \ln \frac{1,5\sqrt{at}}{b} \right]. \quad (4)$$

Напір в експлуатаційній свердловині  $S_p$  визначається з рівностей (1) і (2), якщо в них покласти  $S = -S_p$  і  $x = b-r_0$ , причому у виразі  $x = b-r_0$ , як і раніше, величиною  $r_0$  порівняно з відстанню між свердловинами  $b$  можна знехтувати; тоді одержимо:

$$S_p = \frac{q_H}{4\pi km} \left[ Ei \left( -\frac{b^2}{4at} \right) - \alpha Ei \left( -\frac{r_0^2}{4at} \right) \right] \approx \frac{q_H}{2\pi km} \left[ \ln \frac{b}{r_0} - (1-\alpha) \ln \frac{1,5\sqrt{at}}{b} \right]. \quad (5)$$

З рівності (1) видно, що величина напору  $S$  при певному значенні часу  $t$  експлуатації системи може мати екстремум. Тому дослідимо

функцію  $S$ . Диференціюючи вираз (1) по  $t$  і прирівнюючи похідну до нуля, знайдемо:

$$\frac{\partial S}{\partial t} = \frac{q_H}{4\pi km} \left[ \frac{\exp(-x^2/4at)}{t} - \alpha \frac{\exp(-(b-x)^2/4at)}{t} \right] = 0$$

звідки при  $t \neq 0$

$$\exp(-x^2/4at) - \alpha \exp[-(b-x)^2/4at] = 0$$

або  $\exp\left\{\left[(b-x)^2 - x^2\right]/4at\right\} = \alpha$  і  $\frac{(b-x)^2 - x^2}{4at} = \ln\alpha$ ,

отже, 
$$\frac{x}{b} = \frac{1}{2} - \frac{2at}{b^2} \ln\alpha.$$

Одержаний вираз можна записати так:

$$t = \frac{\left(\frac{1}{2} - \frac{x}{b}\right) b^2}{2 \ln\alpha}. \quad (6)$$

Із останнього співвідношення видно, що при  $\alpha < 1$  ( $q_p < q_H$ ) екстремальне значення напору  $S$  має місце при  $x/b > 0,5$ , бо при  $x/b < 0,5$  і  $\ln\alpha < 0$  за формулою (6)  $t < 0$  і, отже, при  $t > 0$  екстремуму напору  $S$  не існує.

У випадку  $\alpha < 1$  напір  $S$  при значенні  $t$ , обчисленому за формулою (6), має мінімум.

Для експлуатаційної свердловини час  $t_m$ , який відповідає цьому мінімуму знайдемо з виразу (6) при  $x = b - r_0 \approx b$  і буде при  $\alpha < 1$ :

$$t_m = \frac{b^2}{4a(-\ln\alpha)}. \quad (7)$$

Підставляючи в формулу (7) замість  $t_m$  час стабілізації  $t_s = 2,78 \frac{b^2}{a}$ , одержимо  $\alpha = 0,915$ , причому при  $\alpha < 0,915$   $t_m < t_s$ , а при  $\alpha > 0,915$   $t_m > t_s$ .

Мінімальний напір (найбільше падінні рівня) в експлуатаційній свердловині визначається із формули (5) при значенні  $t_m$ , обчисленому за формулою (6), а саме:

$$S_{min} = S_p(t_m) = \frac{q_H}{4\pi km} \left[ Ei \left( \ln \alpha - \alpha Ei \left( \frac{r_0^2}{b^2} \ln \alpha \right) \right) \right]. \quad (8)$$

З виразу (6) також випливає, що у випадку  $a > 1$  ( $q_p > q_H$ ), екстремальне значення напору  $S$  буде мати місце при  $x/b < 0,5$ , бо при  $x/b > 0,5$  і  $\ln \alpha > 0$  за формулою кола (6)  $t < 0$  і, отже, при  $t > 0$  екстремум напору  $S$  відсутній.

У випадку  $\alpha > 0$  напір  $S$  при значенні  $t$ , обчисленому за формулою (6), має максимум.

У нагнітальній свердловині час  $t$ , який відповідає цьому максимуму, визначається за формулою (6) при  $x = r_0 \approx 0$  і буде при  $\alpha > 1$ :

$$t_m = \frac{b^2}{4a \ln \alpha}, \quad (7,a)$$

що відрізняється від формули (7) тільки знаком.

При  $\alpha = 2,47$  час  $t_m = t_s$ ; звідси випливає, що час  $t_m$ , обчислений за формулою (7,a), при якому в нагнітальній свердловині досягається максимум напору  $S$ , при  $\alpha < 2,47$  буде більшим за час стабілізації  $t_s$ , а при  $\alpha > 2,47$   $t_m < t_s$ .

Максимальний напір (найбільше зростання рівня) в нагнітальній свердловині знайдемо з виразу (4) при значенні  $t_m$ , обчисленому за формулою (7,a), і буде:

$$S_{max} = S_H(t_m) = \frac{q_H}{4\pi km} \left[ -Ei \left( -\frac{r_0^2}{b^2} \ln \alpha \right) + \alpha Ei(-\ln \alpha) \right]. \quad (9)$$

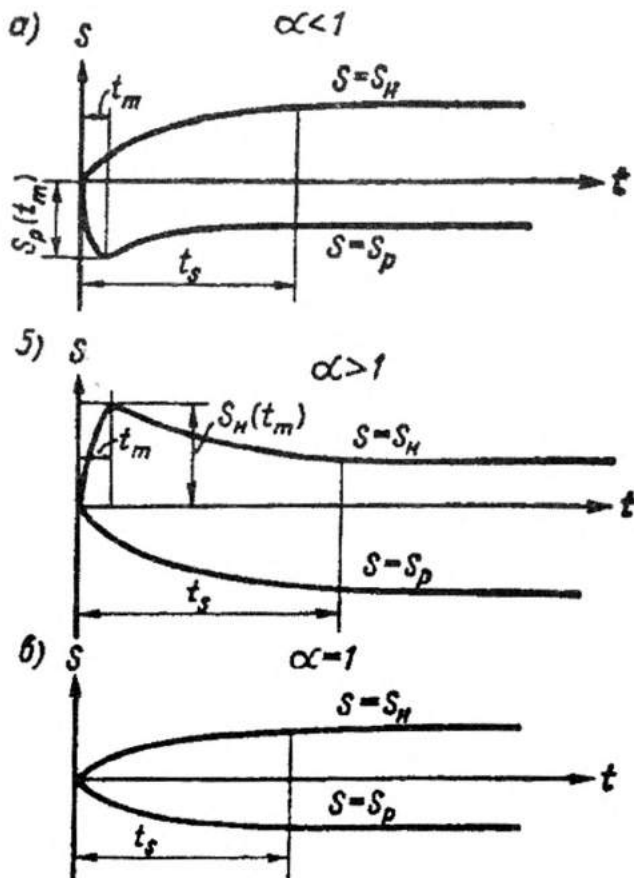


Рис. 2. Динаміка напорів у свердловинах

Отже, при  $\alpha < 1$  напір  $S$  в момент часу  $t_m$  має мінімум скрізь вздовж головної лінії течії, де  $x/b > 0,5$  і, зокрема, в експлуатаційній свердловині.

При  $\alpha > 1$  напір  $S$  в момент часу  $t_m$  має максимум скрізь, де  $x/b < 0,5$  і, зокрема, в нагнітальній свердловині.



При  $\alpha=1$  напір  $S$  не має ні максимуму, ні мінімуму (рис. 2). Зауважимо, що екстремальні значення напорів в свердловинах не залежать від п'єзопровідності пласта  $a$ , і слабо залежать від відношення  $b/r_0$ . Час появи екстремальних значень напорів  $t_m$  обернено пропорційній п'єзопровідності пласта  $a$  і прямо пропорційний квадрату відстані між свердловинами  $b$ . Крім того, час  $t_m$  суттєво залежить також від дебіту відбору  $q_p$  (або  $\alpha$ ). Так при значенні  $b/r_0 = 10^4$  збільшення  $\alpha$  від 0,1 до 0,9 призводить до зростання мінімального напору в експлуатаційній свердловині на порядок, а часу  $t_m$  в 20 раз. При тому ж значенні  $b/r_0$  збільшення  $\alpha$  від 1,5 до 5 призводить до зростання максимального напору в нагнітальній свердловині всього лише на 5—6% і зростанню часу  $t_m$  в чотири рази.

### Використана література

1. Кононенко Г. Н., Вознюк Л. Ф. Приближенные методы исследования тепло и массопереноса в системах извлечения тепла Земли. — К.: Наукова думка, 1975. — 139 с.
2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. — М.: Наука, 1968. — 720 с.

УДК 621.311.2:621.039

*А. А. Худенко, докт. техн. наук, проф.,*

*О. Ю. Свічар, канд. техн. наук, доц.,*

*М. Ф. Онищенко, інж.*

Київський національний університет  
будівництва і архітектури

## **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ АЕС УКРАЇНИ В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

В даний час енергетика України працює з ряду причин в екстремальних умовах, серед яких низький рівень економічних і екологічних параметрів встановленого устаткування, недостатність електричних маневрених потужностей і резерву, гострий дефіцит органічного палива. Проблеми енергозабезпечення тісно пов'язані з національною безпекою країни через залежність від сусідніх країн по енергоресурсах. В останні роки до 40—42% електроенергії вироблено на атомних електростанціях (АЕС), а з введенням на Ровенській і Хмельницькій АЕС двох блоків перевищить 45%, однак власними первинними енергоресурсами Україна забезпечена на 42—45%, у тому числі вугіллям — на 80%, нафтою і газом — від 13 до 20%. Теплопостачання України суттєво впливає на формування паливно-енергетичного комплексу (ПЕК) країни, тому що воно пов'язано з використанням до 40% палива, переважно імпортованого газомазутного, і значною мірою визначає екологічну обстановку міських поселень.

Екологічну небезпеку представляє і так називаний парниковий ефект, що полягає внаслідок значних викидів вуглекислого газу при спалюванні органічного палива, особливо в численних джерелах теплопостачання. При сучасному паливному балансі витрата кисню на спалювання палива приблизно в 5 разів перевершує його споживання населенням. Проблема викидів вуглекислого газу стала особливо важливою для України після приєднання до Кіотського протоколу про скорочення викидів парникових газів.

Розвиток енергетики України здійснюється згідно з прийнятою Верховною Радою України в 1996 році Національною енергетичною програмою України до 2010 року. За розпорядженням Президента України розпочата розробка із закінченням у 2002 році проекту Концепції енергетичної політики України до 2030 року, у якій, буде передбачена стабілізація розвитку атомної енергетики з наступним використанням реакторних установок нового покоління. Одним із шляхів зниження кризи в енергетиці України є використання діючих АЕС, для централізованого теплопостачання. У країнах з розвинутою атомною енергетикою практично на всіх діючих і споруджуваних АЕС передбачений відбір пари з турбін для теплопостачання переважно своїх житлових селищ. Досвід багаторічної експлуатації (від 15 до 35 років) таких систем теплопостачання з тепловими навантаженнями в основному до 300 Мвт показав надійність і безпеку їхньої роботи і технічну можливість створення великих систем централізованого теплопостачання (СЦТ) на базі АЕС. Розроблено в багатьох країнах, включаючи Україну, багато проектів СЦТ від АЕС, у тому числі реалізованих чи початих будівництвом.

Розглянемо результати оцінки ефективності і можливості використання існуючих АЕС України для централізованого теплопостачання, з урахуванням наступних вихідних даних.

- На діючих 4-х АЕС встановлено 15 блоків загальною електричною потужністю 13,88 млн кВт (з урахуванням початих будівництвом двох нових блоків на Хмельницькій і Рівненській АЕС).

- Транспорт теплоти від АЕС до споживачів (опалення) здійснюється в гарячій воді. Технічно можлива подача гарячої води на будь-які відстані (за аналогією з нафто- і газопроводами), а економічно ефективно в умовах України теплопостачання від АЕС у радіусі до 150 км. В ВАТ “Укренергопром” є досвід проектування СЦТ від Нововоронізької і Кольської АЕС у радіусі до 80 км.

- Для далекого теплопостачання від АЕС обрані міста з населенням більше 100 тис чоловік при концентрованому тепловому навантаженні і з охопленням менших населених пунктів по трасі теплових мереж.

- Теплові навантаження міст визначалися на розрахункові періоди 2010 і 2030 років по генеральних планах, схемах і техніко-економічних доповідях теплопостачання з урахуванням узгодження місцевими органами влади.

- Капітальні вкладення в СЦТ на базі АЕС враховують вартість: транзитних мереж від АЕС до піково-резервних котелень (ПРК) і всіх

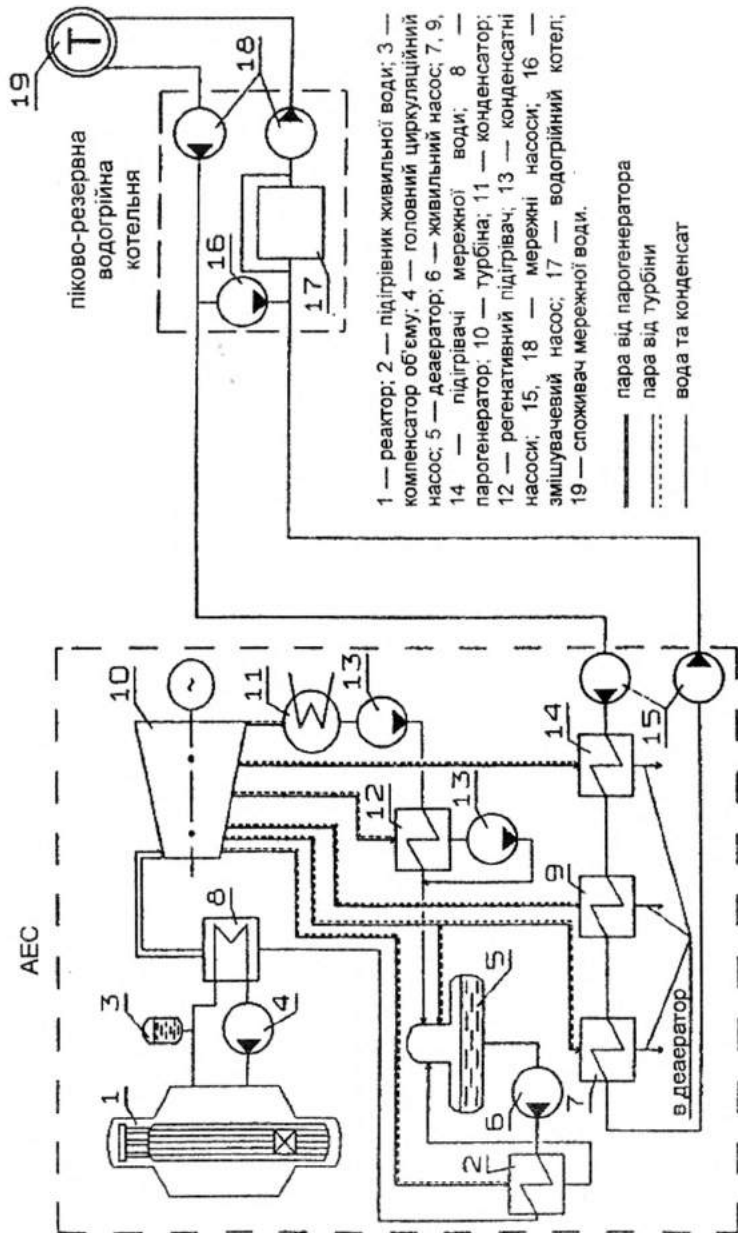
допоміжних об'єктів, реконструкції теплофікаційних установок і модернізації турбін на АЕС, переобладнання ПРК для роботи в піково-резервному режимі, за винятком витрат, що потрібні були б на збільшення потужностей існуючих джерел теплоти на органічному паливі (ОДТ) у містах при відмовленні від атомного теплопостачання.

- Практично у всіх містах, при теплофікації від АЕС, внутріміські теплові мережі — двотрубні закриті з температурним графіком 150—70 °С (температура прямої і зворотної мережної води). Існуючі на АЕС турбіни забезпечують цей температурний графік і в транзитних мережах із граничним нагріванням води до 160 °С, що вимагає прокладки великих діаметрів і кількості труб у протяжних мережах. У транзитних мережах при якісному регулюванні відпустки теплоти і наявності в ПРК змішувальних насосів (рисунок), застосовується “умовний” температурний графік з розрахунковою підвищеною температурою прямої мережної води (до 400 °С и більш) і відповідним значним зменшенням діаметрів і кількості труб.

Досліджено декілька програм створення СЦТ на базі АЕС. Та що **рекомендується** — технічно і практично найбільш реальна, у тому числі з урахуванням стану устаткування на АЕС і можливостей його використання.

На рисунку представлена принципова схема СЦТ на базі АЕС. Після створення атомних СЦТ шляхом прокладки транзитних теплових мереж від АЕС до діючих СЦТ, демонтуються ОДТ крім деяких піково-резервних котелень (ПРК).

За основний розрахунковий період прийнятий 2010 рік, що достатній по термінах будівництва СЦТ, реальний по основному обладнанню АЕС і перспективним тепловим навантаженням міст. Дослідження до 2030 р. суцільно оціночні. Вони дають загальне уявлення про ефективність розвитку теплопостачання від існуючих АЕС. У таблиці показано зниження витрати органічного палива і шкідливих викидів в атмосферу при теплопостачанні від АЕС замість ОДТ. Розрахунки підтвердили високу економічну ефективність створення СЦТ від АЕС. Наприклад, капітальні вкладення у транзитні теплові мережі, що складають 80—90% від загальних витрат на СЦТ від АЕС, окуповуються за 1,5—3 роки тільки за рахунок заміщення органічного палива ядерним і підвищення ефективності використання ядерного палива на АЕС при комбінованому виробленні електричної і теплової енергії (зниження собівартості електроенергії на 10—15%).



