

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗО- ПОСТАЧАННЯ

2007

ВИПУСК 9

КИЇВ 2007

УДК
621.311.22.001.24

Худенко А. А., *д-р техн. наук, проф.*,

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРИ ТЕПЛО-ПОСТАЧАННІ

В даний час зниження споживання і економії ПЕР прийнято характеризувати терміном “енергозбереження”.

Якщо підходити до цього поняття з термодинамічних позицій, то такий процес нездійснений в принципі, тому що він суперечить першому закону термодинаміки (закону збереження енергії), який говорить, що енергія не може зникати чи виникати з нічого, вона може лише переходити з одного виду в інший. У застосуванні до замкнутих систем цей закон формулюється так: “енергія замкнутої системи постійна і не залежить від змін, що відбуваються в системі”. А. Ейнштейн розширив тлумачення закону збереження енергії, включивши в це поняття масу тіл: усяка зміна енергії тіла E пов’язана зі зміною його маси m , тобто $E = m \cdot c^2$, де c – швидкість світла у вакуумі. З цього закону випливає: якщо в результаті якого-небудь процесу маса всіх тіл зменшується на 1г, то при цьому виділяється енергія, еквівалентна 3000 т. умовного палива. Але такий процес одержання енергії залишається поки чистою теорією і невідомо коли він набуде практичного застосування [2].

Отже, енергозбереженням у повному розумінні цього слова займається сама природа в рамках першого закону термодинаміки.

Термодинамічна недосконалість формулювання не знижує, звичайно, гостру актуальність проблеми енергозбереження у реальних умовах і, зокрема, в галузі теплопостачання.

В даний час при виробленні, транспортуванні, споживанні енергії, а також у заходах з енергозбереження використовується енергетичний метод оцінки ефективності процесів, який оперує винятково кількісними характеристиками перетворення енергії. Енергетична ефективність процесів перетворення енергії, при цьому, характеризується енергетичним ККД, що являє собою відношення кількості корисно використаної енергії $E_{\text{кор}}$ до повної кількості підведеної енергії, $E_{\text{під}}$ тобто $\eta = E_{\text{кор}}/E_{\text{під}}$. Поняття енергетичного ККД поширюється на усі види енергії, у тому числі і на теплоту. Якість енергії або її працездатність (ексергія) при кількісному підході не враховується зовсім, хоча при її перетворенні мають місце втрати як кількості, так і якості енергії [1]. В даному випадку аналізується тільки термодинамічна якість і не беруться до уваги технологічні якості енергії, різні види якої мають свої технічні показники якості. Технологічна якість електроенергії, наприклад, характеризується такими нормалізованими технічними показниками, як відхилення та коливання частоти, відхилення, коливання, несиметрія, неурівноваженість і несинусоїдальність напруги [2]. Технологічна якість теплової енергії яка використовується для теплопостачання будівель, повинна давати можливість споживачу отримати послугу високої заданої якості, тобто постійну температуру повітря в приміщенні взимку та постійну подачу води на побутові потреби.

Не всяка енергія однаково працездатна. Одержання потрібної споживачу енергії зв’язано, як правило, з низкою процесів взаємних перетворень різних видів енергії. При виробленні електроенергії на тепловій електростанції, наприклад, хімічна енергія палива, трансформується в тепло, що переходить у внутрішню енергію пари, яка потім перетворюється в механічну енергію, а остання – в електричну. У будь-яких процесах пере-

творення тільки механічна і електрична енергії повністю взаємоперетворювані і можуть цілком переходити в інші види енергії, тобто ці види енергії мають стовідсоткову працездатність. Інші види енергії, і в першу чергу теплова, такою працездатністю не відрізняються: теплову енергію не можна перетворити повністю в електричну.

Загальним критерієм якості для усіх видів енергії є ступінь їхньої перетворюваності в заданих умовах у потрібний вид енергії, тобто працездатність. Ця величина вимірюється максимальною кількістю механічної чи електричної енергії, в які можна перетворити даний вид енергії. Так, одна кілокалорія теплоти, що віддається водою при температурі 95 °С менш працездатна і нижча за якістю, ніж кілокалорія при температурі 150 °С і тим більше при температурі 1000 °С.

Однак, для визначення працездатності теплової енергії одного температурного потенціалу її недостатньо. У кожному випадку потрібно враховувати також параметри навколишнього середовища, у якому використовується енергія. Якщо температура навколишнього середовища припустимо +5 °С, то ієрархія цінностей однієї кілокалорії теплоти, приведена вище, зберігається. Але якщо припустити, що температура навколишнього середовища буде 500 °С, то цінність однієї кілокалорії при 1500 °С значно знизиться, а теплота при 95 °С і 150 °С не тільки не втрапить своєї цінності, але стане ще роботоспроможнішою, але вже не як теплота, а як холод.

Отже, працездатність енергії чи енергоносіїв є мірою їхньої якості, і визначається як станом їх самих (для теплоти – температурою), так і станом навколишнього середовища (для теплоти – температурою) [1].

Ексергія одиниці теплоти Q визначається залежністю $E = Q(T_1 - T_2)/T_1$, де T_1 – температура джерела теплоти, К; T_2 – температура навколишнього середовища, К. Так, ексергія 1 кВт · год теплоти від продуктів згоряння з температурою $T_1 = (1000 + 273)$ К, які відводяться в навколишнє середовище з температурою $T_2 = (20 + 273)$ К буде $E = 1(1273 - 293)/1273 = 0,77$ кВт · год.

Чим більше відрізняються параметри енергії (енергоносія) і навколишнього середовища, тим ексергія процесу перетворення енергії більша і навпаки. Якщо такої різниці немає, то ексергія дорівнює нулю і одержати корисний ефект від будь-якої кількості енергії неможливо.

Ексергетична ефективність процесів перетворення енергії визначається ексергетичним ККД, який представляє собою відношення корисно спожитої ексергії $E_{\text{кор}}$, до витраченої E_0 , тобто $\eta_e = E_{\text{кор}}/E_0$ [1].

Термодинамічна оцінка ефективності процесів перетворення енергії за допомогою ексергетичного ККД може бути розповсюджена також на процеси виробництва продукції, робіт, послуг і таке інше.

При реалізації технологічних схем використання ПЕР мають місце втрати як кількості енергоресурсів, так і якості енергії.

З урахуванням вищезазначеного можна уточнити термін “енергозбереження”. **Під енергозбереженням слід розуміти комплекс енергоощадних заходів, направлених на зниження витрати ПЕР з одночасним підвищенням ефективності використання роботоспроможності енергії у процесах її перетворення.**

Розглянемо, з урахуванням кількісного і якісного підходів, ефективність процесів виробництва теплоти для теплопостачання опалювальною котельнею.

На рис. 1а приведена схема температурної ситуації при виробленні теплоти котельнею для опалення: $T_1 \approx 1000$ °С – температура продуктів згоряння в котлі; $T_2 = 95$ °С – температура теплоносія в системі опалення; $T_0 = +5$ °С – температура навколишнього середовища; Q_1 – кількість теплоти, спрямована в систему теплопостачання.