1 — реактор; 2 — пiдгрiвник живильної води; 3 — компенсатор об'єму; 4 — головний циркуляційний насос; 5 — деаератор; 6 — живильний насос; 7, 9, 14 — пiдгрiвачі мережної води; 8 — парогенератор; 10 — турбіна; 11 — конденсатні насоси; 12 — регенативний пiдгрiвач; 13 — конденсатні змішувачевий насос; 15, 18 — мережні насоси; 16 — змішувачевий насос; 17 — водогрiйний котел; 19 — споживач мережної води.

— пара від парогенератора  
 — пара від турбіни  
 ..... вода та конденсат

Рисунок. Технологічна схема СЦТ від АЕС

	Показники за роки															
	2010							2030								
	річне зниження по видах							річне зниження по видах								
Найменування СЦТ від АЕС	витрати палива				шкідливих викидів в атмосферу, т				витрати палива				шкідливих викидів в атмосферу, т			
	газу, млн м <sup>3</sup>	мазуту, тис т	вугілля, тис т	тверді частки	окису сірки	окису вугле- цю	окису азоту	газу, млн м <sup>3</sup>	мазуту, тис т	вугілля, тис т	тверді частки	окису сірки	окису вугле- цю	окису азоту		
Запорізька	1470	210	230	16480	17230	2870	920	1890	250	290	19930	20720	3630	1320		
Хмельницька	440	90	10	520	3580	80	320	510	90	10	570	4260	90	380		
Рівненська	310	40	10	940	2110	160	190	390	40	10	990	2300	180	230		
Південно- Українська	440	50	20	1830	3170	320	280	530	60	30	2110	3660	360	270		
Разом в Україні	2660	390	270	19770	26090	3430	1710	3320	440	340	23600	30940	4260	2200		

Проведений аналіз дозволяє зробити наступні узагальнення:

- системами СЦТ від АЕС можливо і реально забезпечення до 2010 року теплових навантажень до 11 тис МВт, а до 2030 року — більше 13 тис МВт.

- у ПЕК України можливе зменшення витрати органічного палива вже до 2010 року до 4 млн т/рік, а до 2030 року — до 5 млн т/рік в умовному обчисленні, у тому числі більше 95% імпортованого газомазутного палива;

- у теплових районах міст, підключених до СЦТ від АЕС, різко знижуються річні викиди шкідливих речовин в атмосферу (на 96—99%), тому що в експлуатації залишаються тільки газові ПРК;

- міста, охоплені СЦТ від АЕС, розташовані на відстані 3—110 км, у тому числі більшість (10 з 13) — у межах 3—40 км;

- по економічній ефективності і всіх натуральних показниках найбільш ефективна теплофікація від ЗАЕС, для реалізації якої будуть потрібні відповідно найбільші капіталовкладення;

- найбільш простою по реалізації і по необхідних капіталовкладеннях з реальною можливістю створення ще до 2010 року є СЦТ на базі ХАЭС. Близькою по ефективності є СЦТ на базі РАЕС.

Керівництво ЗАЕС і АЕС підтримують першочергове використання своїх АЕС для теплофікації з метою підвищення ККД циклу і регульовальної можливості АЕС. Пропонується уточнити енергетичну програму України за рахунок створення СЦТ на базі АЕС. ПО “ЗАЕС” має у своєму розпорядженні власну будівельно-монтажну й експлуатаційну структури і вважає їх здатними забезпечити створення й експлуатацію СЦТ населених місць у зоні охоплення від АЕС. Керівництво РАЕС вважає за можливе порушити питання про першочергове створення СЦТ м. Сарни і побіжних споживачів теплоти від РАЕС.

Маються спеціальні розробки ряду організацій, у тому числі ВАТ “Турбоатом”, у яких показана можливість збільшення участі АЕС у добовому регулюванні електричного навантаження протягом року при організації теплопостачання на їхній базі. За рахунок цього відбувається зниження електричної потужності турбін до 8% сумарної потужності АЕС України. Використання акумулюючої здатності великих транзитних мереж і застосування при необхідності баків-акумуляторів теплоти дозволить використовувати ці потужності в регульовальному режимі роботи при постійному базовому завантаженні реакторних установок. При цьому збільшується ефективність роботи АЕС не тільки за рахунок теплопостачання, але і завдяки використанню електроенергії в нічний час для зарядки

теплових акумуляторів (мереж і баків). У транзитних мережах застосовуються труби, виготовлені за новою технологією з гарантованим терміном служби 30 років. Серед установлених на АЕС блоків 80% змонтовані в 1985—1996 роках, а два блоки ще знаходяться в будівництві. У світі більш 40 років працюють багато реакторів типу ВВЕР. Колективи Нововороніжської АЕС і теплотехнічного інституту (ВТІ — м. Москва) визначили можливість використання реакторів, що відроби́ли свій ресурс, ВВЕР-440 як котельних установок для одержання гарячої води на опалення при зниженні тиску в корпусах до 1,2 МПа і продовженні терміну служби. У більш складному становищі фізично і морально застарілі ОДТ України, особливо споруджені ще в 40—50-х роках минулого сторіччя, а розвиток тепlopостачання до 2030 року зажадає їхнього безумовного відновлення і розширення. Атомна енергетика при самій помірній програмі буде розвиватися до 2030 року насамперед на базі існуючих АЕС. У світлі викладеної програми використання існуючих АЕС для теплофікації є реальною на період до 2030 року.

## Висновки

1. Енергетика України працює в екстремальних умовах. Одна з причин — дефіцит органічного палива, особливо газомазутного, що є основним видом палива для тепlopостачання. Численні джерела теплоти в містах забруднюють навколишнє середовище великою кількістю шкідливих викидів, у тому числі парниковими газами.

2. Накопичений у світі багаторічний (до 35 років) досвід створення й експлуатації атомних СЦТ із навантаженнями до 300 МВт і розробки частково реалізованих проєктів великих СЦТ із навантаженнями до 6000 МВт показали ефективність масштабного витиснення органічного палива при кардинальному поліпшенні екологічної обстановки.

3. В Україні є потреба і є база для створення атомних СЦТ, досвідчені і висококваліфіковані колективи діючих АЕС, підприємства по виготовленню труб і устаткування для транзитних мереж і СЦТ, а також модернізації турбін, наукові і проєктно-конструкторські організації для створення систем атомного тепlopостачання.

4. Технічно і практично реальним є створення СЦТ на базі існуючих АЕС для тепlopостачання 13-ти міст із тепловим навантаженням від 11000 МВт до 2010 року до 13000 МВт до 2030 року, з витисненням з ПЕК України 4—5 млн т у.п./рік і зниженням шкідливих викидів на 96—99%.



5. Крім економічного й екологічного ефекту, створення атомних СЦГ буде мати велике соціальне значення, дає змогу виключити залежність від кон'юнктури надходження і вартості імпортованого газомазутного палива, знизити собівартість електроенергії на АЕС (на 10—15%), збільшити тривалість роботи реакторів, підвищити регулювальні можливості АЕС.

6. Найбільш простим по реалізації, потрібним капіталовкладенням і можливості створення ще до 2010 року є СЦГ на базі Хмельницької АЕС.

7. Економічні і соціально-екологічні переваги атомної теплофікації від існуючих АЕС дадуть змогу залучити до фінансування будівництва кошти, приватних і закордонних інвесторів. Варто врахувати, що сьогоднішні проблеми в енергетиці, включаючи складнощі з оплатою за споживання електро- і теплоенергії, — явища тимчасові, а потреба в енергії — постійна.

### **Використана література**

1. Перспективы развития ГАЭС Украины / В. А. Осадчук, Ю. А. Ландау, С. И. Поташник и другие // Энергетика и электрификация, 2001. — № 1. — С. 2—10.

2. Ю. Г. Куцан, В. Д. Білодір. Щодо проекту концепції енергетичної програми України на період до 2030 долі // Енергетика й електрифікація, 2001. — № 3. — С. 2—15.

## НЕДОЛІКИ ПРИЛАДНОГО ОБЛІКУ ВИТРАТ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ТА ШЛЯХИ ЇХ УСУНЕННЯ

У зв'язку із зростанням цін на енергоресурси зростає потреба у зменшенні втрат газу в процесі його транспортування і споживання. Аналіз причин втрат природного газу свідчить, що значна їх частина зумовлена недоліками метрологічного забезпечення, зокрема недоліками приладного обліку, і саме неточностями в обчисленнях отриманого і спожитого газу.

Облік витрат газу в Україні забезпечується широким номенклатурним парком в газовимірювальній техніці. Вузли обліку газу переважної частини газотранспортних організацій і енергопотужних організацій споживачів газу оснащені витратомірами змінного перепаду тиску з автоматизованим обчисленням на основі електронних обчислювачів. Менша частина постачальників газу і значна частина споживачів газу оснащені вузлами обліку газу з неавтоматизованим обчисленням результатів вимірювання самопишучими приладами тиску, перепаду тиску і температури газу. На деяких вузлах обліку постачальних організацій вимірювання значень температури газу, а газоспоживаючих температури і тиску проводиться по показуючих приладах з фіксацією результатів в журналі. Вузли обліку незначної частини постачаючих і газоспоживаючих організацій оснащені промисловими лічильниками газу з електронними коректорами на основі яких проводиться автоматизоване обчислення. Вузли обліку значної частини промислових і комунальних господарств оснащені промисловими лічильниками без коректорів на яких розрахунки проводяться не автоматизовано. У 3,3 мільйонів споживачів комунальних організацій і приватних господарств обчислення спожитого газу проводиться на основі побутових лічильників без контролю температури і тиску газу і у 7 мільйонів побутових споживачів розрахунки спожитого газу проводяться за нормами споживання.

В Україні значення об'ємів газу при підрахунках в комерційному обліку  $V_c$  приводиться до нормальних умов у відповідності до вимог ГОСТ 2939-63.

Тиск  $P_c = 760$  мм рт. ст., температура  $t_c = 20$  °C ( $T_c = 293,15$  К)

При неавтоматизованій обробці результатів вимірювання величина об'єму газу за інтервал часу (добу, місяць) за нормальних умов  $V_{\text{сн}}$  обчислюється за формулою:

$$V_{\text{сн}} = \Delta V \times P_{\text{ср}} / P_c \times T_c / T_{\text{ср}} \times 1/k_{\text{ср}}, \quad (1)$$

де  $\Delta V$  — об'єм газу згідно з показами засобу вимірювань в робочих умовах за інтервал часу (добу, місяць);  $P_{\text{ср}}$  — середнє значення абсолютного тиску газу за інтервал часу;  $T_{\text{ср}}$  — середнє значення абсолютної температури газу за інтервал часу;  $K_{\text{ср}}$  — розраховане середнє значення стискуваності газу за інтервал часу

$$P_c = 760 \text{ мм рт. ст.}, T_c = 293,15 \text{ К} (t_c = 20 \text{ }^\circ\text{C}).$$

При автоматизованій обробці результатів вимірювання величина об'єму газу за інтервал часу (добу, місяць) за нормальних умов  $V_{\text{са}}$  обчислюється за формулою:

$$V_{\text{са}} = \sum_{i=1}^m V_i \times P_i / P_c \times T_c / T_i \times 1/k_i, \quad (2)$$

де  $i = 1$  — одиничний період часу  $\Delta t$ , за який виконується опитування засобів вимірювання і усереднення значень результатів вимірювання параметрів, що використовуються в обчисленнях;  $m$  — кількість періодів часу  $\Delta t$  за інтервал часу обчислення об'єму витрати природного газу;  $V_i$  — об'єм газу, визначений засобом вимірювання за період часу  $\Delta t$ ;  $P_i$  — значення абсолютного тиску газу, визначене засобом вимірювання за період часу  $\Delta t$ ;  $k_i$  — розраховане значення стискуваності газу визначене засобом вимірювання за період часу  $\Delta t$ ;

$$P_c = 760 \text{ мм рт. ст.}, T_c = 293,15 \text{ К} (t_c = 20 \text{ }^\circ\text{C}).$$

Формули для неавтоматизованого і автоматизованого підрахунку приведення об'єму газу до нормальних умов неідентичні.

Якщо обидва вирази поділити на кількість періодів часу  $m$ , то формула (1) для неавтоматизованого обліку буде становити добуток середніх арифметичних значень контрольованих величин, а формула (2) для автоматизованого обліку буде становити середнє арифметичне значення добутоків контрольованих величин.

Для двох кінцевих рядів з  $m$  позитивних чисел добуток середніх арифметичних значень пов'язаний з середнім арифметичним добутоків нерівністю Чебишева.

Нерівність Чебишева свідчить, що добуток середніх цих рядів менший або дорівнює середньому арифметичному добутоків, коли обид-

ва ряди зростаючі або спадаючі, і більший або дорівнює, коли один ряд зростає, а другий спадає.

Для демонстрації різниці в обчисленнях за двома формулами розглянемо результати обчислень лише двох рядів контрольованих величин — об'єму і тиску, за два періоди часу, прийнявши значення решти контрольованих величин за константу. Нехай у першому прикладі за два проміжки часу  $m = 2$  об'єм спожитого газу за робочих умов  $V_1$  має значення  $V_1 = 1$ ;  $V_2 = 11$ , і тиск газу  $P_1$  за робочих умов має значення  $P_1 = 1$ ;  $P_2 = 3$ , а в другому прикладі коли значення однієї змінної зростає, а другої зменшується, об'єм спожитого газу за робочих умов  $V_1$  має значення  $V_1 = 1$ ;  $V_2 = 11$ , і тиск газу  $P_1$  за робочих умов має значення  $P_1 = 3$ ;  $P_2 = 1$ .

Тоді, в першому прикладі при обчисленні за алгоритмом неавтоматизованого підрахунку за формулою (1):

$$\Delta V \times P_{\text{cp}} = (V_1 + V_2) \times [(P_1 + P_2) : 2]$$

результат буде:

$$\Delta V \times P_{\text{cp}} = (1 + 11) \times [(1 + 3) : 2] = 12 \times 2 = 24,$$

а при обчисленні за алгоритмом автоматизованого підрахунку за формулою (2):

$$\sum_{i=1}^{m=2} V_i \times P_i = V_1 \times P_1 + V_2 \times P_2 = 1 \times 1 + 11 \times 3 = 34.$$

В другому прикладі при обчисленні за алгоритмом неавтоматизованого підрахунку за формулою (1):

$$\Delta V \times P_{\text{cp}} = (V_1 + V_2) \times [(P_1 + P_2) : 2]$$

результат буде:

$$\Delta V \times P_{\text{cp}} = (1 + 11) \times [(3 + 1) : 2] = 12 \times 2 = 24,$$

а при обчисленні за алгоритмом автоматизованого підрахунку за формулою (2):

$$\sum_{i=1}^{m=2} V_i \times P_i = V_1 \times P_1 + V_2 \times P_2 = 1 \times 3 + 11 \times 1 = 14.$$

Для оцінки величини розбіжності в реальних умовах експлуатації результатів обрахунків одного і того самого об'єму газу розрахованого за різними алгоритмами аналізувались статистичні матеріали з обрахунку витрат газу на вузлах обліку газу:

- лічильником без коректора з неавтоматизованим підрахунком і лічильником з коректором з автоматизованим підрахунком;
- витратомірами змінного перепаду тиску на базі самописців з неавтоматизованим підрахунком і на базі процесорних обчислювачів з автоматизованим підрахунком;
- витратомірами змінного перепаду тиску на базі самописців з неавтоматизованим підрахунком і на базі лічильників з коректором з автоматизованим підрахунком.

За тих самих реальних значень температури, тиску, перепаду тиску й інших параметрів добова різниця в розрахунках, проведених за різними алгоритмами, в першому — досягала 6%, в другому — 14%, в третьому — перевищувала 20%.

Аналіз причин, які визначають величину розбіжності в обрахунках за двома алгоритмами показав, що найбільший вплив на величину розбіжності мають два основні фактори, а саме:

- середньоквадратичне відхилення значень контрольованих параметрів в проміжок часу за який проводиться їх усереднення;
- величина проміжку часу за який проводиться усереднення контрольованих величин.

Перший фактор визначається режимами газоспоживання та газопостачання, другий — швидкістю програми процесорного обчислювача — періодом опитування та обробки інформації і вимогами нормативної документації з метрологічного забезпечення обліку газу.

Час опитування і обробки інформації процесорних обчислювачів, які на цей час поширені в експлуатації, становить від 0,2 сек до 1 хв. Усереднення значень контрольованих параметрів при використанні самописців проводиться на основі інформації за добу. Визначення характеристик складу газу для використання в розрахунках об'єму газу у споживачів може проводитись подекадно, а в деяких коректорах зміна складу газу проводиться лише при калібровках. Визначення температури газу, середнього барометричного тиску, для деяких споживачів газу в промисловості проводиться як середньомісячне для більшості споживачів комунального та побутового секторів пропонується використовувати середньорічне значення барометричного тиску і температури зовнішнього середовища.

Експериментальні дослідження свідчать, що за певних режимів газопостачання результати розрахунків одного і того самого газового потоку з періодом опитування і обробки результатів в 2 сек і в 4 сек мали різницю у обчисленнях в 0,2%.

Крім алгоритму розрахунку на результати визначення об'ємів природного газу впливає достовірність визначення контрольованих параметрів тиску, перепаду тиску, температури, коефіцієнта стискуваності природного газу та ін.

Для розрахунку коефіцієнта стискуваності немає одного єдиного прийнятого методу. У відповідності до вимог ГОСТ 30319.2-96, який має чинність на території України, коефіцієнт стискуваності може розраховуватись чотирма методами розрахунку NX19 мод.; GERG-91 мод.; AGA8-92 DC; ВНИЦСМВ які дають різні результати обчислень. Величина різниці в результатах обчислень залежить від технологічних режимів експлуатації. Програми обчислень розроблені в різних країнах різними авторами можуть включати різні методи розрахунку.

Більшість розробників для підвищення точності обліку витратомірних вузлів впроваджує високоточні засоби вимірювальної техніки манометри, дифманометри, термометри з величинами похибки в межах десятих долей процента. При цьому недостатньо аналізуються умови вимірювання і вплив особливостей вимірювань.

На більшості газорозподільчих станцій витратомірні вузли розташовані на низькій стороні після редукування. Практично існуюча нормативна документація не враховує факту зниження температури газу в результаті ефекту Джоуля-Томсона (дросель ефекту). В результаті дросель ефекту температура газу знижується як після редуктора, так і після діафрагми. Як показують розрахунки і експериментальні дослідження зниження температури газу після редуктора може становити більше 20 °С, а після діафрагми, не 0,1—0,2 К, як наводиться в літературі (1), а одиниці градусів. Реальна температура діафрагми і температура газу буде різнитися, тоді як в розрахунках вона приймається однаковою. Величина різниці буде залежати від розташування гільзи термометра на прямій ділянці витратомірного вузла. Дослідження на окремих витратомірних вузлах показали різницю в значенні температури в різних точках прямої ділянки витратомірного вузла до 8 °С. Відрізняються результати вимірювання температури і в залежності від конструкції гільзи (кишені). При вимірюванні температури шляхом традиційного розташування термометра в гільзі ввареної в трубопровід її значення відрізняються на 1—2 °С від значення температури заміряної термометром розташованим в термоізольованій від трубопроводу гільзі при витратах газу 80 кубічних метрів на годину. Значення температури фіксоване термометром залежить навіть від рівня заповнення оливою кишені (гільзи термометра).

Датчик температури і датчик тиску на вузлах обліку оснащених промисловими турбінними лічильниками при проведенні вимірювань розташовуються в різних за площею поперечного перерізу і геометричних розмірах частинах газопроводу витратомірного вузла. Але як відомо тиск в газопроводі в значній мірі залежить від площі його поперечного перерізу, а температура і тиск між собою взаємозалежні. З цього випливає що температуру і тиск газу необхідно вимірювати в одній точці трубопроводу.

При обчисленні об'ємів газу які обліковуються понад 3,3 мільйонів побутових лічильників взагалі не визначається температура газу і його тиск.

Вимірювання витрати газу методом змінного перепаду тиску у відповідності до вимог нормативної документації застосовується в стаціонарних або повільно змінюваних потоках, проте сама діафрагма створює пульсуючий потік. Про пульсацію може свідчити пульсуючий звук, який чути на потужних витратомірних вузлах. Наявність звуку свідчить, що пульсація тиску газу протікає з звуковою частотою період якої менший за період опитування і обробки інформації. З цього виходить, що манометри і дифманометри усереднюють контрольовані значення. А квадратний корінь середнього значення величин більше середнього коренів значень величин. В результаті вимірювань пульсуючих потоків повинні завищуватись результати обчислень відносно реальних значень витрат.

При проведенні вимірювань витрат газу роторними і турбінними лічильниками, в певних режимах, виникають резонансні явища і стоячі хвилі, які впливають на значення величини похибки вимірювань.

Повірка і визначення всіх характеристик засобів вимірювання у відповідності до вимог існуючої вітчизняної нормативної документації проводиться за температури  $20 \pm 2$  °C в якості контрольованого середовища. При повірці лічильників у виробництві використовується повітря. В реальних умовах експлуатації від мінус 40 до плюс 60 кожен засіб вимірювальної техніки має додаткову похибку, величина якої в більшості випадків невідома. Характеристики повітря і газу відрізняються. Коефіцієнт динамічної в'язкості для повітря і природного газу, який має значний вплив на роботу тахометричних засобів вимірювання, відрізняється майже в два рази і в робочому діапазоні температур може змінюватися на 20% (2). Природно, що значення похибки турбінних лічильників визначене при повірці на повітрі буде відрізнятись від значення похибки на реальному газі.

Крім умов експлуатації значний вплив на значення похибки вузлів обліку газу мають режими газоспоживання. Практично обладнання яке повністю б забезпечило необхідну точність обліку у всіх діапазонах експлуатації не існує.

Витратомірні вузли на основі методу змінного перепаду тиску в більшості мають відношення контрольованих витрат 1:10.

Для роторних і турбінних лічильників, з номінальними витратами від 16 до 1000 м<sup>3</sup>/год згідно з рекомендаціями міжнародної організації з метрологічного законодавства МОЗМ OIML R32 та для турбінних з типорозміром від G25 до G16000 згідно з ДСТУ 3867-99 передбачаються відношення мінімального значення витрат до максимального як 1:10; 1:20; 1:30; 1:50. Вітчизняні стандарти на роторні промислові лічильники відсутні.

Вітчизняні виробники ВАТ Івано-Франківський завод "Промприлад" випускають лічильники класу 1,0 з динамічним діапазоном вимірювань 1:20; 1:30. Є розробки лічильників з діапазоном 1:50; 1:100.

Науково виробнича фірма "Темп" м. Івано-Франківськ налагодила виробництво роторних лічильників G65; G100; G160 з діапазоном вимірювань 1:30; 1:50; 1:100.

У відповідності до вимог ДСТУ 3336-96 "Лічильники газу побутові. Загальні технічні вимоги." Співвідношення мінімальної витрати до максимально витрати для лічильників типорозмірів G 1,6; G 2,5; G 4; G 6; G 10 повинно становити відповідно 1:156; 1:160; 1:150; 1:166; 1:160, допускається виконання роторних і турбінних лічильників цих типорозмірів співвідношенням 1:20; 1:30; 1:50; 1:100.

Вітчизняна промисловість освоїла виробництво побутових роторних лічильників з співвідношенням 1:30; і 1:50 і турбінних 1:30.

Переважає більшість побутових лічильників мембранного типу мають діапазон вимірювань 1:150, але і такий великий діапазон не може з задовільною точністю забезпечити облік споживання газу газоспоживаючим побутовим обладнанням.

Наприклад, у відповідності до вимог п. 2. 1. "ДСТУ 2205-93 Апарати опалювальні побутові з водяним контуром" при номінальній потужності 70 кВт мають номінальну теплову потужність запального пальника становить не більше 250 Вт. У цьому випадку, якщо врахувати, що у відповідності до вимог п. 3. 9. тепла потужність може мати відхилення до  $\pm 5\%$  від номінального значення, діапазон вимірювання (співвідношення мінімального газоспоживання до максимального) буде становити 1:310.



Якщо у споживача, крім розглянутого газоспоживаючого обладнання, будуть працювати кілька одиниць іншого газоспоживаючого обладнання тоді співвідношення мінімального газоспоживання до максимального буде ще більшим і практично одним лічильником не можна забезпечити виконання закону про єдність вимірювання у всьому діапазоні витрат.

У більшості споживачів газу є потреба в більш широкому діапазоні вимірювань витрат ніж може забезпечити окремо взятий лічильник.

Існуючі лічильники, крім основної похибки, в результаті дії температури зовнішнього середовища експлуатації, тиску і складу газу, а також через забруднення і знос деталей, мають додаткову похибку, яка практично не враховується.

У результаті забруднення зростає падіння тиску на лічильниках і величина похибки. Щоб усунути цей недолік проводиться періодична заміна мастила і промивка лічильників. Застосування фільтрів високої очистки для зменшення забрудненості не завжди можливе у зв'язку з тим, що значна частина лічильників експлуатується на понижених тисках газу в газовій мережі, а фільтри високої очистки зумовлюють значне падіння тиску газу.

Кожний типорозмір лічильника має свій діапазон вимірювань, свою оптимальну частоту обертів, в яких має мінімальну похибку. Перехід до роботи в іншому діапазоні призводить до збільшення похибки.

Розширення діапазону вимірювань за рахунок підвищення його чутливості шляхом застосування закритих підшипників виключає можливість періодичної промивки, а розширення діапазону вимірювань шляхом зменшення зазорів по яких протікає неконтрольований газ збільшує чутливість лічильника до чистоти газу, що вимагає застосування високоякісних фільтрів.

Якщо в газорозподільчій мережі Франції тиск газу становить 4 бари застосування фільтрів не викликає проблем, то у вітчизняних мережах з низьким тиском додаткове падіння тиску на фільтрах викликає проблеми експлуатації газового обладнання.

Наведені приклади свідчать про той факт що застосування високоточних компонентів вузла обліку не забезпечує задовільної точності вузла обліку в комплексі.

Це можна пояснити тим, що ідеологія створення вузла обліку залишилась на ідеології техніки рівня кінця XIX — початку XX ст.

Корекція похибки лічильника проводиться тим самим шляхом яким вона проводилася і в XIX ст., а саме підбором передаточних шес-

терень в обліковому механізмі. Цим способом похибка може бути зведена до нуля лише при лінійній залежності значення похибки від значення витрати.

У зв'язку з тим що залежність значення похибки лічильника від значення витрат носить нелінійний характер, цим способом корекції можна досягнути нульового значення похибки лише в окремих точках, як правило, в 2-х.

Досягнення більшого числа точок з нульовою похибкою і меншого середнього значення похибки в діапазоні витрат може бути отримано за рахунок покусочної лінійзації цієї залежності на основі електронних коректорів корекції їх похибки.

У вітчизняній газовимірювальній промисловості коректори правки похибки майже не використовуються.

Коректори занесені до Державного реєстру засобів вимірювальної техніки виконують лише приведення обчислених об'ємів газу до нормальних умов. Причому більшість з них розроблені на ідеології вісьми—десяти років, на електронній базі кінця 80-х і початку 90-х років, і мають відповідно рівень, і ціну того часу. Ціна коректорів від 7000 до 13000 гривень. Мікроелектронна база сучасних комплектуючих, які мають той же рівень можливостей, як у тих що знаходяться в користуванні, коштує на порядок дешевше.

Вітчизняні виробники коректорів тримають таку ж ціну, як і коректори іноземного виробництва проте при таких надприбутках зарубіжні постачальники за допомогою комісійних зацікавлюють споживачів купувати їх продукцію і вітчизняний виробник втрачає ринок.

## **Висновки і пропозиції**

Наведені приклади впливу алгоритму підрахунків, впливу особливостей вимірювання значень контрольованих параметрів свідчать, що покращання характеристик засобів вимірювання температури тиску перепаду тиску та інших параметрів і характеристик не можуть забезпечити необхідну точність вимірювання вузла обліку в цілому.

Рівень метрологічних характеристик існуючого приладного обліку не задовольняє рівня потреб газотранспортного господарства.

Великі втрати зумовлені неавтоматизованим обчисленням об'ємів газу вимагають відмови від цього застарілого методу і переходу до автоматизованого, алгоритм якого більш близький до алгоритму реального споживання газу. Наближення до реальних умов споживання може

бути досягнуто за рахунок зменшення періоду опитування сенсорів і обробки інформації.

Значення величини періоду обробки інформації в 1 секунду може задовольнити існуючі потреби на рівні сучасних вимог до точності.

Забезпечення необхідної точності вимірювань може забезпечити вимірювальне обладнання нового покоління на базі сучасної мікроелектронної процесорної техніки.

Існуючий рівень виробничих потужностей в Україні в стані забезпечити необхідний рівень засобів вимірювальної техніки.

Для підвищення ефективності метрологічного забезпечення необхідне розуміння підприємцями нової генерації того, що витрати на забезпечення достовірності і єдності вимірювань в газотранспортному комплексі — вигідні інвестиції в економіку підприємств і не замінна частина збереження ресурсів.

Для забезпечення необхідної точності витратомірному вузла в усьому діапазоні вимірювань необхідно змінити підхід до умов його створення і атестації.

Вузол обліку повинен створюватись і атестуватись як єдине ціле — в комплексі.

Забезпечити необхідну точність обліку газу можуть вузли обліку калібровані на природному газі в діапазоні витрат реальних режимів газопостачання і умов експлуатації.

Атестацію вузла обліку необхідно проводити комплексно, як єдине ціле, а не на підставі атестації окремих його складових. Цього можна досягнути лише на базі відповідно оснащених потужних метрологічних організацій (центрів вимірювань).

Для зменшення похибки в обліку витрат газу існуючими витратомірними вузлами необхідно створити на базі виробничих потужностей газорозподільчих і газотранспортних організацій, місцевої промисловості і регіональних служб Держстандарту 5—6 потужних регіональних метрологічних центрів, які б взяли на себе атестацію і перевірку вузлів обліку газу в комплексі, а не на підставі атестації окремих складових; не за нормальних умов і номінальних витрат, як це робиться на даний час, а у всьому діапазоні режимів газопостачання і умов експлуатації.

Для усунення розглянутих недоліків зумовлених недосконалістю лічильників необхідно, налагодити на шести-семи підприємствах з високим рівнем технології виробництво лічильників нового покоління, які б за своїми характеристиками переважали зарубіжні аналоги, для цього:

1. Лічильник повинен не комплектуватись коректором, а вироблятися і атестуватись разом з вмонтованим коректором. Це значно зменшить вартість.

2. Вмонтований в лічильник коректор, крім приведення до нормальних умов значення обчисленого об'єму газу, повинен:

- компенсувати існуючу похибку лічильника в кожному конкретному діапазоні витрат і конкретних умовах експлуатації;
- додатково контролювати температуру середовища в якому працює лічильник і проводити поправку на температурну похибку лічильника;
- контролювати перепад тиску на лічильнику і, у випадку коли значення перепаду суттєво впливає на достовірність обліку, сигналізувати про необхідність вжиття заходів по його зменшенню;
- лічильник з вмонтованим коректором необхідно калібрувати в комплексі вузла обліку.

Енергія для підзарядки акумулятора-коректора, за існуючих мікропотужностей сучасної обчислювальної техніки, повинна забезпечуватись кінетичною енергією руху газу.

В окремих моделях лічильників заміна елемента живлення може проводитись в процесі періодичної чергової повірки.

При такій організації виробництва лічильників буде забезпечена конкуренція у їх виробництві, усунутий монополізм цін на газовимірвальне обладнання і забезпечена конкурентна здатність цих лічильників.

Модельні розробки таких лічильників існують в Київському політехнічному інституті. Вартість таких лічильників буде нижча ніж існуюча вартість лічильника з коректором.

## Використана література

1. ГОСТ 8.563.2-97 Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Методика выполнения измерений с помощью сужающих устройств.

2. Б. М. Беляев, В. Г. Патрикеев. "Возможность измерения количества природного газа в стандартных условиях на измерительных комплексах (узлах учета) в Московской области, оснащенных различными первичными преобразователями расхода". Измерительная техника. — М., 2001. — № 7. — С. 57—61.

## ВИЗНАЧЕННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ТУРБО-МАШИН В ТРУБОПРОВІДНИХ МЕРЕЖАХ КОМУНАЛЬНОГО ТА МЕЛІОРАТИВНОГО ГОСПОДАРСТВА

На прикладі насосних станцій систем водопостачання та комунального господарства розглянемо коротко алгоритм та методику розв'язання та вибору систем автоматичного управління електроприводами робочих машин що відносяться до класу турбо-машин, які застосовуються у будівництві тощо.

У першій задачі — функціонального синтезу — як початкові дані відомий масив вузлів, що апроксимують відомий закон зміни вихідної координати системи керування електроприводом машин у будівництві. У цьому разі за динамічну характеристику вихідної координати взято залежність  $x_3 = f(t)$ .

Розрахункові вирази для розглядуваної задачі матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_{3,i} &= x_{3,i} - x_{3,i-1}; \\ x_{2,i} &= 2T_2 \Delta x_{3,i} / (k_4 \Delta t) + 2x_{3,i} - 1/k_4 - x_{2,i-1}; \\ \Delta x_{2,i} &= x_{2,i} - x_{2,i-1}; \\ x_{1,i} &= 2T_1 \Delta x_{2,i} / (k_3 \Delta t) + 2x_{2,i-1} / k_3 - x_{1,i-1}; \\ \Delta x_{1,i} &= x_{1,i} - x_{1,i-1}; \\ u_i &= 2x_{1,i} / (k_1 \Delta t) + 2k_2 x_{3,i-1} - u_{i-1}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

На рис. 1 зображено структурну схему алгоритму синтезу, об'єднану для розв'язання задач функціонального й структурно-параметричного синтезу систем керування електроприводами робочих машин.

Процедура обчислень полягає ось у чому:

1. Вводять для всіх змінних початкові умови, які дорівнюють нулю, числові значення всіх відомих параметрів системи, крок обчислення  $\Delta t$ , ідентифікатори змінних, масив вузлів інтерполяції — 12 точок заданої функціональної залежності  $x_3 = f(t)$  (оператор 1).
2. Оператор 2 обчислює поточний час лічби.