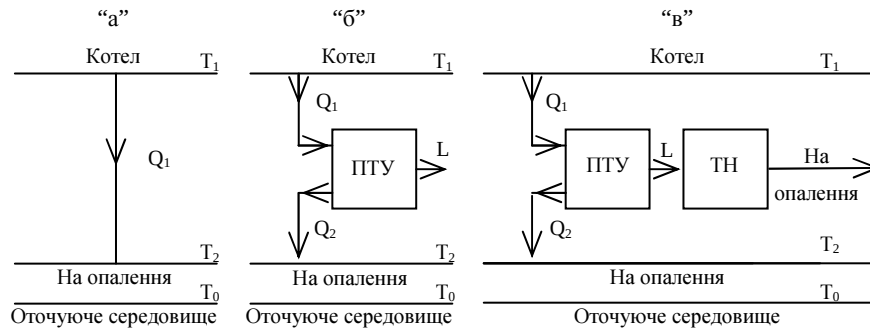


Рис 1. Схеми виробництва теплової енергії для опалення котельнею:

“а” – котельня виробляє тільки теплоносії з температурою $t_2 = 95^\circ\text{C}$; “б” – в схему котельні включена паротурбінна установка (ПТУ) і котельня працює за когенераційною технологією: виробляє теплоносії з температурою $t_2 = 95^\circ\text{C}$ і електричну енергію для опалення; “в” – в схему котельні включені ПТУ і тепловий насос (ТН) і котельня працює за когенераційно-теплонасосною технологією: виробляє теплоносії з температурою $t_2 = 95^\circ\text{C}$ і електричну енергію для опалення і для ТН, який виробляє теплоносії з температурою $t = 60^\circ\text{C}$ для водяного опалення.

Кількісна оцінка енергетичної ефективності процесу вироблення теплової енергії, полягає у визначенні енергетичного (теплового) ККД котла. Припустимо, що в результаті застосування різних технічних заходів ККД котла складає 98%, тобто практично максимум можливого. ККД котельні буде при цьому меншим, але в даному випадку нас цікавить котел. При такому значенні ККД втрати первинного палива, припустимо газу, складають всього 2% і процес вироблення теплоти з кількісної точки зору можна вважати максимально енергоекономічним.

З урахуванням якісних перетворень енергії ефективність розглянутого процесу буде зовсім іншою. Ексергетичну оцінку процесу проведемо на 1000 Дж енергії, що надходить у котел з паливом (природним газом).

Ексергія продуктів згоряння в котлі з температурою $T_1 = 1273\text{ K}$ при температурі навколишнього середовища $T_0 = 278\text{ K}$ складе:

$$E_{\text{пз}} = q(1 - T_0/T_1) = 1000(1 - 278/1273) = 780\text{ Дж.}$$

Ексергія теплоносія для опалення з температурою $T_2 = 368\text{ K}$ складе:

$$E_{\text{т}} = q(1 - T_0/T_2) = 1000(1 - 278/368) = 250\text{ Дж.}$$

Внутрішні втрати ексергії в котлі складають:

$$E_{\text{в.вн.}} = E_{\text{пз}} - E_{\text{т}} = 780 - 250 = 530\text{ Дж.}$$

Ексергетичний ККД котла буде дорівнювати:

$$\eta_e = 1 - (E_{\text{п.вн.}} / E_{\text{пс}}) = 1 - (530 / 780) = 32\%.$$

У реальних умовах значення η_e складає 20–25% [2].

Розрахунок показав, що внутрішні втрати ексергії в котлі дуже великі і це пояснюється тим, що частина ексергії втрачається в самому процесі горіння і великі втрати виникають при передачі тепла від продуктів згоряння до теплоносія, температура якого значно нижча. При цьому, ми безцільно втрачаємо працездатність енергоносія і тим самим значно перевитрачаємо первинне паливо. З точки зору енергозбереження процес виробництва теплоти котельнею для опалення є дуже енерго-марнотратним у зв'язку з тим, що охолодження продуктів згоряння від T_1 до T_2 відбулося даремно.

Розглянемо тепер схему виробництва теплоти, подану на рис. 1 “б”, коли в процес виробництва теплоти котельні включена паротурбінна установка (ПТУ), що використовує працездатність теплової енергії для виробництва електроенергії. При цьому, за рахунок працездатності продуктів згоряння, виробляється електроенергія, а теплота після ПТУ направляється в систему опалення. Перетворення енергії первинного енергоносія з використанням даної схеми здійснюється на ТЕЦ. З включенням у схему котельні ПТУ, котельня

буде працювати за когенераційною технологією, тобто в режимі міні ТЕЦ. При цьому ексергія в кількості 530 Дж на 1000 Дж енергії, що мала місце в котлі, що працює в чисто опалювальному режимі за схемою рис. 1 “а” і втрачалася, використовується в схемі рис. 1 “б” для виробництва електроенергії. В реальних умовах ексергетичний ККД такої котельні складає приблизно 37–40% [3] і теплопостачання від котельні, що працює за когенераційною схемою є термодинамічно значно більш вигідним процесом, ніж теплопостачання від котельні, що безпосередньо спалюють органічне паливо для виробництва теплоносія.

Переобладнання опалювальних котелень на виробництво теплоти і електроенергії, може бути здійснено також шляхом включення в схему котельні газотурбінної установки (ГТУ) або газопоршневої установки (ГПУ).

На рис. 1 “в” наведена схема опалювальної котельні, що працює за когенераційною технологією з включенням у виробничий цикл котельні теплового насоса (ТН). Така котельня виробляє теплоносії для опалення і електроенергію для теплового насоса. На сьогоднішній день в світовій практиці це найбільш енергоефективний, з термодинамічної точки зору, спосіб теплопостачання, що дозволяє мінімізувати як витрати первинного палива шляхом підвищення ККД котла, так і у найбільшій мірі використовувати працездатність теплової енергії шляхом виробництва додаткової електроенергії і використання її в теплових насосах. У порівнянні з чисто опалювальною котельнею витрати палива при цьому знижуються у 5–7 разів.

Переобладнання опалювальних котелень на когенераційно-теплонасосну технологію повинно стати головним напрямом у державних планах енергозбереження в галузі теплопостачання комунально-побутового сектора країни на найближчі 5–10 років.

Висновки

При плануванні і здійсненні заходів з енергозбереження в галузі теплопостачання об’єктів необхідно проводити кількісний (енергетичний) і якісний (ексергетичний) аналізи процесів перетворення енергії, передбачаючи як мінімізацію витрати ПЕР шляхом підвищення ККД джерел, систем і процесів, так і максимально можливе використання працездатності (ексергії) теплової енергії зокрема шляхом переобладнання котелень на когенераційно-теплонасосні технології.

Література

1. Бродянский В. М., Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия, 1973. – 224 с.;
2. Стырикович М. А., Штильрайн Э. Э. Энергетика – проблемы и перспективы. – М.: “Энергия”, 1981. – 181 с.;
3. Эффективное использование электроэнергии / Пер. с англ.; под ред. Д. Б. Вольфберга. – М.: Энергоиздат, 1981. – 400 с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИВЧЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ В ВЕРТИКАЛЬНИХ КІЛЬЦЕВИХ МІКРОКАНАЛАХ З ОДНОБІЧНИМ ОБІГРІВОМ ТА ВИМУШЕНИМ РУХОМ РІДИНИ

Стан потоку рідини визначено, якщо відомі поля швидкості $\bar{w}$, тиску p та температури t . Знаючи поля $\bar{w}$, p , t , а також залежності фізичних властивостей від t та p , можна визначити всі величини, які характеризують теплообмін та рух рідини. Невідомі величини визначають з рівнянь суцільності, руху, енергії, які одержуються з основних законів фізики – законів збереження маси, кількості руху, моменту кількості руху та енергії в поєднанні з узагальнюючим законом в'язкого тертя Ньютона та законом теплопровідності Фур'є. Ці рівняння, доповнені залежностями фізичних властивостей рідини від температури та тиску, складають замкнену систему рівнянь, яка описує процес конвективного теплообміну та руху рідини [1–3].