3. Підпрограма інтерполяції (оператор 3) обчислює змінну  $x_3$  в точках, відмінних від вузлів інтерполяції.
4. Оператори 4 та 5 забезпечують відповідно обчислення пристроїв змінних  $\Delta x_{3,i}$  та  $\Delta x_{2,i}$  і абсолютних значень  $x_{3,i}$  та  $x_{2,i}$ .
5. Оператор 6 сприяє обчисленню  $\Delta x_{1,i}$  і вислідної вхідної дії на першу ланку  $\sum x_{1,bi}$  за співвідношенням

$$\sum x_{1,bi} = \frac{\Delta x_{1,i}}{k_1 \Delta t}. \quad (2)$$

6. Логічний оператор 7 перевіряє умову задавання вхідної дії.  
У розглядуваній першій задачі функція  $u(t)$  невідома, отже, робиться перехід до оператора 8.
7. Оператор 8 обчислює функції  $u(t)$ .
8. Оператор 9 забезпечує виведення одержаного результату на пристрій друку.
9. Логічний оператор 10 перевіряє умову закінчення лічби. Якщо ця умова не виконується, то відбувається повернення до оператора 2 для обчислення на наступних кроках за тією самою процедурою. У протилежному разі розв'язання задачі вважається закінченим.

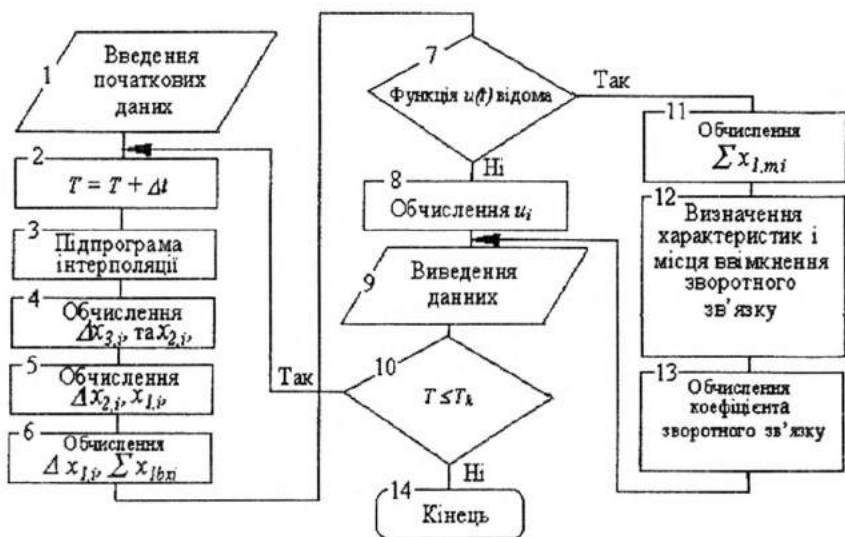


Рис. 1. Структурна схема алгоритму синтезу

У цьому прикладі структура й параметри всіх трьох ланок відомі і виконується синтез дій на вхід першої з них. Відповідно до цього в розглядуваному випадку процедуру обчислень запрограмовано з метою зменшення кількості операцій не за паралельним, а за послідовним принципом, тобто зациклюється вся програма розрахунку. Характеристика функціональної дії на вхід системи  $u(t)$ , одержана внаслідок виконаного синтезу, має вид лінійної залежності  $u = kt$ , де  $k = 10$ , (рис. 2).

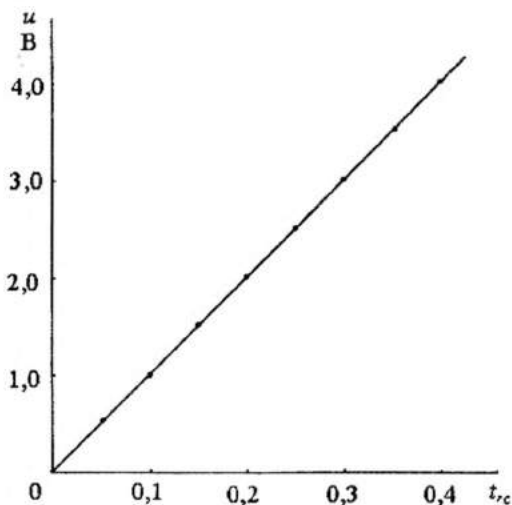


Рис. 2. Характеристика функціональної дії на вхід системи  $u(t)$

У задачі управління структурно-параметричного синтезу системи електроприводом будівництва та інженерних мереж як початковий використовується масив вузлів, що апроксимують заданий закон зміни вихідної координати системи  $x_3 = f(t)$ . Відомі також структура послідовного ланцюжка ланок з вихідними координатами  $x_1, x_2, x_3$  і числові значення їх параметрів. Задано й закон зміни зовнішньої дії на вхід системи  $u = kt$ .

Потрібно визначити додаткову вхідну дію на вхід першої ланки, виконувану зворотними зв'язками, яка реалізує заданий закон зміни вихідної координати  $x_3$ , а за нею знайти кількість, вид місце ввімкнення і параметри зворотних зв'язків.

Для розглядуваної задачі розрахункові рівняння матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_{3,i} &= x_{3,i} - x_{3,i-1}; \\ x_{2,i} &= 2T_2 \Delta x_{3,i} / (k_4 \Delta t) + 2x_{3,i-1} / k_4 - x_{2,i-1}; \\ \Delta x_{2,i} &= x_{2,i} - x_{2,i-1}; \\ x_{1,i} &= 2T_1 \Delta x_{2,i} / (k_3 \Delta t) + 2x_{2,i-1} / k_3 - x_{1,i-1}; \\ \Delta x_{1,i} &= x_{1,i} - x_{1,i-1}; \\ \Sigma x_{1,m,i} &= \Delta x_{1,i} / (k_1 \Delta t) - (u_{i-1} - k \Delta t / 2). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Структурну схему алгоритму синтезу для розв'язання розглядуваної задачі (див. рис. 1).

Процедура обчислень полягає ось у чому.

1. Вводять (оператор 1) початкові дані, описані в попередній задачі. Однак у зв'язку із зміною постановки задачі в початкові дані замість інформації про зворотний зв'язок (коефіцієнт  $k_2$ ) введено інформацію про зовнішню вхідну дію на систему (коефіцієнт  $k$ ).
2. Операції, виконувані операторами 2—6, лишаються такими самими (описані в попередній задачі).
3. Оскільки в розглядуваній задачі функції  $u(t)$  на вході системи відома, то логічний оператор 7 виконує перехід до оператора 11.
4. Оператор 11 обчислює шукані дії зворотних зв'язків рівнянням системи (2).
5. Оператор 12 забезпечує знаходження місця ввімкнення й характеристики зворотного зв'язку. У діалоговому режимі ця операція виконується обчисленням і виведенням на дисплей залежностей  $x_{1,i} = f(\Sigma x_{1,m,i})$ ,  $x_{2,i} = f(\Sigma x_{1,m,i})$ ,  $x_{3,i} = f(\Sigma x_{1,m,i})$ , і аналізом інженером-оператором одержуваних характеристик, з погляду їх реалізованості.

У разі параметричного синтезу систем керування електроприводом машин будівництва та інженерних мереж задають масив вузлів, який апроксимує заданий закон зміни вихідної координати системи  $x_3 = f(t)$ . Відомі структура, числові значення параметрів першої та третьої ланок, а також зовнішня дія на вхід системи  $u = kt$  і коефіцієнт зворотного зв'язку  $h_2$ . Задані параметри системи мають, наприклад, числові значення, наведені попереду.

Необхідно знайти значення параметрів другої ланки  $T_1$  і  $K_3$ , які реалізують за заданих умов закон зміни вихідної координати системи  $x_3 = f(t)$ .



Задачу розв'язують ходом “справа” і “зліва”. Розрахункові рівняння для розглядуваної задачі матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_{3,i} &= x_{3,i} - x_{3,i-1}; \\ x_{2,i} &= 2T_2 \Delta x_{3,i} / (k_4 \Delta t) + 2x_{3,i-1} / k_4 - x_{2,i-1}; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_{2,i} &= x_{2,i} - x_{2,i-1}; \\ \Delta x_{1,i} &= [(u_{i-1} + \Delta u_i / 2) - k_2 x_{3,i-1}] k_1 \Delta t; \\ \Delta x_{1,i} &= x_{1,i} + x_{1,i-1}; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Значення  $T_1$  і  $K_3$  обчислюють так:

$$T_1 = (\Delta t / \Delta x_{2,i}) [x_{1,i-1} + \Delta x_{1,i} / 2] k_3 - x_{2,i-1}; \quad (5)$$

$$k_3 = \frac{\Delta x_{2,i} T_1 / \Delta t + x_{2,i-1}}{x_{1,i-1} + \Delta x_{1,i} / 2}. \quad (6)$$

Структурну схему алгоритму параметричного синтезу зображено на рис. 3.

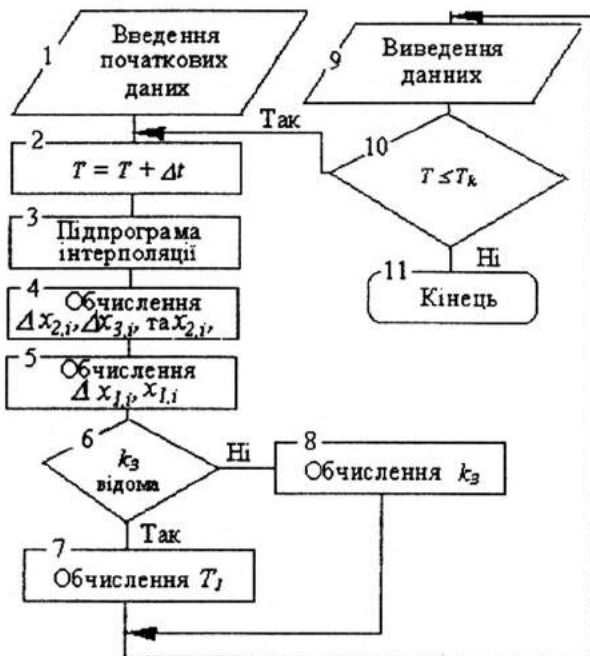


Рис. 3. Структурна схема алгоритму параметричного синтезу

Процедура обчислень полягає ось у чому:

1. Вводять (оператор 1) початкові дані, описані в першій задачі. Однак у зв'язку із зміною постановки задачі не вводять інформації про параметри другої ланки, але додатково вводять значення коефіцієнта  $k$ , який визначає зовнішню вхідну дію на систему.
2. Оператор 2 обчислює поточний час лічби.
3. Підпрограма інтерполяції (оператор 2) обчислює значення координати  $x_3$  у точках, відмінних від вузлів інтерполяції.
4. Оператор 4 забезпечує обчислення  $\Delta x_{3,i}$ ,  $x_{2,i}$ ,  $\Delta x_{2,i}$  (хід "справа") за (3).
5. Оператор 5 обчислює  $\Delta x_{1,i}$  і  $x_{1,i}$  (хід "зліва") за (4).
6. Логічний оператор 6 визначає подальший хід розв'язування задачі. Якщо  $k_3$  — коефіцієнт підсилення другої ланки — відомий, то для обчислення сталої часу ланки  $T_1$  робиться перехід до оператора 7, у противному разі — до оператора 8.
7. Значення  $K_3$  може бути відомим або заданим оператором. Під час розв'язування пошукових варіаційних задач вводиться масив можливих значень коефіцієнта  $K_3$  у бажаному чи можливому діапазоні його зміни і визначається відповідний йому масив значень  $T_1$  (оператор 7). З усіх можливих значень  $k_3$  вибирається найприйнятніше і фізично легкорезалізоване. У діалоговому режимі цю операцію виконує людина-оператор. Значення  $T_1$  обчислюється за (5).
8. Коли значення  $k_3$  — шукане, то задаються значення величини  $T_1$  і виконується варіаційний пошук  $k_3$  (оператор 8) аналогічно описаному. Значення  $k_3$  знаходиться з (6).
9. Оператор (9) забезпечує виведення даних на пристрій друку, а оператор 10 зациклює програму розрахунку чи забезпечує її закінчення.

Під час розрахунку всіх задач синтезу систем керування електроприводами будівельних машин, машин технологічних ліній підприємств будівельної індустрії, машин мережових систем комунального господарства, як і в самих інженерних мережах, з допомогою сучасних засобів обчислювальної техніки одержано результати, що узгоджуються із структурою та параметрами початкової системи, а це дає змогу з високою вірогідністю одержуваних результатів впровадити інверсний метод у практику дослідження автоматизованого управління в зазначених системах.

## Використана література

1. Башарин А. В., Новіков В. А., Соколовський Г. Г. Управление электроприводами. — Л.: Энергоиздат, 1982.
2. Вершин О. Е. Применение микропроцессоров для автоматизації технологічних процесів. — П.: Энергоиздат, 1986.
3. Григоровский Е. П. Отдельные вопросы электрического привода рабочих машин. — К.: УМК ВО, 1978.
4. Григоровський Є. П. Методи і системи керування електричними приводами в будівництві. — К.: УМК ВО, 1991.

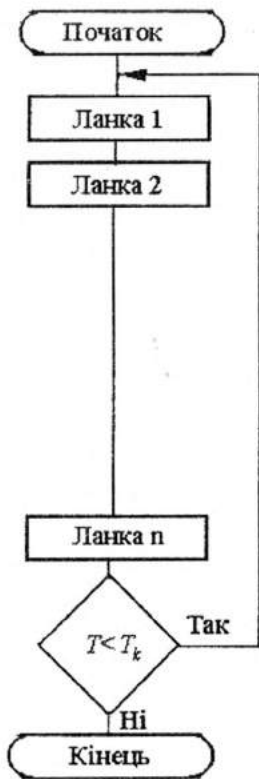
## **МЕТОДИКА ОБЧИСЛЕНЬ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ СИНТЕЗУ НА ЕОМ ПРИ УПРАВЛІННІ ЕЛЕКТРОПРИВОДАМИ РОБОЧИХ МАШИН В БУДІВНИЦТВІ ТА КОМУНАЛЬНОМУ ГОСПОДАРСТВІ**

Організація процедури обчислень під час розв'язування задач синтезу нелінійних систем управління електроприводами насосних агрегатів та меліоративних машин, згідно з розробленим, кафедрою електротехніки та електроприводу КНУБА, алгоритму синтезу на мікро-ЕОМ має в загальному випадку паралельно-послідовний характер (рис. 1, а), тобто для кожної елементарної ланки синтезованої системи розраховують усі характеристики за зацикленою програмою і тільки потім переходять до наступної ланки.

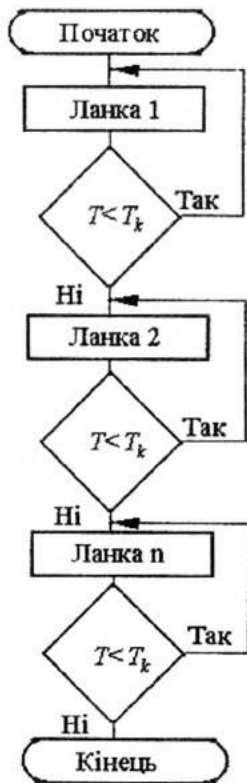
Таким чином, загальна програма, яка реалізує послідовний алгоритм синтезу системи від виходу до входу, складається із замкнених підпрограм обчислень паралельного типу для кожної елементарної ланки. Лише в окремих випадках, коли в синтезованій системі є послідовний ланцюжок ланок з незмінною (відомою) структурою, для цієї частини системи процедуру обчислень можна організувати за алгоритмом послідовного типу, що скорочує кількість операцій і затрати машинного часу на обчислення.

На структурній схемі в загальному вигляді (рис. 2.) зображено організацію процедури обчислень під час синтезу елементарної ланки для задач функціонального й структурного синтезу. Послідовність обчислювальних операцій під час синтезу елементарної ланки така:

1. Вводять початкові дані – оператор 1, який у структурній схемі зображено умовно, оскільки всі початкові дані для проектування заздалегідь введено в блок введених даних 1 загальної програми синтезу системи. Оператор одержує необхідну інформацію від загального блока введення даних та інформацію, визначену внаслідок синтезу попередньої ланки (масив вузлів характеристики зміни вихідної координати розглядуваної ланки).



а



б

Рис. 1. Організація процедури обчислень

2. Оператор 2 надає часові чергового значення (для першої початкової точки  $T = 0$ , для другої  $T = \Delta t$  і т. д.).
3. Оператор 3 надає координаті ланки чергового початкового значення змінної (для першої точки  $x_{j,1} = x_{j,0} + \Delta x_{j,1}$ ), для другої  $x_{j,2} = x_{j,1} + \Delta x_{j,2}$  (2 і т. д.).
4. Оператор 4 звертається до підпрограми інтерполяції і обчислює поточне значення координати  $x_{j,i}$  у точках, відмінних від вузлів інтерполяції.
5. Оператор 5 перевіряє вид різницевого рівняння стану розглядуваної ланки: лінійна вона чи нелінійна. У діалоговому режимі автоматизованого проєктування функцій оператора 5 може виконувати інженер-

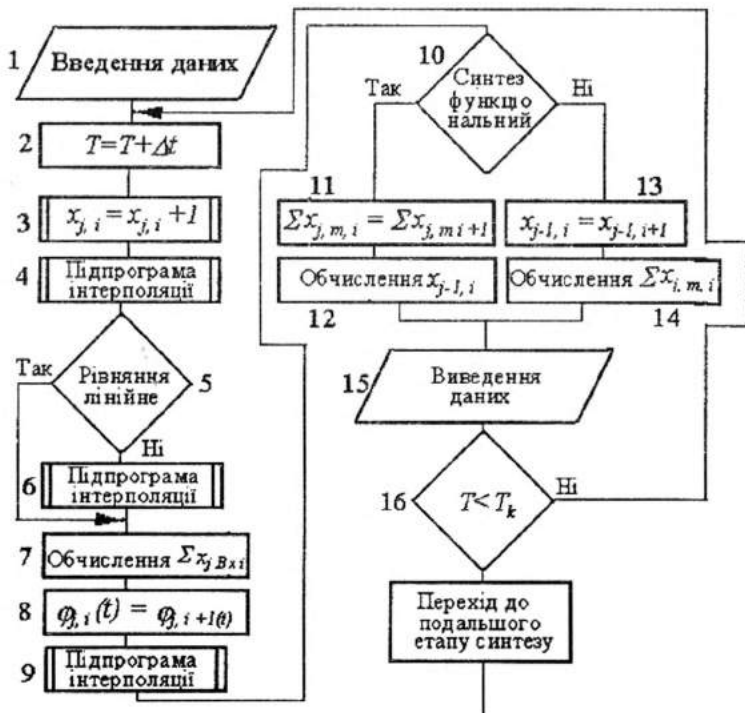


Рис. 2. Типова організація процедури обчислень для елементарної ділянки

проектувальник. Якщо рівняння стану лінійне, робиться безпосередній перехід до оператора 7, у противному разі відбувається звертання до підпрограми інтерполяції (оператор 6).

6. Підпрограма інтерполяції обчислює значення нелінійних функцій, які входять у рівняння стану, в точках, відмінних від вузлів інтерполяції (оператор 6).
7. Оператор 7 забезпечує розв'язання інверсного рівняння і обчислення сумарної входної дії на ланку  $\sum x_{j\beta x i}$ .
8. Оператор 8 надає функції зовнішньої дії, яка діє на вході розглядуваної ланки, чергового значення: для першої точки  $\phi_{j,1}(t) = \phi_{j,0}(t) + \Delta\phi_{j,1}(t)/2$ , для другої  $\phi_{j,2}(t) = \phi_{j,1}(t) + \Delta\phi_{j,2}(t)/2$  і т. д.

9. Оператор 9 звертається до підпрограми інтерполяції й обчислює поточне значення функцій  $\varphi_j(t)$  у точках, відмінних від вузлів інтерполяції.
10. Логічний оператор 10 з'ясовує характер поставленої задачі і шлях подальшого розв'язування за розгалуженою програмою.
11. Коли поставлено задачу функціонального синтезу, то структура ланки із змінною, яка має індекс  $j$ , відома. Відбувається перехід до оператора 11, в якому надається сумарній вхідній дії зворотних зв'язків (кожному зв'язкові окремо) чергове значення (для першої точки  $\sum_{x_{j,m}} = \sum_{x_{j,m,0}}$ , для другої  $\sum_{j,m} = \sum_{x_{j,m,1}}$  і т. д.).
12. Оператор 12 забезпечує обчислення функції керування, яку реалізує попередня ланка (закон зміни вихідної координати попередньої ланки  $x_{j-1,i}$ ).
13. Якщо поставлено задачу структурно-параметричного синтезу, то логічний оператор 10 забезпечує перехід до оператора 13, який надає вихідній координаті попередньої ланки  $x_{j-1,i}$  (у цьому разі передбачається, що вона відома) чергового значення для першої точки  $x_{j-1,1} = x_{j-1,0} + \Delta x_{j-1,1}/2$ , для другої  $x_{j-1,2} = x_{j-1,1} + \Delta x_{j-1,2}/2$  і т. д.
14. Оператор 14 обчислює сумарний додатковий вхідний сигнал на розглядувану ланку  $\sum_{x_{j,m}}$ , реалізовану зворотними зв'язками, яка є початковою для синтезу наступних.
15. Оператор 12 і 14 замикаються на оператор 15, який забезпечує виведення необхідних даних, коли це передбачено загальною розгалуженою програмою синтезу. У противному разі одержана інформація автоматично подається наступному операторові для виконання подальших етапів синтезу.
16. У логічному операторі 16 перевіряється виконання умови закінчення розрахунку. Коли умова виконується, відбувається перехід до подальших етапів синтезу. Якщо умова не виконується, то підпрограма зациклюється, робиться повернення до оператора 2 і за тією самою програмою розраховуються наступні точки.

Структурна схема див. рис. 2. являє собою один з типових варіантів організації процедури обчислень у межах зацикленої підпрограми синтезу елементарної ланки. Набором таких підпрограм реалізують процедуру обчислень у загальній програмі синтезу системи в цілому (див. рис. 1.).

## Використана література

1. *Вершинин О. Е.* Применение микропроцесоров для автоматизации технологических процессов, — Л.: Энергоиздат, 1996.
2. *Григорівський Є. П.* Електротехніка, електроніка та електропривід, — К.: УМК ВО України, 1991.



## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ В ТРУБОПРОВОДНЫХ СЕТЯХ В УСЛОВИЯХ АСУ ТП**

Существенное значение в системе водоснабжения имеют как активные, так и пассивные регулирующие органы (АРО и ПРО). К первым относятся насосные агрегаты, основным элементом которых являются электрические двигатели. Ко вторым относятся запорно-регулирующая аппаратура различных типов. В сетевых трубопроводных сетях водоснабжения при наличии автоматизированных систем управления распределением целевых продуктов рекомендуется применение электрифицированных задвижек, то есть задвижек с электрическим приводом. Учитывая АСУ электропривода (АСУ ЭП) в этом ПРО используется электродвигатель трёхфазного переменного тока.

Управление электродвигателями переменного тока осложнено рядом обстоятельств, наиболее существенными из которых являются следующие: 1) момент электродвигателя определяется произведением двух результирующих векторов электромагнитных параметров статора и ротора и является функцией четырёх переменных; 2) имеется сильное взаимодействие намагничивающих сил статора и ротора, взаимное состояние которых непрерывно меняется при вращении ротора; 3) с целью лучшего использования двигателя в различных режимах его работы возникает задача регулирования магнитного потока двигателя.

Электродвигатели переменного тока совместно с управляемыми преобразователями представляют собой сложные многосвязные нелинейные объекты управления. Полное математическое описание таких объектов оказывается довольно громоздким и непреминимым для инженерных методов синтеза систем управления. Вместе с тем в практике построения систем электроприводов, включая и АСУ ЭП переменного тока, получили распространение простые приёмы синтеза систем управления, основанные на принципах подчинённого управления и на использовании унифицированных настроек контуров регулирования,

входящих в систему управления. Использование этих приемов позволяет не только просто выполнить синтез систем управления, но и создает обоснованную возможность пренебрежения взаимосвязью ряда координат и параметров электроприводов.

Основная сложность при создании АСУ ЭП переменного тока заключается в создании независимого управления электромагнитным моментом и потоком двигателя. Если это удастся выполнить, то АСУ ЭП переменного тока с обратными связями по скорости или по положению выполняются точно так же, как и АСУ ЭП постоянного тока, включая и способы управления пусковыми и тормозными режимами.

При синтезе взаимосвязанных систем управления используются два основных приема, обеспечивающих автономность (независимость) контуров регулирования: а) использование различного рода дополнительных компенсационных связей между локальными контурами регулирования; б) разделение локальных контуров регулирования по быстродействию. Оба этих приема используются при выполнении АСУ ЭП переменного тока, и это дает основание уже на стадии формирования математической модели электропривода делать ряд упрощений.

Принимая во внимание изложенное выше, в качестве методической основы математического описания динамических процессов в электроприводах переменного тока использованы подходы, разработанные в трудах проф. Р. Шенфельда [1; 2]. Исследование электроприводов переменного тока в статических режимах обстоятельно выполнено в трудах проф. А. С. Сандлера [3; 4].

При исследовании переходных процессов в трёхфазных асинхронных электродвигателях целесообразно принять следующие допущения, позволяющие в доступной математической форме выразить соотношения основных параметров и координат электродвигателя: 1) намагничивающие силы обмоток двигателя распределены синусоидально вдоль окружности воздушного зазора; 2) потери в стали статора и ротора отсутствуют; 3) обмоток статора и ротора строго симметричны со сдвигом осей обмоток на  $120^\circ$ ; 4) насыщение магнитной цепи отсутствует.

Уравнение равновесия напряжений для обмоток трёх фаз статора имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} u_{1a} &= i_{1a} R_1 + \frac{d\varphi_{1a}}{dt}; \\ u_{1b} &= i_{1b} R_1 + \frac{d\varphi_{1b}}{dt}; \\ u_{1c} &= i_{1c} R_1 + \frac{d\varphi_{1c}}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

соответственно для обмоток трёх фаз ротора

$$\left. \begin{aligned} u_{2a} &= i_{2a} R_2 + \frac{d\varphi_{2a}}{dt}; \\ u_{2b} &= i_{2b} R_2 + \frac{d\varphi_{2b}}{dt}; \\ u_{2c} &= i_{2c} R_2 + \frac{d\varphi_{2c}}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $u_{1a}, u_{1b}, u_{1c}, u_{2a}, u_{2b}, u_{2c}$  — мгновенные значения фазных напряжений статора и ротора;  $i_{1a}, i_{1b}, i_{1c}, i_{2a}, i_{2b}, i_{2c}$  — мгновенные значения фазных токов статора и ротора;  $\varphi_{1a}, \varphi_{1b}, \varphi_{1c}, \varphi_{2a}, \varphi_{2b}, \varphi_{2c}$  — полные потокосцепления фазных обмоток;  $R_1, R_2$  — активные сопротивления обмоток статора и ротора.

Используя выражения результирующих векторов, уравнения (1) можно записать в виде одного дифференциального уравнения в векторной форме. Для этого первое уравнение из (1) умножается на  $\frac{2}{3}a^0$ , второе на  $\frac{2}{3}a$ , третье на  $\frac{2}{3}a^2$ . Суммируя полученные произведения, будем иметь:

$$\frac{2}{3}(u_{1a} + au_{1b} + a^2u_{1c}) = \frac{2}{3}(i_{1a} + ai_{1b} + a^2i_{1c})R_1 + \frac{2}{3}\frac{d}{dt}(\varphi_{1a} + a\varphi_{1b} + a^2\varphi_{1c})$$

или в векторной форме

$$u_1 = i_1 R_1 + \frac{d\varphi_1}{dt} \quad (3)$$

Аналогично векторное уравнение напряжений ротора:

$$u_2 = i_2 R_2 + \frac{d\phi_2}{dt}. \quad (4)$$

В уравнениях (3) и (4) векторы записаны соответственно в системах координат статора и ротора. Для совместного решения уравнений их необходимо привести к одной системе координат.

При исследовании переходных процессов в электродвигателях переменного тока применяют различные ортогональные системы координат, отличающиеся угловой скоростью вращения координатных осей  $\omega_k$ , например системы, оси которых неподвижны относительно ротора, или неподвижны относительно статора, или вращаются с синхронной скоростью.

Уравнения асинхронного электродвигателя в системе координат, вращающейся с произвольной скоростью  $\omega_k$ , имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= i_1 R_1 + \frac{d\phi_1}{dt} + j\omega_k \phi_1; \\ u_2 &= i_2 R_2 + \frac{d\phi_2}{dt} + j(\omega_k - p_n \omega) \phi_2, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращения ротора;  $p_n$  — число пар полюсов.

При исследовании переходных процессов в асинхронном электродвигателе, управляемом частотой и напряжением статора, удобно использовать систему координат, вращающуюся со скоростью  $\omega_k$ , равной угловой скорости вращения магнитного поля  $\omega'_k$ , приведённой к числу пар полюсов, равному единице (приведённой к двухполюсному электродвигателю). Предполагается при этом справедливым равенство

$$\omega_0 = \omega_1 = 2\pi f_1,$$

где  $f_1$  — частота напряжения статора, Гц;  $\omega_1$  — угловая частота напряжения статора, рад/с.

На основании уравнений (5) для рассматриваемой координатной системы можно записать

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= i_1 R_1 + \frac{d\phi_1}{dt} + j\omega_k \phi_1; \\ u_2 &= i_2 R_2 + \frac{d\phi_2}{dt} + js\omega_1 \phi_2, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где  $s$  — скольжение электродвигателя:

где  $s$  — скольжение электродвигателя:

$$s = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} = \frac{\omega_1 - p_{\Pi}\omega}{\omega_1}$$

( $\omega_0 = \omega_0' / p_{\Pi}$  — угловая скорость вращения магнитного поля, или синхронная скорость электродвигателя).

Потокоцепления связаны с точками через индуктивности

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= i_1 L_1 + i_2' L_m; \\ \varphi_2 &= i_1 L_m + i_2' L_2. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Для определения электромагнитного момента асинхронного электродвигателя используется векторное произведение  $\varphi_1$  и  $i_1$ , тогда:

$$M = \frac{3}{2} p_{\Pi} (\varphi_1 \times i_1), \quad (8)$$

или векторное произведение  $\varphi_2$  и  $i_2'$ , тогда:

$$M = -\frac{3}{2} p_{\Pi} (\varphi_2 \times i_2'). \quad (9)$$

Учитывая выражения (7), можно записать (8) и (9) в виде:

$$M = \frac{3}{2} p_{\Pi} (i_1 L_1 + i_2' L_m) \times i_1 = \frac{3}{2} p_{\Pi} L_m (i_2' \times i_1); \quad (10)$$

$$M = -\frac{3}{2} p_{\Pi} (i_1 L_m + i_2' L_2) \times i_2' = -\frac{3}{2} p_{\Pi} L_m (i_1 \times i_2'); \quad (11)$$

Вторые равенства в уравнениях (10), (11) справедливы потому, что векторное произведение двух одинаково направленных векторов равно нулю.

Для полного описания переходных процессов в асинхронном электродвигателе к уравнениям напряжений и моментов следует добавить уравнение:

$$M - M_c = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (12)$$

записанное для скалярных значений моментов  $M$  и  $M_c$ .

Полученная система уравнений электродвигателя является нелинейной, и решение её для различных динамических режимов работы электродвигателя может быть выполнено с использованием вычисли-

тельных машин. Вместе с тем при синтезе систем управления асинхронным двигателем целесообразно располагать простыми и наглядными динамическими моделями электродвигателя в виде передаточных функций или структурных схем. Такая возможность появляется, если рассматривать переходные процессы в отклонениях относительно начальных координат электродвигателя.

### Использованная литература

1. *Schönfeld R.* Das Signalflußbild des Asynchronmaschiene. — Messen, steuern, regeln, 1965, Н. 4. — S. 122—128.
2. *Die Technik der elektrischen Antriebe.* Grundlagen. — Berlin: VEB Verlag Technik, 1976. — 598 S.
3. *Сандлер А. С., Тарасенко Л. М.* Динамика каскадных асинхронных электроприводов. — М.: Энергия, 1977. — 200 с.
4. *Сандлер А. С., Сарбатов Р. С.* Автоматическое частотное управление асинхронными двигателями. — М.: Энергия, 1974. — 328 с.

## ВПЛИВ РЕЖИМУ ВИПАЛЮВАННЯ НА ОСНОВНІ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ КИСЛОТОСТІЙКОЇ КЕРАМІЧНОЇ ПЛИТКИ З ВИКОРИСТАННЯМ ШЛАКІВ ФЕРОНІКЕЛЮ

Ніні дуже актуальною є проблема розробки високоякісних низькоенергоємних кислотостійких керамічних матеріалів з використанням техногенних продуктів в технології їхнього виробництва.

Відомо, що при використанні шлаків вдається поліпшити якість багатьох видів керамічних матеріалів і виробів, зменшити енергоємність їхнього виробництва. На основі багаторічних наукових досліджень (1995—2000 рр.) в Київському національному університеті будівництва і архітектури є можливість отримання кислотостійких керамічних матеріалів при знижених температурах випалювання за рахунок використання залізовмісних шлаків феронікелю. Встановлено, що необхідну кислотостійкість кераміки можна отримати при температурі випалювання  $T_{\text{вип}}$  в межах 1323...1423 К, тоді як при сучасній технології її можна досягти при температурі не нижче 1523 К.

Окрім кислотостійкості, визначальними є фізико-механічні властивості керамічної плитки, такі як границі міцності зразків при вигині і стиску та водопоглинання. З-поміж всіх технологічних операцій, випалювання кераміки є найважливішою, бо в її процесі формується кінцевий фазовий склад і мікроструктура матеріалу. Відомо, що чим складніша геометрія виробів, фазовий склад, садка виробів у печі, фізико-хімічні процеси випалювання, що зумовлює необхідність його визначення експериментальним способом.

На основі даних [1, 2, 3] в наших дослідженнях температуру випалювання змінювали в межах 1223...1473 К, а тривалість випалювання — від 1 години до 4 годин.

При проведенні досліджень використані: глина часов'ярська з питомою поверхнею  $1400 \frac{\text{м}^2}{\text{кг}}$ , шлаки феронікелю (що містять від 10% до

25% оксиду двовалентного заліза FEO) з питомою поверхнею  $350 \frac{\text{м}^2}{\text{кг}}$ , заповнювач з середнім розміром часток 0,47 мм. Висота відформованих зразків складала  $5 \cdot 10^{-3}$  м.

Встановлено, що при 4-годинній тривалості випалювання зразків при 1273 К їхнє водопоглинання ( $W$ ) складає 10...11% (допустима не більше 4%, а межа міцності при стиску ( $R_{CT}$ ) 35...39 МПа (допустима — не менше 45 МПа). Отже, температура випалювання кислотостійкої керамічної плитки з використанням шлаків феронікелю повинна бути більшою 1273 К.