В спеціальній літературі [1–3] подаються можливі аналітичні рішення системи диференціальних рівнянь динаміки та енергії, для обмеженого кола задач. Чисельні рішення охоплюють більше коло задач, але, так само як і для аналітичних рішень, вони виявляються справедливими в рамках прийнятих умов однозначності. Перевірка коректності отриманих рішень проводиться шляхом верифікації з результатами експериментальних досліджень, тому, поряд з розв'язанням математичних моделей проводяться систематичні експериментальні дослідження процесів теплообміну [4, 5].

Подання результатів експериментальних досліджень, їх узагальнення та аналіз доцільно проводити методами теорії подібності. У випадку експериментального вивчення питання, застосування методу подібності дозволяє звести до мінімуму число величин, які необхідно змінювати в дослідях, зазначає раціональний спосіб узагальнення дослідних даних [6, с. 34].

Течія що вивчалась, відповідала малому впливу піднімальної сили $(Gr \cdot Pr) < 40$ в порівнянні з силами в'язкості та інерції. Стаціонарний процес теплообміну, симетричний відносно вісі, повинен описуватись наступною системою безрозмірних чисел $Nu = Nu(X, Pe, Re)$. В якості безрозмірної координати використовувався комплекс $\frac{1}{Pe} \cdot \frac{L}{X}$, що дозволяв узагальнити та провести порівняння результатів досліджень [6, 7].

Експериментальне дослідження в основному було спрямоване на вивчення середньої тепловіддачі через зовнішню поверхню кільцевого мікроканалу в стаціонарних умовах при неусталених та сталих режимах течії. Метою дослідження було визначення середніх інтегральних коефіцієнтів тепловіддачі в вертикальних кільцевих мікроканалах при їх односторонньому обігріві та градієнтній течії та перевірці гіпотези, суть якої полягала в ствердженні, що починаючи з деякого моменту інтенсивність теплообміну буде залишатись постійною та дорівнювати величині обернено пропорційній термічному опору теплового пограничного шару. Дослідження здійснювались при $t_c = \text{const}$. При обробці експериментальних даних фізичні властивості рідини брались з роботи [8].

Структура експериментального стенда

Стенд для експериментального дослідження теплообміну в вертикальних кільцевих мікроканалах з одностороннім обігрівом при градієнтній течії рідини, рис. 5.1, складався з таких частин – робочої ділянки (1), термостату (2), ділянки вимірювання витрати (3), комплексу вимірювання температур (4), допоміжних контрольних приладів, живильного та циркуляційного трубопроводів, водяного насоса. Кільцевий мікроканал утворювався між зовнішньою поверхнею поршня та внутрішньою поверхнею неіржавіючого патрубка. З метою усунення

осьових перетоків теплоти в поршні, що приводять до викривлення результатів досліджень, поверхня поршня виконувалась з фторопласту 40, фізичні характеристики матеріалу бралися з роботи [9, с. 92]. Експеримент проводився в гідравлічно гладких каналах (абсолютна шорсткість не перевищувала $1 \div 2$ мкм). Однобічний обігрів в кільцевому каналі досягався розміщенням робочої ділянки в термостаті (2). Підтримання та рівномірність розподілу заданої температури в термостаті забезпечувалось нагрівачами та постійно працюючим перемішувачем. Витрата середовища через робочу ділянку контролювалась ротаметром (3). Вимірювання та запис температур води і поверхні на вході та виході з каналу здійснювалось вимірювальним комплексом (4). Комплекс вимірювання температур формувался з блоку хромель-копелевих термоелектричних термометрів підключених до універсального цифрового вольтметра UNI-T UT70D через перемикач, та портативної ЕОМ Toshiba-Satellite. Інтервал опитування сигналу від термопари відповідав 1 с, час запису сигналу від однієї термопари 60 с.

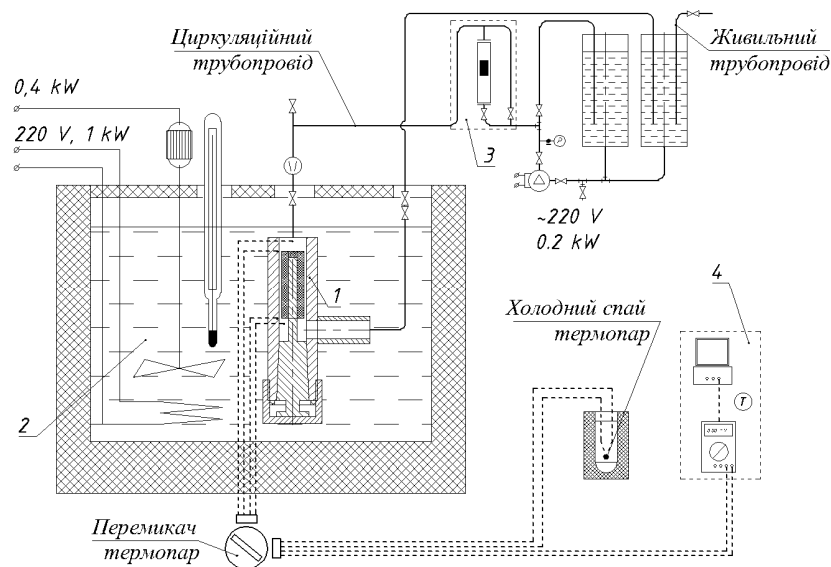


Рис. 1. Принципова схема експериментального стенда для досліджень теплообміну в вертикальних кільцевих мікроканалах

Місця встановлення термоелектричних термометрів у робочій ділянці подаються на рис. 2. Вимірювалась температура потоку на вході та виході з каналу, відповідно, t_1 , t_2 ; температура стінки на вході та виході з каналу, відповідно, t_{1c} , t_{2c} . При визначенні середньої тепловіддачі температура стінки осереднювалась. Коливання температури стінки по довжині не перевищували $\pm 0,5$ °С. Перед мікроканалом існувала прямолінійна ділянка довжиною 10 калібрів для заспокоєння потоку після місцевих опорів. Направляючий апарат на вході в канал не встановлювався. В зв'язку з дисипацією кінетичної енергії вода циркулююча в системі нагрівалась. Постійна температура циркулюючого потоку підтримувалась змішуванням рідини в баках з живильною водою. Видалення повітря з рідини перед робочою ділянкою виконувалось через повітряний кран.

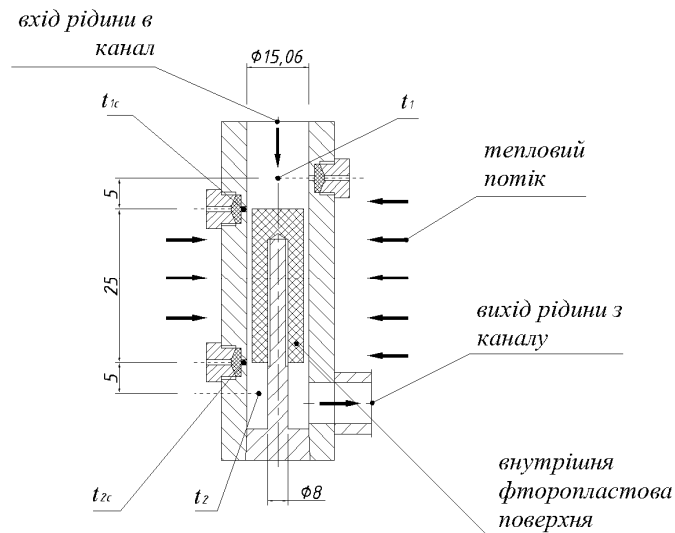


Рис. 2. Збільшений вигляд робочої ділянки з позначенням місць вимірювання температури

Технічні характеристики експериментального стенда.