Також відзначимо, що при випалюванні зразків при температурі 1473 К навіть протягом 10 хвилин спостерігається пучення зразків. Це зумовлено утворенням у зразках при нагріванні до такої температури значної кількості малов'язкого силікатного розплаву і його поризації киснем, що виділяється при фазових переходах оксидів заліза. Це свідчить про те, що температура випалювання кислотостійкої плитки з використанням шлаків феронікелю повинна бути меншою 1473 К.

На підставі вищесказаного детальні дослідження проводились в інтервалі температур випалювання 1323...1423 К. Розглядалися рівномірний та ступінчатий режими підйому температури в печі. Рівномірний підйом температури в печі проходив зі швидкістю  $225 \pm 25$  К/год протягом 5 годин. При ступінчатому режимі аналогічної тривалості температуру підвищували таким чином до 573 К—2 години (зі швидкістю підйому 150 К/год), до 1023 К—1,5 години (зі швидкістю 300 К/год), до 1073 К—0,5 години (зі швидкістю 100 К/год), до 1423 К—1,5 години (зі швидкістю 300 К/год).

Порівняння показників міцності на вигин у зразків, отриманих при ступінчатому і рівномірному режимах підйому температури свідчить про те, що у першому випадку міцність зразків на 5...7% вища, ніж в другому. Ефективність ступінчатого режиму пояснюється наступним, на початковому етапі (до 573 К) зменшення швидкості підйому температури в печі знижує температурно-вологісні деформації в зразках, які виникають при видаленні механічно пов'язаної і частини адсорбованої води, що залишається в матеріалі після сушіння. Лімітування швидкості підйому температури в інтервалі 1023...1073 К зменшує деформації в зразках при видаленні конституційної води з мінералів глини. Міцність зразків починає значно зростати, а водопоглинання істотно зменшуватися при збільшенні температури випалювання вище 1323 К (рис. 1, 2). Так, при підвищенні цієї температури від 1323 К до 1423 К (при трива-



лості випалювання 2 години) водопоглинання зразків зі шлаками зменшується на 3,5...3,8%, а міцність зразків при вигині в цьому температурному інтервалі підвищується на 3,0...3,5 МПа.

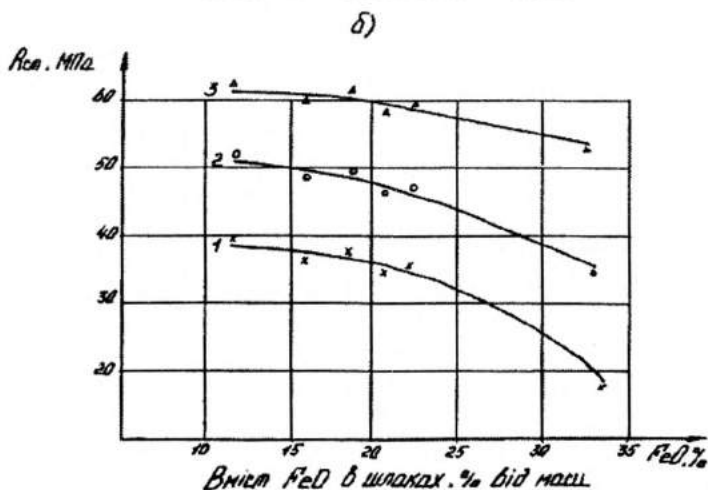
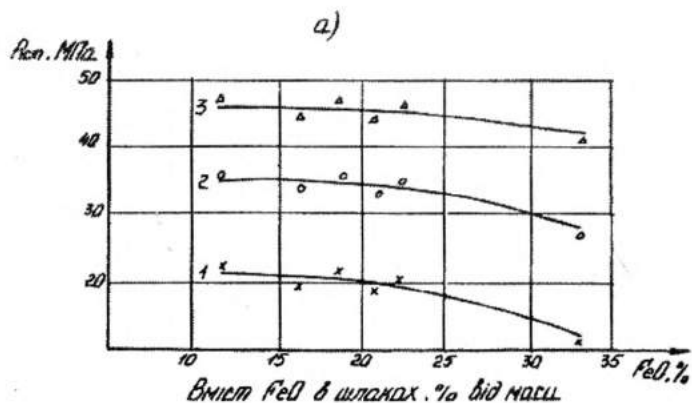


Рис. 1. Залежність границі міцності зразків при стиску від вмісту FeO в шлаках.

Тривалість випалювання:

а — 2 год; б — 4 год; температура випалювання: 1-1273К; 2-1323К; 3-1423К; склад композиції, % від маси: глина — 60, шлак — 10, шамот (БЕФ) — 30

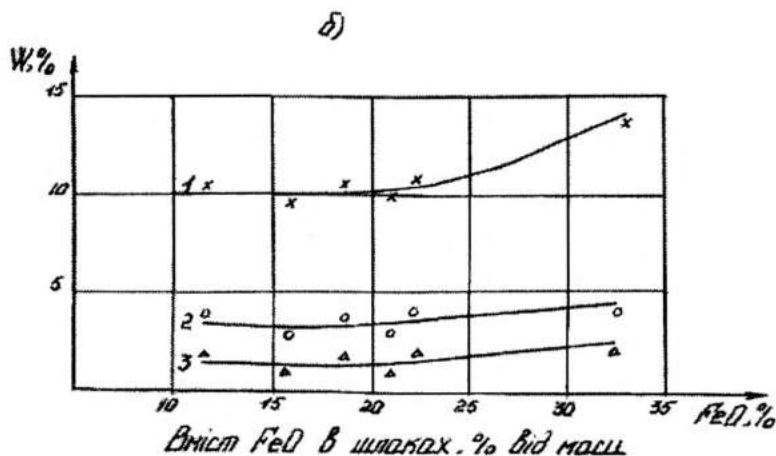
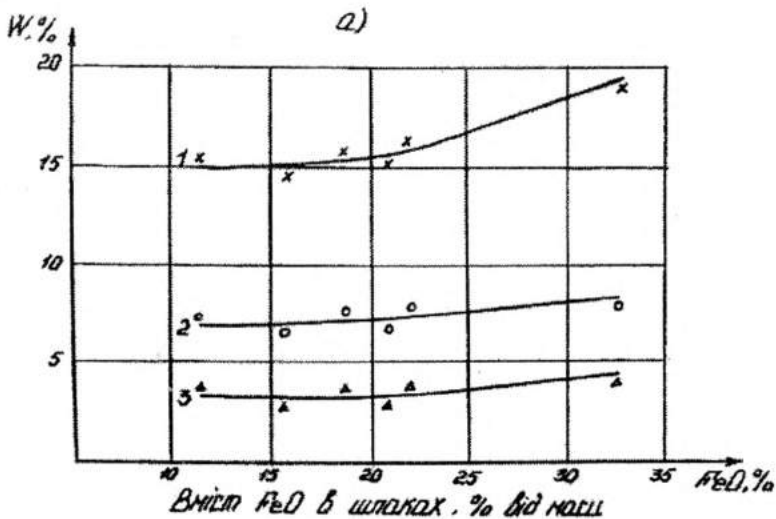


Рис. 2. Залежність водопоглинання зразків від вмісту FeO в шлаках.

Тривалість випалювання:

а — 2 год.; б — 4 год.; температура випалювання: 1-1273К; 2-1323К; 3-1423К; склад композиції; % від маси: глина — 60, шлак — 10, шамот (БЕФ) — 30

При збільшенні тривалості випалювання від двох до чотирьох годин при температурах випалювання 1323...1423 К показники фізико-механічних властивостей підвищуються в меншій мірі, ніж при підвищенні температури. Тривалість залежить від температури випалювання, складу сировинної шихти і висоти зразків. Мінімальна тривалість випалювання зразків висотою 5 мм при  $T_{\text{вип}} = 1423$  К складає дві години.

## Висновки

1. Встановлено, що використання феронікелевих шлаків з вмістом оксиду FeO до 25% від маси кислотостійкої керамічної плитки, яка задовільняє вимогам нормативних документів до плиток КШ і КС по кислотостійкості, водопоглинанню, міцності можна отримати при температурах випалювання 1323...1423 К.

2. Виявлено, що температура випалювання має сильніший вплив на показники фізико-механічних властивостей, ніж тривалість випалювання.

3. Визначено ступінчатий режим підйому температури в печі, й показано, що при однаковій тривалості з рівномірним режимом дає змогу підвищити міцність зразків.

## Використана література

1. Голубничий А. В., Килимник О. О. Фізико-хімічні властивості кислотостійкої керамічної плитки на основі вогнетривкої глини і шлаку феронікелю // Будівництво України. — 1998. — № 1. — С. 21—22.

2. Килимник О. О. Енергозберігаюча технологія виробництва кислотостійкої кераміки на основі вогнетривкої глини і гранульованого шлаку феронікелю // Экотехнологии и ресурсосбережение. — 1998. — № 1. — С. 24—26.

3. M. V. Vlasova, A. A. Kilimnik, A. V. Yolubnichii, T. V. Tomila, V. E. Matsera Properties of Ceramic Tile Obtained Using Starting mixtures of clay and Slag from processes for the production of ironnickel alloys // Ceramika Acta, 9, n. 2—3, 1997, P. 19—35.

## ЕКОНОМІЧНО ДОЦІЛЬНИЙ ОПІР ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ЗОВНІШНІХ ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ БУДИНКІВ

В теплотехнічних розрахунках зовнішніх огорожень будинків часто виникають деякі ускладнення при використанні формул, рекомендованих СНиП II-3-79\*\* [1], для визначення економічно доцільного опору теплопередачі. Необхідний мінімально допустимий опір теплопередачі  $R_0^{\text{необх.}}$  обумовлений, як відомо, санітарно-гігієнічними обмеженнями, які не допускають зниження температури  $t_{в,п}$  на внутрішній поверхні огороження. Нижче допустимої  $t_{в,п}^{\text{доп.}}$  ця температура повинна бути вищою температури точки роси  $t_{т,р}$  внутрішнього повітря приміщення за умови недопустимості конденсації вологи на внутрішніх поверхнях. Будівельними нормами встановлені значення температур  $t_v$  в приміщеннях різного призначення та нормативні перепади температур  $t_v - t_{в,п} = \Delta t^H$ .

Виходячи з цього, необхідний опір теплопередачі  $R_0^{\text{необх.}}$  огороження визначають, у відповідності з будівельними нормами, за формулою:  $R_0^{\text{необх.}} = \frac{t_v - t_3}{\alpha_v \cdot \Delta t^H}$ , а огорожуючу конструкцію вибирають за умови, щоб її опір теплопередачі  $R_0$  був не нижчим необхідного,  $R_0 > R_0^{\text{необх.}}$ . Для підвищення рівня теплового захисту будинків та для спрощення економічних розрахунків до величини  $R_0^{\text{необх.}}$  вводиться коефіцієнт  $r_{\text{эф.}}$  значення якого знаходиться в межах 1,1...2,0.

Мінбудархітектури України своїм наказом № 247 від 27.12.93 р. з метою зменшення витрат паливно-енергетичних ресурсів ввело в дію нові нормативні значення опору теплопередачі  $R_0^H$  огорожуючих конструкцій житлових та цивільних будинків. Відповідні зміни внесені [2] до діючих норм [1]. Нормативні значення  $R_0^H$  встановлені для кожної з чотирьох температурних зон України в залежності від конструкції зовнішнього огороження будинку.

Застосування сучасних ефективних теплоізоляційних матеріалів дає можливість проектувати більш утеплені зовнішні огороження будинків, ніж це необхідно за санітарно-гігієнічними вимогами і конструювати огороження за умови  $R_0 > R_0^{ек}$ . Але задача визначення економічно доцільного опору теплопередачі  $R_0^{ек}$  досить складна і вирішується лише з врахуванням деяких спрощуючих передумов [3].

При даній вартості теплової енергії та теплоізоляційних матеріалів економічно доцільний опір теплопередачі огороження буде відповідати мінімуму приведених витрат.

Якщо при визначенні капітальних витрат  $K$  на спорудження будинку обмежитись лише вартістю огорожуючих конструкцій, а експлуатаційні витрати  $E$  прийняти рівними вартості теплоти  $Q_T$ , яка втрачається за рік через  $1 \text{ м}^2$  огороження, то можемо записати

$$K = K_k + \delta_{із} \cdot B_{із}, \quad (1)$$

де  $K_k$  — вартість будівельних конструкцій без теплоізоляційного шару,  $\text{Грн/м}^2$ ;  $\delta_{із}$  — товщина теплової ізоляції, м;  $B_{із}$  — вартість матеріалу теплоізоляції,  $\text{Грн/м}^3$ . Вартість вітчизняних теплоізоляційних матеріалів (пінопласт, пакети з мінераловатних плит, гравій керамзитовий, мати будівельні та ін.)  $B_{із} = 80 \dots 160 \text{ Грн/м}^3$ .

$$E = Q_T \cdot B_T = \frac{(t_B - t_{оп}) Z_{оп} \cdot 24 \cdot 3600}{R_k + \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}}} \cdot B_T, \quad (2)$$

де  $B_T$  — вартість теплової енергії,  $\text{Грн/ГДж}$ ,  $B_T = 15 \dots 20 \text{ Грн/ГДж}$ ;  $R_k$  — термічний опір огороження без шару теплоізоляції,  $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}$ ;

$$R_k = \frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3},$$

$t_B, t_{оп}$  — розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря за опалювальний період,  $^\circ\text{C}$ ;  $Z_{оп}$  — тривалість опалювального періоду, діб;  $\lambda_{із}$  — коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплоізоляційного шару,  $\text{Вт/м} \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Приведені витрати визначаються за формулою:

$$ПВ = K + E \cdot \eta = K_k + \delta_{із} \cdot B_{із} + \frac{(t_B - t_{оп}) Z_{оп} \cdot 24 \cdot 3600}{R_k + \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}}} \cdot \eta \cdot B_T, \quad (3)$$

де  $\eta = \sum_{t=1}^T \frac{1}{(1+d)^t}$  — коефіцієнт приведення різночасових експлуатаційних витрат за  $T$  років;  $d$  — дисконтна ставка приймається на рівні банківського проценту ( $d = 0,3$ );  $T$  — нормативний термін окупності додаткових капітальних вкладень.

Найдемо мінімум приведених витрат.

$$\frac{\partial \text{ПВ}}{\partial \delta_{\text{із}}} = B_{\text{із}} - \frac{0,864 \cdot 10^{-4} (t_{\text{в}} - t_{\text{о.п}}) Z_{\text{о.п}} \cdot B_{\text{Т}} \cdot \eta}{\lambda_{\text{із}} \left( R_{\text{к}} + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}} \right)^2} = 0. \quad (4)$$

Позначимо  $R_{\text{к}} + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}} = R_{\text{о}}^{\text{ЕК}}$ . Тоді з рівняння (4) одержимо:

$$R_{\text{о}}^{\text{ЕК}} = \sqrt{\frac{0,864 \cdot 10^{-4} (t_{\text{в}} - t_{\text{о.п}}) Z_{\text{о.п}} \cdot B_{\text{Т}} \cdot \eta}{\lambda_{\text{із}} \cdot B_{\text{із}}}}. \quad (5)$$

Якщо прийняти термін окупності  $T = 8$  років, то формулу (5) можна записати так:

$$R_{\text{о}}^{\text{ЕК}} = 1,6 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{о.п}}) Z_{\text{о.п}} \cdot B_{\text{Т}}}{\lambda_{\text{із}} \cdot B_{\text{із}}}}. \quad (6)$$

Розрахункова температура зовнішнього повітря за опалювальний період  $t_{\text{о.п}}$  в першій температурній зоні України має значення від  $-2,5$  °С (м. Суми) до  $-0,5$  °С (м. Рівне), в другій зоні від  $-1,0$  °С (м. Дніпропетровськ) до  $+0,3$  °С (м. Львів), в третій зоні від  $+0,4$  °С (м. Миколаїв) до  $+1,9$  °С (м. Сімферополь) і в четвертій зоні від  $0$  °С (м. Севастополь) до  $+5,2$  °С (м. Ялта) [4]. Відповідно змінюються і тривалості опалювального сезону в різних населених пунктах України. Не впливаючи на результати розрахунків більше, ніж на  $\pm 2$  %, можна прийняти середні значення розрахункових величин  $t_{\text{о.п}}$  і  $Z_{\text{о.п}}$  для кожної температурної зони.

Тоді, прийнявши  $t_{\text{в}} = 18$  °С, запишемо формули розрахунку  $R_{\text{о}}^{\text{ЕК}}$  для кожної з чотирьох температурних зон України (табл. 1).

**Формули для визначення економічно доцільного опору теплопередачі зовнішніх огорожень**

Значення	Температурна зона			
	I	II	III	IV
$t_{o,n}, ^\circ\text{C}$	-1	0	+1	+3
$Z_{o,n}, \text{дїб}$	188	178	163	139
$R_0^{\text{ек}}, \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$	$0,95 \sqrt{\frac{B_T}{\lambda_{iz} \cdot B_{iz}}}$	$0,9 \sqrt{\frac{B_T}{\lambda_{iz} \cdot B_{iz}}}$	$0,84 \sqrt{\frac{B_T}{\lambda_{iz} \cdot B_{iz}}}$	$0,73 \sqrt{\frac{B_T}{\lambda_{iz} \cdot B_{iz}}}$

Деякі порівняння  $R_0^{\text{ек}}$  з нормативними значеннями  $R_0^{\text{н}}$  та з  $R_0^{\text{необх}}$  наведені в табл. 2.

Таблиця 2

**Опір теплопередачі,  $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ , огорожуючих конструкцій будинку**

Огорожуюча конструкція	Температурна зона			
	I	II	III	IV
<b>1. Зовнішня стіна з повнотілої цегли з утеплювачем</b>				
Необхідний опір теплопередачі $R_0^{\text{необх}}$ [1]	0,90	0,85	0,75	0,65
Нормативний опір теплопередачі $R_0^{\text{н}}$ [2]	2,1	2,0	1,8	1,6
Економічно доцільний опір теплопередачі $R_0^{\text{ек}}$ :				
а) утеплювач – пінопласт ( $B_{iz} = 160 \text{ Грн}/\text{м}^3$ );	1,4	1,3	1,2	1,1
б) утеплювач – мінеральна вата ( $B_{iz} = 126 \text{ Грн}/\text{м}^3$ )	1,6	1,5	1,4	1,2
<b>2. Перекриття даху</b>				
Необхідний опір теплопередачі $R_0^{\text{необх}}$ [1]	1,1	1,0	0,9	0,7
Нормативний опір теплопередачі $R_0^{\text{н}}$ [2]	2,7	2,5	2,4	2,0
Економічно доцільний опір теплопередачі $R_0^{\text{ек}}$ :				
а) утеплювач-гравій керамзитовий ( $B_{iz} = 120 \text{ Грн}/\text{м}^3$ );	1,6	1,5	1,4	1,2
б) утеплювач – мати будівельні МС-50 ( $B_{iz} = 82 \text{ Грн}/\text{м}^3$ )	1,9	1,8	1,7	1,5

Розрахунки за наведеними формулами показують, що із зростанням вартості теплової енергії термічний опір огорожуючих конструкцій необхідно збільшувати, а із збільшенням ціни теплоізоляційних матеріалів економічно вигідніше дещо збільшити експлуатаційні витрати, тобто зменшити товщину шару теплоізоляції в огорожуючій конструкції. В кожному разі економічно доцільний опір теплопередачі  $R_0^{ex}$  більший, ніж розрахований за санітарно-гігієнічними вимогами, але менший за нормативний  $R_0^H$ .

### Використана література

1. СНиП II-3-79\*\*. Строительная теплотехника: — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. — 32 с.
2. Изменение № 1 к СНиП II-3-79\*\* Строительная теплотехника // Будівництво України. — К.: 1996. — № 6.
3. Богословский В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха).— М.: Высшая школа, 1982. — 415 с.
4. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика: — М.: Госстрой СССР, 1983. — 136 с.



УДК 697.356

**В. Г. Дзюбенко, інженер,  
М. В. Степанов, канд. техн. наук, доц.**  
Київський національний університет  
будівництва і архітектури

## **ТЕПЛООБМІННИКИ З ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ СИСТЕМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ**

Утилізація низькопотенційних ( $\leq 70$  °С) теплових енергоресурсів є одним з найбільш складних питань, так як їх носієм є переважно забруднені, часто корозійно активні, рідини або гази. Найпростішою схемою використання таких ВЕР є схема з безпосередньою подачею їх в опалювальні прилади без попередньої обробки та без застосування проміжних теплообмінних апаратів. Для практичної реалізації такої схеми необхідно, щоб теплообмінні апарати виготовлялись з не корозійних, наприклад, полімерних матеріалів. При конструюванні полімерних апаратів треба вирішувати дві основні задачі — інтенсифікація теплообміну та забезпечення герметичності і міцності з'єднань окремих елементів.

Теплообмінник-утилізатор з полімерної плівки [1] виконаний у вигляді модульних елементів, змонтованих з зазорами між ними, які утворюють канали для руху одного з теплоносіїв. Інший рекуперативний теплообмінник з поліетиленової плівки [2] становить пакет рамок з натягнутою на них полімерною плівкою (рис. 1). Впоперек потоків теплоносіїв між поверхнями плівки натягнуті сталеві стержні, які виконують роль турбулізаторів потоків та зменшують прогин плівки, що виникає через різницю статичних тисків теплоносіїв. Описані прилади можна використовувати лише в повітряно-повітряному режимі, а для нагрівання води гарячими газами (повітрям) вони не застосовуються.

Для нагрівання повітря гарячою мінералізованою водою, наприклад геотермальною, в КНУБА розроблений опалювальний радіатор [3], виконаний з полімерної плівки, складеної вдвоє та з'єднаної по периметру щільним швом. В середній частині цього радіатора термічними швами

виконані змійовикові канали для руху теплоносія (води). Вода подається в радіатор через спеціальні патрубки (рис. 2). Такі опалювальні радіатори можна застосовувати як уніфіковані елементи в секційних теплообмінних апаратах для утилізації теплоти гарячих газів (рис. 3). Основним недоліком теплообмінника є низька міцність зварних швів, що робить цю конструкцію практично непридатною в реальних умовах експлуатації.

Конструкція поліетиленового теплообмінника [4] відрізняється від попереднього тим, що горизонтальні шви для утворення змійовикових каналів виконані рядом отворів з проплавленими краями (рис. 4). Через

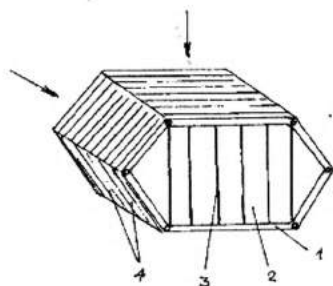


Рис. 1. Теплообмінник з поліетиленової плівки:

1 — несуча рамка; 2 — поліетиленова плівка; 3 — металеві стержні; 4 — канал для теплоносія

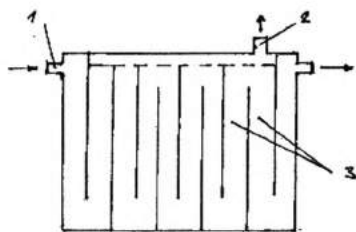


Рис. 2. Опалювальний поліетиленовий радіатор:

1 — патрубок для підведення теплоносія; 2 — патрубок для видалення повітря; 3 — канали для руху теплоносія

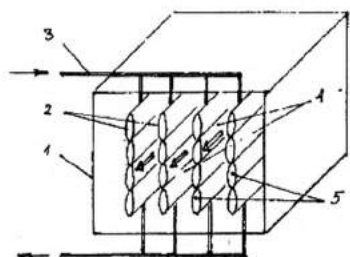


Рис. 3. Секційний повітрянагрівач: 1 — корпус; 2 — теплообмінний елемент; 3 — подача теплоносія; 4 — канали для повітря; 5 — канали для води

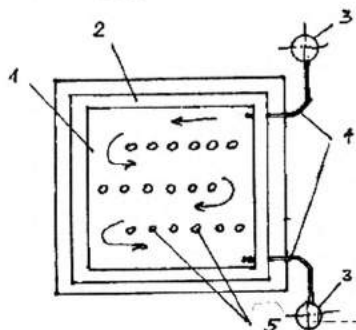


Рис. 4. Повітрянагрівач з полімерної плівки:

1 — теплообмінна секція; 2 — каркас; 3 — колектор для подачі та відведення води; 4 — присидувальні патрубки; 5 — отвори для з'єднання плівки

ці ж отвори в перпендикулярному напрямку до теплообмінника рухається повітря. Коефіцієнт теплопередачі цього теплообмінника визначається загальною емпіричною формулою

$$K = a(\rho v)^m \omega^n (S_1/S_2)^k, \quad (1)$$

де  $a, m, n, k$  — емпіричні коефіцієнти [3],  $S_1, S_2$  — повздовжній та поперечний крок розміщення отворів та каналів.

Коефіцієнт теплопередачі теплообмінника за даними [3] має значення в межах 25...40 Вт/(м<sup>2</sup> °С).

В рукавному плівковому теплообміннику [4] шви виконані защемленням плівки направляючими планками, що робить конструкцію надійнішою, але при цьому збільшується витрата матеріалу на його виготовлення і зменшується коефіцієнт теплопередачі до 20...30 Вт/(м<sup>2</sup> °С). Для визначення коефіцієнта теплопередачі цього теплообмінника запропонована формула:

$$K = 16,3(\rho v)^{0,673} \omega^{0,315}, \quad (2)$$

де  $\rho v$  — масова швидкість повітря, кг/(м<sup>2</sup>с),  $\omega$  — швидкість води, м/с.

Для коефіцієнта конвективної тепловіддачі між тепловіддаючою поверхнею і повітрям одержана залежність:

$$Nu = 0,112Re^{0,57} (S_1/d)^{-0,41} (S_2/d)^{1,4}. \quad (3)$$

Конструкції плівкових поліетиленових теплообмінників [3, 4] можуть бути використані і для нагрівання води теплим повітрям чи газами, які викидаються в атмосферу. Але для інженерних розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі показники степені в формулах для їх визначення необхідно знаходити експериментальними дослідженнями.

## Використана література

1. Микроклимат животноводческих и птицеводческих зданий. Расчет и проектирование (Ю. М. Прыгунов, В. А. Новак, Г. П. Серый) — Киев: Будівельник, 1986, — 80 с.

2. Туркин В. П., Полев С. П. Рекуперативный теплообменник из полимерной пленки // Водоснабжение и санитарная техника — 1982, — № 8. — С. 14—15.

3. Росковшечко Ю. К., Серета И. З., Кезля Е. А. Малометалльные воздушнонагреватели // В сб. Строительные материалы, изделия и санитарная техника — Киев: Будівельник, 1985, Вып. 8. — С. 85—87.

4. Кезля Е. А. Пленочный теплообменник для систем воздушного геотермального отопления теплиц // В сб. Охрана воздушного бассейна при эксплуатации систем ТГСВ. Пенза, 1985. — С. 56—57.

Щекін Ростислав Володимирович (1910—1977 рр.) — кандидат технічних наук, доцент, декан санітарно-технічного факультету (1960—1968 рр.) Київського інженерно-будівельного інституту



*Щекін Ростислав Володимирович* народився 9 вересня 1910 року в м. Києві в міщанській родині.

Після закінчення середньої школи він з 1926 р. по 1929 р. навчався в Уманському профтехучилищі, де отримав спеціальність техника-будівельника. В 1929 р. Р. В. Щекін вступає до Київського політехнічного інституту на відділення фабрично-заводського і комунального будівництва. В 1930 р. на базі цього відділення та архітектурного факультету художнього інституту, як відомо, було створено будівельний інститут. Тому в 1934 р. Р. В. Щекін закінчує вже Київський будівельний інститут за спеціальністю теплогазопостачання і вентиляція. Деякий час працював де-

сятником на будівництві шахт у Ростовській області.

У 1935—1936 рр. він служив у лавах Червоної Армії, а пізніше працював інженером-проектувальником, начальником відділу Воєнпроєкту. В 1941 р. Р. В. Щекіна призначають старшим інженером, потім замісником головного інженера заводу боєприпасів у м. Пензі, а з 1944 р. він — начальник технічного відділу Головспецбуду в м. Києві, потім головний інженер Республіканського тресту Укрсантехмонтаж. За свою плідну працю відзначений урядовими нагородами.

З 1947 р. Р. В. Щекін працював у Київському інженерно-будівельному інституті викладачем, доцентом. В листопаді 1959 р. захистив кандидатську дисертацію з теми “Безнасосное автоматическое питание паровых котлов малой производительности для отопительных установок”. Його науковим керівником був доктор технічних наук, професор Б. М. Лобасєв.

В 1958 р. Р. В. Щекін був призначений заступником декана, а з 1960 р. по 1968 р. Ростислав Володимирович був деканом санітарно-технічного факультету Київського інженерно-будівельного інституту. Він був авторитетним спеціалістом в галузі опалення і теплопостачання будинків, цікавим співрозмовником і дуже доброю людиною. Протягом багатьох років він був депутатом Жовтневої районної ради в м. Києві. Активно займався громадською діяльністю в інституті.

За час роботи у Київському інженерно-будівельному інституті Р. В. Щекін опублікував понад 30 наукових робіт та підручників і серед них навчальний посібник для студентів "Расчет систем центрального отопления" та широковідомий "Справочник по теплоснабжению и вентиляции", який перевидавався тричі.



У червні 1977 р. Р. В. Щекін подав заяву ректору інституту про звільнення його з посади доцента кафедри у зв'язку з хворобою та переведення в науково-дослідну лабораторію. Його прохання було задовільнено, але менш, ніж за чотири місяці, 19 жовтня цього ж року він помер.

Похований Р. В. Щекін у Києві на Байковому кладовищі.

Жива ще його дружина,

Зінаїда Григорівна, є два сини, які успішно працюють у галузі опалення, вентиляції та енергозбереження, залишаються сотні його учнів і послідовників.





Блискучий педагог, видатний вчений, неперевершений методист, — таким залишився в пам'яті учнів і колег Ростислав Володимирович Щекін. Для мене це ім'я пов'язане з важливими подіями у житті — з почуттям великої вдячності я називаю його своїм двічі Хрещеним батьком.

По-перше, Ростислав Володимирович дав мені путівку в життя як інженеру, він був керівником мого реального дипломного проекту “Опалення та вентиляція Київського технікуму міськелектро транспорту”. До цього часу пам'ятаю його пораду застосувати у проекті прогресивну на той час систему опалення з попутним рухом теплоносія.

По-друге, Ростислав Володимирович відкрив для мене двері в науку. Справа у тому, що я листувався з ним, повідомляючи про свої виробничі справи з далекого Казахстану і, між іншим, надіслав йому свою першу друковану працю з організації роботи пересувних сантехнічних бригад в умовах будівництва радгоспів на цілих землях. Повідомляв також як важко працювати на виробництві не стільки через великий обсяг монтажних робіт, скільки від перевантажень під час чисельних, говорячи сучасною мовою, “презентацій” з приводу завершення монтажних робіт та введення об'єктів в експлуатацію.

Ростиславу Володимировичу було властиве надзвичайне почуття гумору, тому, побачивши між рядками мого листа жалісні сльозинки чехівського бідолахи, Ваньки Жукова, у листі-відповіді він надіслав мені запрошення для вступу до аспірантури Київського інженерно-будівельного інституту і програму вступних іспитів. З великою радістю і надією я сприйняв це запрошення, склав вступні іспити і вступив до аспірантури. Так, завдяки батьківській турботі Ростислава Володимировича, я завершив свою трирічну виробничу діяльність і ось вже понад 40 років передаю знання, отримані від чудових вчителів нашої кафедри — Р. В. Щекіна, Б. М. Лобаєва, Г. Є. Бема та багатьох інших, студентам улюбленого всіма нами університету.

*З великою пошаною до вчителів, випускник  
Київського інженерно-будівельного інституту 1956 року  
доцент, канд. техн. наук В. М. Голубенков*

**Бем Георгій Євгенович (1910–1996 рр.) — доцент кафедри  
теплогазопостачання і вентиляції Київського  
інженерно-будівельного інституту**



Народився Георгій Євгенович Бем 8 липня (25 червня за старим стилем) 1910 року в м. Києві в сім'ї інженера-будівельника. Закінчив Уманську семирічну школу в 1926 році за місцем роботи батька та Уманську будівельно-механічну профтехшколу у 1929 році, отримавши звання молодшого техника цивільного будівництва. Після закінчення профтехшколи Георгій Євгенович працював у Кривому Розі, виконуючи проектні та будівельні роботи, але вже тоді в найбільшій мірі визначилась його спеціалізація в галузі опалення та вентиляції.

У 1931 році Г. Є. Бем переїжджає до Києва, де вступає до Київського вечірнього індустріального інституту і працює в тресті Промвентиляція. У 1935 році в зв'язку з розформуванням вечірнього інституту Г. Є. Бем був переведений до Київського інженерно-будівельного інституту, який він закінчив без відриву від виробництва у 1938 році, одержавши диплом з відзнакою та звання інженера-будівельника. Під час навчання в інституті Георгій Євгенович працював у Київській конторі "Сантехпроект", яка у 1936 році ввійшла до складу Київського відділення Промбудпроекту. Як один з провідних спеціалістів з опалення та вентиляції він вирішує багато конкретних теоретичних і практичних задач, вносить ряд пропозицій, які сприяли розвитку техніки та проектних рішень у цій галузі. У 1933 році Г. Є. Бем і студент КІБІ Р. В. Щекін розробляють та успішно захищають комплексний проект опалення та вентиляції одного з промислових об'єктів м. Дніпропетровська.

Після закінчення інституту у 1938 році Г. Є. Бем був призваний на службу в Червону Армію, керував будівництвом та монтажем складних інженерних споруд військового призначення біля західних кордонів СРСР. Ця його робота була достойно оцінена Радянським Урядом.

У травні 1941 року в Кремлі М. І. Калінін вручив Георгію Євгеновичу медаль “За трудову доблесть”.

Після звільнення в запас Георгій Євгенович повернувся до Києва, та незабаром почалась Велика Вітчизняна війна, і він разом з дружиною був евакуйований у м. Ульяновськ, де був зарахований в штат Воєнпроєкту. З листопада 1943 року Г. Є. Бем продовжує працювати начальником відділу опалення і вентиляції Воєнпроєкту, але вже у Київському військовому окрузі. На цій посаді він показав себе як хороший організатор та вмільний керівник, вимогливий до себе та своїх співробітників. Багато уваги Георгій Євгенович приділяв підвищенню кваліфікації молодих спеціалістів, сприяв розширенню їх технічного світогляду.