- Електрична потужність нагрівачів, кВт: 2,0
- Витрата рідини яка нагрівається, кг/год:
максимальна 200
мінімальна 10
- Тиск в системі, МПа, при витраті:
максимальний 0,45
мінімальний 0,50
- Максимальна температура в термостаті, °C: 100

Методика експериментального дослідження

Дослідження проводились на водопровідній воді, яка задовольняла вимогам ГОСТу 2874-82* “Вода питьевая. Гигиенические требования и контроль за качеством”, в діапазонах масових швидкостей ($0,22 \cdot 10^3$; $7,6 \cdot 10^3$) кг/(м² с) та температурних напорів (5,4; 63,5) °C, що відповідало наступним діапазонам чисел Рейнольдса, Прандтля та Пекле: $Re \in (1,3 \cdot 10^2; 2,5 \cdot 10^3)$, $Pr \in (3,2; 7,2)$, $Pe \in (0,4 \cdot 10^3; 1,5 \cdot 10^4)$. Намічений комплекс досліджень тепловіддачі проводився на кільцевих мікроканалах шириною 59, 140 мкм, при постійній температурі зовнішньої стінки, $t_c = \text{const}$. Геометричні розміри каналів подаються в табл. 1.

Таблиця 1

Характеристики кільцевих мікроканалів

№ п/п	Ши- рина, δ, 10 ⁻⁶ м	Дов- жина, L, 10 ⁻³ м	Діаметр, 10 ⁻³ м			d ₁ /d ₂	L/d _e
			внутрі- шній, d ₁	зовніш- ній, d ₂	еквіва- лент., d _e		
Канали гідравлічно гладкі							
1	59	25	14,942	15,060	0,118	0,992	212
2	140	25	14,780	15,060	0,280	0,981	89

Після встановлення необхідного поршня робоча ділянка розміщувалась в термостаті. По досягненні в термостаті заданої температури вмикався циркуляційний насос, забезпечуючи потрібний в системі напір та витрату. Одночасно з насосом вмикався запис електрорушійних сил

від хромель-копелевих термоелектричних термометрів, що фіксували температури t_1 , t_2 , t_{1c} , t_{2c} , див. рис. 2. Температури вимірювались контактним способом, термо-ЕРС в термопарному колі вимірювались методом безпосередньої оцінки (універсальним цифровим вольтметром, внутрішній опір приладу перевищував 4000 М Ω). За зміною температур, робився висновок про досягнення стаціонарного режиму теплообміну. Середнє квадратичне відхилення від осередненої величини при цьому не перевищувало 0,01 мВ, що відповідало 0,18 °С. Одночасно з вимірюванням температури на відеокамеру фіксувався відлік ротаметру. Середнє квадратичне відхилення не перевищувало 1,5 поділки, що відповідало 0,8÷3,0 кг/год. Після проведення одного вимірювання реєструючі прилади відключались. Через 1–3 хвилини вимірювання повторювалось при тих самих граничних умовах. Загальна кількість повторювань при цьому складала 4–9 разів. Після завершення серії вимірювань на одному режимі відбувалась зміна граничних умов. Зміна умов теплообміну забезпечувалась зміною витрати середовища через кільцевий канал або величини температурного напору, яка здійснювалась зміною потужності електричних нагрівачів термостату. Після зміни граничних умов та виходу стенда на стаціонарний режим вимірювання повторювались.

Під час проведення вимірювань тиск в камері за каналом (див. рис. 2, в місці вимірювання температури t_2) не зменшувався нижче 0,3 МПа, для запобігання виділення з рідини газів, що не конденсуються, та викривлення результатів досліджень.

Контроль температури рідини, яка надходила до витратомірної ділянки здійснювався на виході з рециркуляційного трубопроводу. Температура рідини в місці вимірювання витрати дорівнювала 20 °С, коливання температури не перевищували ± 2 °С. Підтримання температури забезпечувалось змішуванням рідини перед її надходженням до насоса, див. рис. 1.

В табл. 2 наводяться результати розрахунку похибок величин непрямого вимірювання, виконаного за методикою [11].

Таблиця 2

Похибки результатів непрямих вимірювань

№ п/п	Назва величини	Одиниця вимірювання	Абсолютна похибка	Діапазон зміни величини	Відносна похибка, %
1	Температура	°С	0,8	17,6÷65,2	7,6÷2,1
2	Різниця температур	°С	1,2	5,2÷10,1	22,5÷11,5
3	Середній логарифмічний напір	°С	0,8	5,4÷63,5	14,8÷1,3
4	Кількість теплоти за одиницю часу	Вт	69÷123	287÷603	23,9÷20,5
5	Площа живого перерізу каналу	м ²	$4,40 \cdot 10^{-8}$	$2,8 \cdot 10^{-6} \div 6,6 \cdot 10^{-6}$	1,6÷0,7
6	Площа поверхні теплообміну	м ²	$3,32 \cdot 10^{-7}$	$1,18 \cdot 10^{-3}$	0,03
7	Густина рідини	кг/м ³	0,2	998,3÷977,7	0,02÷0,03
8	Коефіцієнт динамічної в'язкості	Па с	$1,69 \cdot 10^{-5}$	$1003 \cdot 10^{-6} \div 654 \cdot 10^{-6}$	1,7÷2,6
9	Коефіцієнт теплопровідності	Вт/(м · °С)	$1,41 \cdot 10^{-3}$	$599 \cdot 10^{-3} \div 663 \cdot 10^{-3}$	0,2
10	Середня швидкість руху потоку рідини в каналі	м/с	0,1	0,25÷7,5	6,9÷1,7
11	Середній інтегральний коефіцієнт тепловіддачі	Вт/(м ² · °С)	2099	8487÷25013	24,7÷8,4

12	Характерний лінійний розмір	м	$1,88 \cdot 10^{-6}$	$59 \cdot 10^{-6} \div 280 \cdot 10^{-6}$	$3,2 \div 0,7$
13	Число Рейнольдса		37	$130 \div 2470$	$4,4 \div 1,1$
14	Число Прандтля		0,1	$3,2 \div 7,2$	$2,0 \div 1,6$
15	Число Пекле		289	$400 \div 14305$	$8,1 \div 2,0$
16	Число Нуссельта		1,0	$4,4 \div 11,2$	$25,9 \div 8,6$

Виготовлення хромель-копелевих термоелектричних термометрів виконувалося на базі ІТТФ НАНУ. Величина королька дорівнювала $0,3 \div 0,5$ мм, тарування проводилося при температурі $15 \div 99$ °С. Результати тарування апроксимувалися за методом найменших квадратів математичними виразами виду $t = k \cdot e^n$. Відносна похибка апроксимації складала $\pm 1\%$. В табл. 3, подаються апроксимуючі рівняння для термодатчиків, які використовувалися в дослідженнях.

Таблиця 3

Результати тарування термометрів термоелектричних

№ п/п	Позначення величини, що вимірюється	Рівняння	Одиниця вимірювання	Середнє квадратичне відхилення, °С
1	t_1	$t = 15,384 \cdot e^{0,969}$	°С	$\pm 0,30$
2	t_2	$t = 15,425 \cdot e^{0,974}$	°С	$\pm 0,32$
3	t_{1c}	$t = 15,402 \cdot e^{0,970}$	°С	$\pm 0,33$
4	t_{2c}	$t = 15,374 \cdot e^{0,970}$	°С	$\pm 0,32$
e – величина термо-ЕРС, мВ				

При узагальненні результатів експериментального дослідження теплообміну в якості характерного визначального лінійного розміру використовувався гідравлічний (еквівалентний) діаметр, $X = d_e = d_2 - d_1 = 2\delta$.

Осереднення коефіцієнта тепловіддачі проводилося методом, запропонованим в роботі [7, с. 175], суть якого полягала в діленні середнього інтегрального теплового потоку за довжиною на середній інтегральний температурний напір за довжиною

$$\bar{\alpha} = \frac{\frac{1}{L} \int_0^L q_c dx}{\frac{1}{L} \int_0^L \Delta t_x dx}.$$

Середній інтегральний тепловий потік розраховувався за рівнянням

$$\frac{1}{L} \int_0^L q_c dx = \frac{Q}{F},$$

де Q – кількість теплоти, що передається за одиницю часу через зовнішню поверхню, Вт; F – площа поверхні теплопередачі, м².

Кількість теплоти, що брала участь в теплообміні визначалась рівнянням

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1), \quad (1)$$

де G – кількість води, що нагрівається в кільцевому каналі; t_2, t_1 – відповідно, температури рідини на виході та вході в мікроканал, див. рис. 2.

Площа поверхні теплопередачі описувалась виразом $F = \pi \cdot d_2 \cdot L$.

Середній інтегральний температурний напір визначався наступним чином

$$\frac{1}{L} \int_0^L \Delta t_x dx = \Delta t_{\text{л}} = \frac{(\bar{t}_c - t_1) - (\bar{t}_c - t_2)}{\ln \left(\frac{(\bar{t}_c - t_1)}{(\bar{t}_c - t_2)} \right)}, \quad (2)$$

де $\bar{t}_c$ – температура зовнішньої стінки, підраховувалась як середнє арифметичне від температур стінки на вході (t_{1c}) та виході (t_{2c}) з каналу.

Після перетворень залежність для підрахунку осередненого коефіцієнта тепловіддачі набувала вигляду

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_{\text{л}}}. \quad (3)$$

Результати експериментальних досліджень

Основна увага в експериментальному дослідженні приділялась вивченню середнього коефіцієнта тепловіддачі від зовнішньої поверхні кільцевого мікроканалу при наявності стаціонарної градієнтної течії, та перевірці гіпотези про можливість існування автомодельного режиму теплообміну, який не залежить від впливу інерційних сил та обумовлюється лише геометричними розмірами каналу. Первинна обробка полягала в побудові графічних залежностей середнього коефіцієнта тепловіддачі від середньої швидкості рідини. Результати експериментальних досліджень представлені в $\bar{w}$ – α логарифмічній системі координатах, рис. 3.

Вже на цьому етапі проведення дослідження вказує на високу ефективність процесу теплообміну при ламінарному русі рідини в мікроканалах. Значення середнього коефіцієнта тепловіддачі для гідравлічно гладкого мікроканалу шириною 59 мкм відповідає ~ 23000 Вт/м²°С, а мінімальне значення коефіцієнта тепловіддачі для каналу шириною 140 мкм ~ 10000 Вт/м²°С. При цьому існує якісна відмінність в отриманих результатах експериментальних досліджень для каналів шириною 59 та 140 мкм. Якщо для каналу шириною 59 мкм експериментальні дані, в рамках проведеного дослідження, не залежать від швидкості руху рідини, максимальне відхилення від середньої величини складає $\pm 5\%$, то для каналу шириною 140 мкм чітко виокремлюються дві області зміни значення функції. В діапазоні $\bar{w} \in [0,22; 2,0]$ м/с середній коефіцієнт тепловіддачі залишається постійним, відхилення від середньої величини не перевищує $\pm 6\%$, а в діапазоні $\bar{w} > 2,0$ м/с спостерігається зростання коефіцієнта тепловіддачі, при цьому максимальне відхилення від апроксимуючого рівняння складає $\pm 50\%$. Для більшого каналу, $\bar{w} > 2,0$ м/с, коефіцієнт достовірності апроксимації дорівнює $R^2 = 0,5$, що свідчить про задовільну кореляцію між коефіцієнтом тепловіддачі та середньою швидкістю рідини, та про вплив додаткових неврахованих факторів. Беручи до уваги умови вимірювання температури, зокрема той факт, що температури входу та виходу вимірювались на деякій відстані від каналу, див. рис. 2, такий розкид експериментальних точок пояснюється неврахованим впливом початкової та кінцевої ділянок до та після кільцевого мікроканалу, при цьому, вплив стає тим сильніший, чим вище середня швидкість потоку.

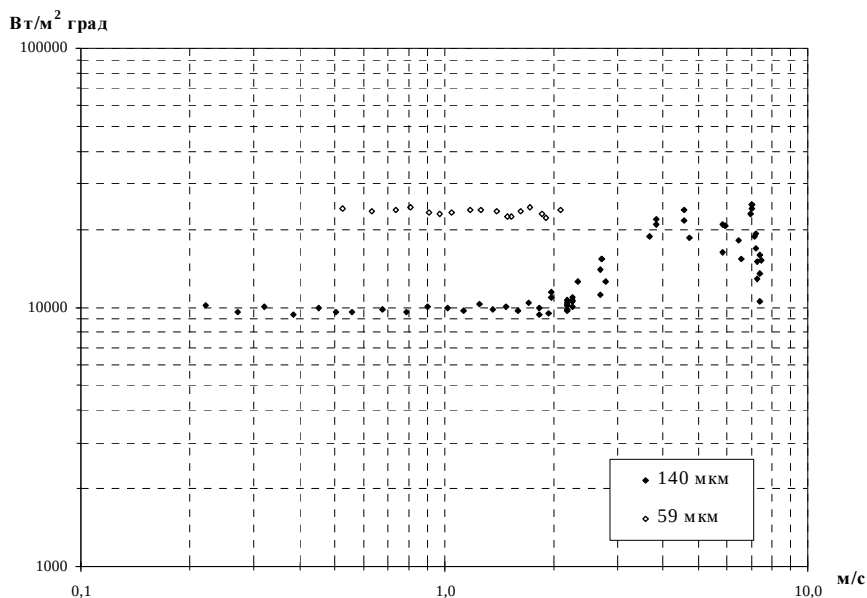


Рис. 3. Результати дослідження тепловіддачі через зовнішню поверхню вертикального кільцевого мікроканалу при градієнтній течії

Технічне використання мікроканальних систем доцільно в діапазоні малих значень чисел Рейнольдса, враховуючи, що починаючи з деякого моменту на інтенсивність теплообміну починають впливати додаткові фактори, що порушують його автономність, подальшому розгляду та узагальненню підлягали дані, які відповідали діапазону $\bar{w} \in [0,22; 2,0]$ м/с.

Деяка частка отриманих експериментальних даних подається в таблиці 4.

З метою врахування зміни фізичних властивостей рідини та впливу початкової ділянки подальша обробка результатів вимірювання проводилась в $\frac{1}{Pe} \cdot \frac{L}{X} - \overline{Nu}$ логарифмічній системі координат рис. 4. Для визначення фізичних властивостей в критеріях подібності підбиралась визначаюча температура потоку, при якій враховувалась зміна цих властивостей на коефіцієнт тепловіддачі. При цьому, форма узагальнюючої залежності залишалась такою самою, як і у випадку постійних фізичних властивостей [7, с. 159]. Визначаюча температура описувалась рівнянням

$$t = t_c - \Delta t_l, \quad (4)$$

де t_c – середня температура зовнішньої стінки, °C; Δt_l – середній логарифмічний температурний напір, °C.