Весною 1957 року Г. Є. Бем був обраний по конкурсу у Київський інженерно-будівельний інститут на посаду доцента кафедри теплогазопостачання і вентиляції, а на початку 1959 року Вища Атестаційна комісія присвоїла йому вчене звання “доцент”. Працював він на цій посаді до червня 1985 року.



На цьому етапі своєї діяльності Георгій Євгенович активно включився у науково-дослідну, педагогічну, навчально-методичну роботу. Він виконує велику і важливу виховну роботу серед студентської молоді, постійно підтримує ділові зв'язки з виробництвом, публікує наукові статті та підручники. Серед написаних ним книг необхідно назвати “Довідник сільського будівельника” (1956 р.), “Водяное отопление” (у співавторстві з Р. В. Щекіним) (1960 р.) та “Справочник по теплоснабжению и вентиляции” (співавтори Р. В. Щекін, С. М. Кореневський та ін.) (1959, 1962, 1968 рр.), який отримав широке визнання серед проєктувальників, викладачів та студентів.

До найбільш значних інженерних та наукових робіт з безпосередньою участю Г.Є. Бема слід віднести дослідження системи обігріву відвального моста роторного екскаватора для збільшення його продуктивності, розробку проєктних рішень по вентиляції кагатів тривалого зберігання цукрових буряків, проєктування систем вентиляції ряду важливих промислових споруд, в тому числі і Дніпрогесу.



Учні та колеги Георгія Євгеновича Бема високо цінували його багаторічну інженерну, педагогічну та науково-дослідну діяльність, його творчий підхід до вирішення технічних задач, його ерудицію і працьовитість, вимогливість і витримку, його готовність прийти на допомогу молодим колегам і студентам і його високе відчуття відповідальності.

Помер Георгій Євгенович Бем 19 січня 1996 року.

*Про Георгія Євгеновича Бема говорить його дружина Людмила Іванівна, відомий хірург, доктор медичних наук, професор*

Ученики Г. Е. Бема вшопминають время, когда учились в институте, работали под его руководством и благодарны за то, что он научил их работать и мыслить по-инженерному, за то, что щедро передавал свой огромный опыт, за постоянные советы, которые отличались обоснованностью и оригинальностью решений.

Являясь членом экспертной комиссии по строительству жилых и производственных зданий, а также, будучи в течение многих лет ученым секретарем Республиканского научного семинара по теплогазоснабжению и вентиляции Украинского НТО Стройиндустрии, Г. Е. Бем приложил много сил в организации и развитии секции, а как автор научных работ был хорошо известен широкой инженерно-технической и научной общественности.

Г. Е. Бем был талантливым педагогом, ученым с широким кругозором, крупным специалистом в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, трудолюбивым, честным в отношениях с людьми. Поэтому он снискал глубокое уважение у всех, кто его знал.

Будучи всесторонне образованным человеком с энциклопедическими знаниями не только по своей специальности, Г. Е. Бем был чрезвычайно скромным человеком. Он был большой души и в высшей степени порядочным интеллигентным человеком. Георгий Евгеньевич был прекрасный друг, преданный семьянин, любящий муж, отец, дедушка. Часто он был застенчив и молчалив. Но кому приходилось с ним общаться, тот убеждался в его широкой эрудиции по специальности, в литературе и искусстве. Беседы с ним в семье были наградой потому, что он "все знал".



Творческий и жизненный путь Г. Е. Бема тесно был связан с его другом и единомышленником доц. Р. В. Щекиным. Это была очень интересная дружба и плодотворное сотрудничество двух специалистов, двух мужчин таких разных и непохожих друг на друга, и вместе с тем таких близких по убеждениям, творческой деятельности и по пониманию смысла жизни.

По своему образу жизни, воспитанию и складу характера, а также по сложившимся убеждениям о целях и ценностях жизни Г. Е. Бем не совсем вписывался в условия, в которых находилось наше общество. Он никогда никого ни о чем не просил, не добивался благ, ничего лишнего не приобретал. Он только много работал, покупал новейшую литературу, много читал и испытывал огромное удовлетворение от передачи знаний другим, даже будучи уже тяжело больным.

*Пригадує П. Л. Зінич, доцент кафедри  
теплогазопостачання і вентиляції КНУБА*



На превеликий жаль, близько шести років немає з нами прекрасної людини, Людини з великої літери, Георгія Євгеновича Бема.

Вперше звела мене доля з ним у 1976 році, коли я навчався в інженерно-будівельному інституті на третьому курсі зі спеціальності “Теплогазопостачання і вентиляція”. Георгій Євгенович на той час був провідним доцентом, лектором з дисципліни “Вентиляція”. Після декількох його лекцій для мене зовсім з іншої

сторони відкрилося сприйняття майбутньої спеціальності, обраної мною. І це не тому, що про неї я не знав, а тому що Георгій Євгенович — це та людина, висококваліфікований фахівець, який був спроможний весь свій величезний життєвий і фаховий досвід передати передусім молодим людям — студентам, яких він дуже поважав, любив по-батьківськи і з якими спілкувався на рівні як колега з колегою. Цей його природний дар зумовив формування в мені багатьох людських рис, в тому числі і великого бажання навчити студентів благородній і необхідній по житті спеціальності — створенню комфортних умов праці і відпочинку людей. І ось уже понад двадцять років я продовжую благородну місію Георгія Євгеновича Бема, читаю дисципліну “Вентиляція”, яку з великим задоволенням і захватом вивчив під його керівництвом. До цього часу заглядаю в конспекти його лекцій, які я зберігаю як реліквію і пам’ять про Велику Людину — Георгія Євгеновича Бема.

*Зинич П. Л., Жуковський С. С., Черноус О. В.* **Аеродинамічні дослідження впливу низького будинку на високий.**

Наведені результати експериментальних досліджень аеродинамічного впливу низького будинку на поруч розташований високий будинок. Список літ.: 4 назви.

*Довгалюк В. Б., Литвиненко Л. М., Куковальська Н. М., Кожан Є. А.* **Організація повітрообміну в культових спорудах, пам'ятках історії та архітектури.**

Розглянуті питання зональної організації повітрообміну в культових спорудах, пам'ятках історії та архітектури. Наведена залежність для визначення коефіцієнта повітрообміну. Список літ.: 4 назви.

*Писарев В. Е.* **Влияние изменения давления на температуру воздуха в гипобарическом хранилище сельскохозяйственной продукции.**

Наведений термодинамічний аналіз впливу зміни тиску повітря на його температуру в гіпобаричному сховищі сільськогосподарської продукції. Показано, що коливання температури повітря зв'язані з режимом роботи вакуумного насоса. Список літ.: 5 назв.

*Мілейковський В. О.* **Закономірності підтікання повітря до струмини.**

Показана пряма пропорційність між швидкістю повітря на осі струмини та швидкістю підтікання повітря до неї. Визначені коефіцієнти пропорційності для початкової й основної ділянок плоскої та вісесиметричної струмин, а також наведено пояснення відмінності значень цього коефіцієнта на початковій та основній ділянках. Список літ.: 2 назви.

*Довгалюк В. Б., Мілейковський В. О.* **Розрахункова модель струмини, що настається на криволінійну поверхню.**

Розроблена математична модель початкової та основної ділянок струмини, що настається на криволінійну поверхню, при рівномірному початковому профілі швидкостей. Записані та розв'язані диференціальні рівняння, що пов'язують товщину перерізу струмини та максимальну швидкість повітря у ньому, а також визначено профіль розрідження. Список літ.: 1 назва.

*Кононенко Г. М.* **Математичне моделювання динаміки термоконвективного фронту під час роботи систем свердловин.**

Наведена математична модель гідродинамічної картини руху теплоносіїв вздовж окремих ліній току, яка дає можливість відслідковувати динаміку фронту концентрації забруднень. Список літ.: 2 назви.

*Черних Л. Ф.* **Вибір товщини електропідлоги приміщення з електричною кабельною системою опалення теплоакumuляційної дії (ЕКСО-ТА).**

Показано вплив товщини теплоакumuлюючого шару підлоги на нормативні параметри (амплітуду коливання температури внутрішнього повітря і температуру поверхні підлоги) теплового режиму приміщення з електричною кабельною системою опалення теплоакumuлюючої дії (ЕКСО-ТА) гріючою підлогою. Список літ.: 4 назви.

*Кононенко Г. М.* **Прогноз динаміки напорів при експлуатації найпростішої циркулярної системи.**

Розглянуто динаміку напору в однорідному пласті й в свердловинах для вибору оптимальних параметрів циркуляційних систем. Список літ.: 2 назви.

*Худенко А. А., Свічар О. Ю., Онищенко М. Ф.* **Перспективи використання АЕС України в системах централізованого теплопостачання.**

Наведено аналіз досвіду створення та експлуатації атомних систем теплопостачання. Приведені результати розробок та розрахунків ефективності й технічної можливості запровадження в Україні атомного теплопостачання від існуючих АЕС. Список літ.: 2 назви.

*Волосянко В. Д.* **Недоліки приладного обліку витрат природного газу та шляхи їх усунення.**

Розглянуті фактори впливу на достовірність обліку витрат природного газу, які не враховуються в розрахунках визначення похибки витратомірних вузлів обліку природного газу. Запропоновані шляхи зменшення похибки вузлів обліку газу. Список літ.: 2 назви.

*Григоровський Є. П., Білявський Ю. В.* **Визначення системи управління електроприводом турбомашин в трубопровідних мережах комунального та меліоративного господарства.**

У роботі подаються алгоритм і методика розв'язання задач функціонального, структурно-параметричного синтезу систем управління електроприводами будівельних машин у колі технологічних процесів підприємств будівельної індустрії, машин мережевих систем комунального господарства за допомогою сучасних засобів обчислювальної техніки. Приводяться математичні моделі, структурна схема алгоритму синтезу та характеристика функціональних дій параметрів на вхід системи. Це все дало змогу з високою вірогідністю одержаних результатів впровадити інверсний метод у практику дослідження автоматизованих систем управління, що експлуатуються. Список літ.: 4 назви.

*Григоровський С. П., Білявський Ю. В.* **Методика обчислень розв'язання задач синтезу на ЕОМ при управлінні електроприводами робочих машин в будівництві та комунальному господарстві.**

У статті розглядається організація процедури обчислень задач синтезу нелінійних систем автоматизованого управління електроприводами всіляких робочих машин, для випадку паралельного — послідовного характеру, де треба для кожної ланки синтезованої системи розраховувати усі потрібні характеристики за програмою на мікро-ЕОМ. Подається структурна схема в загальному вигляді організації процедури обчислень для елементарної ділянки при розв'язанні задач функціонального й структурного аналізу. Список літ.: 2 назви.

*Сакалл Имад Алдин Акрам.* **Моделювання виконавчих механізмів регулюючих органів в трубопровідних мережах в умовах АСУ ТП.**

В статті розглянуто питання моделювання виконавчих органів в системі водопостачання в умовах АСУ ТП. Розглядається моделювання електродвигуна трифазного змінного струму як основного елемента регулюючих органів. Питання моделювання розглянуті і для випадків перехідних процесів. Список літ.: 4 назви.

*Климчук О. О., Колонюк Н. В., Герасимова О. А.* **Вплив режиму випалювання на основні фізико-механічні властивості кислотостійкої керамічної плитки з використанням шлаків феронікелю.**

Визначено оптимальні режими випалювання якісної кислотостійкої керамічної плитки з використанням шлаків феронікелю при рівномірному та ступінчатих режимах підйому температури у випалювальних печах. Показано перевагу ступінчатого режиму перед рівномірним. Список літ.: 3 назви.

*Степанов М. В., Гойко А. Ф.* **Економічно доцільний опір теплопередачі зовнішніх огорожуючих конструкцій будинків.**

Наведені формули для визначення економічно доцільного опору теплопередачі зовнішніх огорожуючих конструкцій при проектуванні житлових та цивільних будинків. Список літ.: 4 назви.

*Дзюбенко В. Г., Степанов М. В.* **Теплообмінники з полімерних матеріалів для систем утилізації теплоти вторинних енергоресурсів.**

Наведені технічні характеристики плівкових поліетиленових теплообмінників, які можуть бути використані в системах утилізації ВЕР. Список літ.: 4 назви.

<b>ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ</b> .....	3
<i>Зінч П. Л., Жуковський С. С., Черноус О. В.</i> Аеродинамічні дослідження впливу низького будинку на високий .....	3
<i>Довгалюк В. Б., Литвиненко Л. М., Куковальська Н. М., Кожан Є. А.</i> Організація повітрообміну в культових спорудах, пам'ятках історії та архітектури. ....	7
<i>Писарев В. Е.</i> Влияние изменения давления на температуру воздуха в гипобарическом хранилище сельскохозяйственной продукции.....	13
<i>Мілейковський В. О.</i> Закономірності підтікання повітря до струмини.....	22
<i>Довгалюк В. Б., Мілейковський В. О.</i> Розрахункова модель струмини, що настається на криволінійну поверхню .....	26
<i>Кононенко Г. М.</i> Математичне моделювання динаміки термоконвективного фронту під час роботи систем свердловин .....	47
<i>Черних Л. Ф.</i> Вибір товщини електропідлоги приміщення з електричною кабельною системою опалення теплоаккумуляційної дії (ЕКСО-ТА).....	52
<i>Кононенко Г. М.</i> Прогноз динаміки напорів при експлуатації найпростішої циркуляційної системи .....	59
<b>ТЕПЛОБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ</b> .....	66
<i>Худенко А. А., Свічар О. Ю., Онищенко М. Ф.</i> Перспективи використання АЕС України в системах централізованого теплопостачання .....	66
<i>Волосянко В. Д.</i> Недоліки приладного обліку витрат природного газу та шляхи їх усунення.....	74
<i>Григоровський Є. П., Білявський Ю. В.</i> Визначення системи управління електроприводом турбо-машин в трубопровідних мережах комунального та меліоративного господарства.....	85
<i>Григоровський Є. П., Білявський Ю. В.</i> Методика обчислень розв'язання задач синтезу на ЕОМ при управлінні електроприводами робочих машин в будівництві та комунальному господарстві.....	92
<i>Сакал Имад Алдин Акрам.</i> Моделирование исполнительных механизмов регулирующих органов в трубопроводных сетях в условиях АСУ ТП.....	97
<i>Килимник О. О., Колонюк Н. В., Герасимова О. А.</i> Вплив режиму випалювання на основні фізико-механічні властивості кислотостійкої керамічної плитки з використанням шлаків феронікелю .....	103
<i>Степанов М. В., Гойко А. Ф.</i> Економічно доцільний опір теплопередачі зовнішніх огорожуючих конструкцій будинків .....	108

<b>ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ</b> .....	113
<i>Дзюбенко В. Г., Степанов М. В.</i> Теплообмінники з полімерних матеріалів для систем утилізації теплоти вторинних енергоресурсів.....	113
<b>ВИДАТНІ ВЧЕНІ, ПЕДАГОГИ</b> .....	116
Щекін Ростислав Володимирович .....	116
Бем Георгій Євгенович .....	119
Анотації .....	123
Зміст .....	126

# **ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

**Науково-технічний збірник**

**Випуск 5**

Підп. до друку 29.01.2003. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Папір друк. № 1. Умовн. друк. арк. 7,44. Умовн. фарбо-відб. 7,56.  
Обл.-вид. арк. 7,00. Тираж 150. Зам. № 2-2180.

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



## Прайс-лист на продукцію ВАТ "КСТЗ"

м. Київ, вул. СімТ Сосніних, 7

відділ постачання тел./факс 477-94-54

виробничий відділ 478-36-39

відділ збуту 478-37-40

приймальня факс 478-36-20

Ціни станом на 01.10.2002 р.

№ п/п	Найменування виробів	Технічні умови, серія креслень	Тип, розміри, мм	Ціна з ПДВ (20%), грн.
1	Радіатори опалювальні сталеві типу РС	ТУУ В.2.5.-00284569 177-95	Тепловий потік 0,73 ÷ 1,27 кВт	63-95
2	Обв'язка технологічного устаткування котельні, водопідігрівників і насосних	Ескізи замовника		Договірні
3	Заслінки повітряні уніфіковані для систем вентиляції з Е-електроприводом; П-пневмоприводом; Р-ручним управлінням	С.5.904-13 Вил.1;2	АЗД 130.000 (200*200) - АЗД 130.000-07 (1000*1000)  АЗД 122.000 (Ø200) - АЗД 134.000-02 Ø1000	18-78
4	Клапани вогнезадержуючі вибухозахисні з межею вогнестійкості 2 год	ТУУ 014124.50.002- 2002	200*200 - 1000*1000	
5	Клапани протидимного захисту КГД	ТУУ 014124.50.003- 2002	750*500 500*750 600*600 650*650 700*700 750*750	
6	Пиловоловлювачі одиночні і групові	7.411-1	Типу ЦН - 11; Ø400 - Ø600 ЦН - 15 Ø300 - 1400 ЦН - 15 тип УЦ Ø710 - 2000 Тип "Слот": №1 - №7 Тип ВЦНІОТ із зворотним конусом №1 - №11 Циклон типу Ц Ø250 + 1600 Типу К. №12 - №24 Циклон РИСІ №1 - №10	Договірні
7	Бочки сталеві закратні місткістю V=50л	ТУЗ6У95120-2000		34
8	Бочки для нафтопродуктів, води, пожеворотушіння	С.704-1-159.83 С.5.904-43	Місткість 3 + 50м <sup>3</sup>	3000-14000
9	Опори для електромереж	ТУ	1Т	2900
10	Опори для електротранспорту	Ескізи замовника		

**Будемо раді взаємовигідному співробітництву з Вами!**