Таблиця 4

Експериментальні дані

№ п/п	Геометричні розміри, мм				Температура, °C				Δt_l , °C	Масова витрата, кг/год	м/с	Критерії			Q, Вт	α , Вт/м ² °C	Nu
	d_1	d_2	L	δ	t_1	t_2	t_{1c}	t_{2c}				Re	Pr	Pe			
1	14,780	15,060	25	0,140	21,0	26,6	51,8	51,3	27,6	51,37	2,19	664	6,30	4187	335	10233	4,6
2					23,0	28,5	54,8	54,0	28,5	53,08	2,27	719	6,03	4335	339	10058	4,5
3					23,5	29,3	55,4	54,9	28,6	51,37	2,19	706	5,95	4199	347	10229	4,6
4					24,0	29,6	56,0	55,3	28,7	51,37	2,19	712	5,90	4201	335	9845	4,4
5					24,5	30,4	56,3	55,9	28,5	51,37	2,19	723	5,82	4205	353	10450	4,6
6					25,0	30,9	56,7	56,0	28,3	53,08	2,27	756	5,75	4347	365	10902	4,8
7					25,0	31,8	57,3	56,8	28,5	46,27	1,98	666	5,70	3792	366	10872	4,8
8					24,5	31,7	57,1	56,5	28,5	46,27	1,98	662	5,73	3791	388	11503	5,1
9					25,0	32,1	59,2	58,7	30,2	42,89	1,83	619	5,68	3516	355	9919	4,4
10					28,8	32,6	53,6	53,2	22,6	111,29	4,75	1681	5,44	9147	494	18460	8,2
11					31,4	36,1	55,2	54,7	21,1	107,65	4,60	1736	5,12	8881	591	23669	10,5
12					31,8	37,5	58,3	57,7	23,2	89,69	3,84	1475	5,02	7407	603	21977	9,7

№ п/п	Геометричні розміри, мм				Температура, °C				$\Delta t_{\text{л}},$ °C	Масова витрата, кг/год	м/с	Критерії			$Q,$ Вт	$\alpha,$ Вт/м ² °C	Nu
	d_1	d_2	L	δ	t_1	t_2	t_{1c}	t_{2c}				Re	Pr	Pe			
13					32,0	37,5	58,6	58,2	23,5	89,69	3,84	1478	5,01	7407	582	20927	9,2
14					32,2	37,5	59,6	59,0	24,3	86,14	3,69	1422	5,00	7115	539	18736	8,2
15					32,0	38,4	61,7	61,3	26,1	63,38	2,72	1054	4,97	5237	476	15391	6,8
16					32,0	38,4	61,6	61,2	26,0	63,38	2,72	1054	4,97	5237	476	15454	6,8
17					31,6	37,7	62,4	61,8	27,3	63,38	2,72	1042	5,02	5234	452	13989	6,1
18					31,0	36,5	62,5	62,1	28,4	65,11	2,79	1050	5,11	5372	422	12538	5,5
19					30,2	35,5	62,9	62,4	29,7	63,38	2,71	1003	5,21	5224	395	11228	4,9
20	14,942	15,060	25	0,059	17,8	21,6	23,5	22,5	2,6	16,23	1,63	192	6,84	1313	72	23401	4,6
21					17,8	22,5	24,3	23,7	3,2	15,31	1,53	183	6,77	1239	84	22446	4,4
22					17,9	23,4	24,8	24,5	3,2	13,95	1,40	169	6,67	1129	88	23474	4,6
23					17,8	24,3	26,7	25,8	4,2	14,86	1,49	183	6,58	1203	112	22476	4,4
24					18,1	26,2	28,0	27,5	4,2	12,60	1,26	161	6,36	1021	119	23733	4,6
25					18,1	30,4	32,8	32,1	6,0	11,71	1,17	160	5,96	952	168	23713	4,6

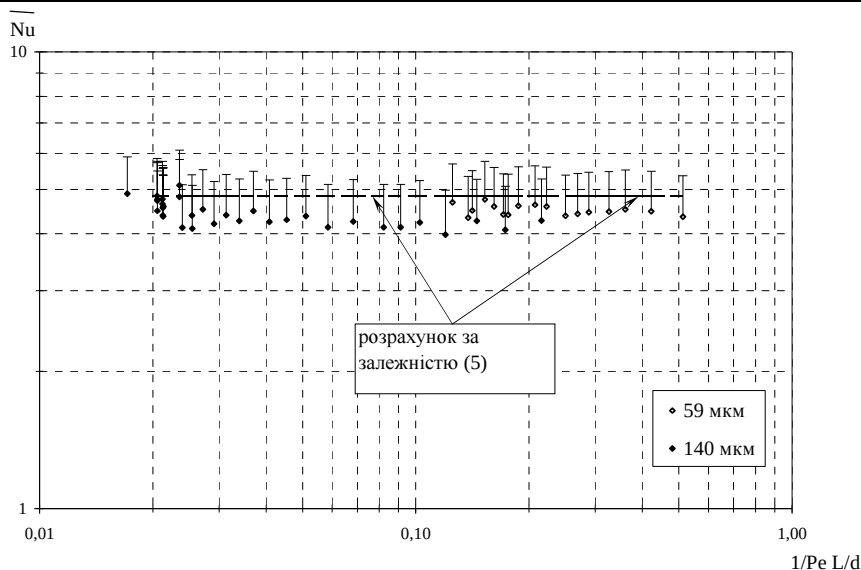


Рис. 4. Узагальнення результатів експериментальних досліджень теплообміну

Згідно з традиційними уявленнями [6, с. 88] вся довжина каналу, що обігрівається може бути розділена на дві ділянки. На першій ділянці – термічній початковій ділянці – відбувається формування профілю температури, тобто закон, що описує розподіл температури по радіусу, змінюється за довжиною, а число Нусельта зменшується. На другій ділянці – ділянці стабілізованого теплообміну – закон розподілу температури по радіусу, не змінюється за довжиною, а число Нусельта зберігає постійне значення. Поле температури та тепловіддача на термічній початковій ділянці суттєво залежать від розподілу температури на вході.

При досягненні режиму стабілізованого теплообміну число Нусельта стає автомодельним відносно координати $1/Pe \cdot L/X$, [6, с. 87], для кільцевого каналу при умові тепловіддачі через зовнішню поверхню та теплоізоляції внутрішньої, граничне число дорівнює [6, с. 240]

$$\overline{Nu}_{\infty} = 4,03 \exp\left(0,185 \cdot \frac{r_1}{r_2}\right), \quad (5)$$

де r_1, r_2 – внутрішній та зовнішній радіуси мікроканалу, відповідно, м.

Звертаючи увагу на те, що довірчий інтервал при визначенні числа Нусельта дорівнював $\overline{Nu} \pm 1$, $\overline{Nu} - 1 < \overline{Nu} < \overline{Nu} + 1$ див. табл. 2, можна стверджувати, що результати дослідження проведеного на каналах шириною 59, 140 мкм відповідають умовам стабілізованого теплообміну, при якому середнє число Нусельта залишається постійним та не залежить від зміни аргументу.

Виходячи з постановки задачі можна стверджувати, що в каналах шириною 59÷140 мкм, в діапазоні зміни аргументів $1/Pe \cdot L/X \in [0,02;0,50]$, спостерігається автономний режим теплообміну, середнє значення числа Нусельта добре узгоджується з розрахунковою величиною, див. форм. (5), запропонованою в роботі [6].

Висновки

Проведене дослідження продемонструвало високу ефективність теплообміну в гідравлічно гладких кільцевих мікроканалах. Значення середніх коефіцієнтів тепловіддачі для каналу шириною 59 мкм дорівнює $\sim 23000 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, для каналу шириною 140 мкм $\sim 10000 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, при їх односторонньому обігріві та градієнтній течії рідини.

В діапазоні чисел Рейнольдса, $Re \in [130;2500]$, спостерігався ламінарний режим течії, що узгоджується з висновками зробленими в роботах [10, 11].

В діапазоні аргументів $1/Pe \cdot L/X \in [0,02;0,50]$ для каналів шириною 59, 140 мкм спостерігався режим, який відповідав умовам стабілізованого теплообміну. Отриманий результат дозволяє стверджувати, що для групи каналів шириною [59÷140] мкм в указаному діапазоні зміни аргументів, при $d_1/d_2 \rightarrow 1$, буде спостерігатись автономний режим теплообміну.

Постійність середнього числа Нусельта в діапазоні зміни аргументів, $1/Pe \cdot L/X \in [0,02;0,50]$, для гідравлічно гладких каналів шириною [59÷140] мкм, підтверджує висновок, зроблений в роботі [11], про відсутність впливу початкової ділянки гідродинамічної стабілізації на гідродинамічні та теплові характеристики потоку.

Базуючись на результатах дослідження, розрахунок середньої інтенсивності теплообміну в гідравлічно гладких кільцевих мікроканалах шириною [59÷140] мкм в діапазоні зміни координат $1/Pe \cdot L/X \in [0,02;0,50]$ необхідно проводити за залежністю, отриманою для умов стабілізованого теплообміну, [6]:

$$\overline{Nu} = 4,03 \exp\left(0,185 \cdot r_1/r_2\right).$$

Література

1. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. Пер. с нем. – М.: Наука, 1969. – 742 с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1970. – 904 с.
3. Повх И. Л. Техническая гидромеханика – Л.: Машиностроение, 1969. – 524 с.
4. Артемов В. И., Леонтьев А. И., Поляков А. Ф. Численное моделирование конвективно-кондуктивного теплообмена в блоке прямоугольных микроканалов// Теплофизика высоких температур. – 2005. – Т. 43, № 4. – С. 580–593.
5. Netsroni G. et al. Fluid flow in micro-channels// International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2005. – № 48. – Р. 1982–1998.
6. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах – М.: Энергия, 1967. – 412 с., ил.
7. Жукаускас А., Жугжда И. Теплоотдача в ламинарном потоке жидкости. – Вильнюс: Минтис, 1969. – 266 с.
8. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рекоменд. Госслужбой стандартных справочных данных – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с., ил.
9. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др.; Под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с., ил.

10. Малкін Е. С., Тимошенко А. В. Перспективність використання щілинних мікроканалів в запірних та теплообмінних пристроях // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25, № 4 – С. 159–160.

11. Малкін Е. С., Тимошенко А. В. Особливості гідродинаміки кільцевих мікроканалів з нормальною шорсткістю поверхні // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т. 26, № 6 – С. 83–88.

**ТЕПЛОПЕРЕНОС ОТ ГРУНТА К ЖИДКОЙ ФАЗЕ СУГ
ПРИ ЕЕ НАГРЕВЕ В РЕЖИМЕ ХРАНЕНИЯ
В ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ РЕГАЗИФИКАТОРАХ
(ВНУТРЕННЯЯ ЗАДАЧА)**

Предложенные автором [1] геотермальные регазификаторы (ГТР) для газоснабжения потребителей сжиженным углеводородным газом (СУГ), представляют собой вертикальные скважины, укрепленные стальными трубами диаметром от 300 до 800 мм, глубиной $H = 50 \dots 60$ м. Нижний торец затопонирован бетонной пробкой. На верхнем конце трубы, выступающем над земной поверхностью, и до глубины промерзания почвы устраивается тепловая изоляция. Сверху на трубу устанавливается штатный оголовок (редукционная головка) с необходимой трубной обвязкой и устройствами, обеспечивающими безопасное и удобное выполнение технологических операций при эксплуатации.

ГТР перед началом работы и затем периодически, по мере его опорожнения, заполняется жидкой фазой СУГ от специальных автомашин-газовозов (АЦЖГ). При этом ГТР заполняются максимально на 9/10 их вместимости, так что в верхней части трубы остается полость для паровой фазы, защищенная от конденсации вследствие охлаждения в холодное время года.

Нагрев в режиме хранения СУГ и испарение (кипение) жидкой фазы в регазификаторах предложенного типа осуществляется за счет геотермальной энергии, т.е. теплоты, аккумулированной массивом грунта, окружающим скважину и находящимся на достаточном удалении от земной поверхности. В этой области температурный режим массива грунта не подвержен влиянию сезонных изменений солнечной активности и других внешних факторов в данной местности.

Практически вся боковая поверхность скважины, смоченная жидкой фазой СУГ, находится в зоне грунта с постоянной по глубине положительной температурой. Притоками или стоками теплоты на торцах скважины можно пренебречь. Таким образом, теплообмен с грунтом происходит только в радиальном направлении в полярной системе координат.

Для упрощения можно полагать, что термическим сопротивлением стальной стенки корпуса ГТР (обсадной колонны) можно пренебречь, а затрубное пространство, залитое цементом, рассматривать как составную часть грунта. Следовательно, теплообменная поверхность ГТР представляет собой смоченную жидкой фазой СУГ боковую стенку круглой цилиндрической скважины пробуренной в грунте. Ее радиус r_c принимаем равным внутреннему радиусу обсадной колонны $r_{ок}$.

В ГТР сжиженный газ образует двухфазную систему с плоской свободной поверхностью раздела между жидкостью и паром. Эта система может длительно существовать при давлении в паровой полости, соответствующем упругости насыщенных паров при определенной температуре жидкости. Зависимости упругости насыщенного пара индивидуальных углеводородов от температуры приведены в справочных пособиях [11, 13].

Механизм переноса теплоты от массива грунта к жидкой фазе СУГ без отбора пара в газовую сеть потребителей (в режиме хранения) сводится к естественной конвекции. В процессе прогрева СУГ температура жидкости со временем асимптотически приближается к температуре невозмущенного массива грунта на глубине нейтрального слоя гелиотермозоны.

При отборе пара в газовую сеть потребителей происходит резкое падение давления в полости паровой фазы СУГ, за счет чего возникает перегрев жидкости, приводящий к возникновению пузырькового кипения.

В обоих случаях температуры стенки скважины и жидкости меняются во времени, в связи с чем процесс теплообмена приобретает существенно нестационарный характер.

На процессы переноса теплоты в жидкой фазе СУГ внутри ГТР и окружающем грунте оказывают значительное влияние технологические режимы его функционирования как части централизованной системы локального газоснабжения СУГ, что, в свою очередь, определяется особенностями газопотребления абонентов.

По условиям сложившегося бытового уклада населения газоснабжение жилых зданий характеризуется цикличным изменением расхода газа в течение суток с максимумом газопотребления в утренние и вечерние часы. Газовая нагрузка на систему газоснабжения и ГТР, как ее часть, изменяется, кроме того по дням недели, достигая максимума в выходные и предпраздничные дни.

При цикличном режиме отбора паровой фазы СУГ процессы нестационарного теплообмена между жидкостью в ГТР и грунтом протекают также циклично.

В часы активного газопотребления происходит интенсивный перенос теплоты от массива грунта к жидкой фазе, которая быстро испаряется. В связи со значительным расходом теплоты на осуществление фазового перехода жидкости в пар, ее температура резко снижается, что приводит к понижению температуры грунта вокруг скважины. Если интенсивность отбора газа в сеть велика, то могут быть достигнуты существенно отрицательные температуры в системе жидкость-грунт. Влажный грунт при этом в определенной зоне промерзает.

В часы существенного снижения или даже полного прекращения отбора паровой фазы в газовую сеть (например, в ночное время) происходит восстановление температуры охлажденных слоев грунта вокруг скважины и, как следствие, нагрев жидкости. В таком случае рационально предусматривать отключение «расходного» ГТР от сети и перевод его в резерв до максимально полного восстановления температурного поля вокруг него и прогрева жидкости до достижения практического теплового равновесия с грунтом.

При непрерывном отборе паровой фазы СУГ на нужды технологических потребителей тепловое состояние системы ГТР – массив грунта быстро проходит стадии нестационарного теплообмена и протекает в режиме установившегося квазистационарного переноса теплоты. Интенсивность его, а следовательно и паропроизводительность ГТР, меньше, чем на начальных стадиях процесса, но длительность их работы может составлять значительную величину. Восстановление температурного поля массива пород вокруг скважины в таком случае будет происходить после опорожнения ГТР, когда система газоснабжения потребителей будет переключена на другой, полностью запрограммированный регазификатор.

Единое решение задачи сопряженного нестационарного переноса теплоты в системе “ГТР – массив грунта” формально можно представить состоящим из двух отдельных задач: внутренней и внешней, обеспечивая лишь их сшивку по температуре на стенке скважины.

Внутренняя задача включает в себя процессы теплопереноса в жидкой фазе СУГ, находящейся в ГТР, при различных технологических режимах.

В настоящей статье рассматриваются только процессы теплопереноса в жидкости, находящейся в вертикальной цилиндрической скважине геотермального регазификатора с радиусом, значительно меньшим его глубины ($r_c \ll H_{ГТР}$) в режиме хранения СУГ (без отбора паровой фазы в сеть потребителей).

В этом случае теплоотвод от массива пород к жидкой фазе СУГ происходит за счет теплоотдачи при гравитационной свободной конвекции в объеме скважины ГТР с грунтовыми стенками (условно).

Свободной конвекцией называется движение жидкости под действием неоднородного поля массовых сил, приложенных к частицам жидкости внутри системы. В нашем случае эти силы обусловлены гравитационным внешним полем. Проще говоря, свободная конвекция – это движение жидкости, вызванное разницей плотностей в различных точках ее объема.

Перенос теплоты, происходящий при обтекании твердой теплообменной поверхности (стенки скважины) жидкостью при свободном движении, называют теплоотдачей при свободной (естественной) конвекции.

Основной задачей исследования любого вида теплоотдачи является определение связи между тепловой нагрузкой поверхности нагрева (плотностью теплового потока q_F), и разностью между температурой этой поверхности T_F и температурой жидкости $t_{жс}$ в данном сече-

нии резервуара. Для этого необходимо знать распределение температуры в жидкости, полагая, что это распределение обладает свойствами непрерывного поля, для которого имеют смысл понятия о градиенте температуры и векторе плотности теплового потока на омываемой поверхности.

В общей постановке рассмотрение механизма теплоотдачи при свободной конвекции основано на следующих допущениях:

- все характеристики процесса переноса теплоты в жидкости есть непрерывные функции координат и времени, кроме того, этот процесс протекает изобарически, т.е. происходит при постоянном давлении;
- жидкость находится в абсолютном контакте с поверхностью теплообмена, т.е. имеет место смачивание жидкостью стенки скважины;
- термическое сопротивление контакта между жидкостью и поверхностью теплообмена пренебрежимо мало;
- теплота диссипации энергии возникающей за счет вязкого трения при движении жидкости вдоль стенки пренебрежимо мала по сравнению с изменением ее энтальпии за счет теплообмена;
- кинетическая энергия движения жидкости пренебрежимо мала по сравнению с изменением ее энтальпии;
- теплофизические характеристики жидкости не зависят от температуры.

Однако, даже при этих упрощающих допущениях задача аналитического определения температурного поля в свободно движущейся жидкости наталкивается на значительные математические трудности, так как требует предварительного решения гидравлической задачи, т.е. нахождения поля скоростей, что не всегда возможно, например, при турбулентном режиме течения.

Последнего можно избежать, если при рассмотрении теплоотдачи конвекцией ввести понятия пограничного слоя и коэффициента теплоотдачи, который характеризует интенсивность переноса теплоты от твердой поверхности к потоку жидкости, омывающей эту поверхность.

Пограничным слоем называют прилегающий к поверхности слой жидкости, толщина которого много меньше геометрических размеров твердой поверхности в направлении движения жидкости и геометрических характеристик потока жидкости в направлении, нормальном стенке. В пограничном слое сосредоточена практически большая часть изменения скорости жидкости в поперечном сечении резервуара. В зависимости от величины средней скорости жидкости в пограничном слое режим течения может быть ламинарным или турбулентным.

При любом режиме течения в пограничном слое можно выделить подслой, непосредственно прилегающий к твердой поверхности, который можно рассматривать неподвижным, вследствие вязкости.

К этому слою можно применить закон Фурье-Кирхгофа, описывающий перенос теплоты теплопроводностью:

$$q_F = -\lambda_{ж} \frac{\partial t}{\partial n}, \quad (1)$$

где $\lambda_{ж}$ – теплопроводность жидкости, $\frac{\partial t}{\partial n}$ – градиент температуры жидкости в направлении нормали к твердой поверхности.

Это уравнение можно представить в ином виде:

$$q_F = \frac{-\lambda_{ж} \frac{\partial t}{\partial n}}{T_c - t_{ж}} (T_c - t_{ж}), \quad (2)$$

где T_c – температура стенки; $t_{ж}$ – температура жидкости.

Коэффициент пропорциональности $\frac{-\lambda_{ж} \frac{\partial t}{\partial n}}{T_c - t_{ж}}$ в этом уравнении при принятых допущениях не зависит от температуры, поэтому его можно рассматривать в качестве меры интенсивности процесса теплоотдачи, т.е. в качестве коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции $\alpha_{кв}$.

Тогда уравнение (2) можно рассматривать как выражение закона Ньютона для теплоотдачи, устанавливающего прямую пропорциональность между плотностью теплового потока q_F и температурным напором $T_c - t_{ж}$:

$$q_F = \alpha_{кв} (T_c - t_{ж}). \quad (3)$$

Строго говоря, использование для описания нестационарного процесса теплоотдачи при свободной конвекции уравнения (3) является условным приемом, однако он существенно облегчает решение основной задачи, вследствие того, что при этом отпадает необходимость определять температурное поле в жидкости.

Большое количество теоретических и экспериментальных исследований теплообмена при свободной конвекции [2, 5, 6, 7, 9, 10] подтверждает продуктивность такого феноменологического подхода.

Жидкая фаза СУГ, заполняющая большую часть вертикальной скважины, при прогреве приходит в состояние свободного движения вследствие разности плотностей отдельных ее объемов, вызванной неоднородностью поля температуры жидкости по радиусу скважины.

Изменение плотности жидкости ρ при различной температуре можно описать зависимостью:

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(t - t_0)], \quad (4)$$

где ρ_0 – исходная плотность при начальной температуре t_0 ; β – коэффициент объемного расширения жидкости; t – приобретенная при нагреве температура жидкости.

Из решения системы уравнений движения, сплошности и энергии для ламинарного режима течения в пограничном слое жидкости, в [7, 9, 12] получена критериальная зависимость, позволяющая определить интенсивность теплоотдачи при свободной конвекции:

$$\frac{\alpha_{кв} D}{\lambda_{ж}} = f \left(\frac{a_m}{v_{ж}}, \frac{g \beta \Delta t D^3}{v_{ж}^2} \right), \quad (5)$$

или в безразмерной форме:

$$Nu_{кв} = f(Pr, Gr), \quad (6)$$

где $Nu_{кв} = \frac{\alpha_{кв} D}{\lambda_{ж}}$ – число Нуссельта, определяющее интенсивность теплоотдачи при свободной конвекции; $Pr = \frac{v_{ж}}{a_{ж}}$ – число Прандтля для жидкости, представляющее собой отношение кинематической вязкости к температуропроводности;

$Gr = \frac{g \beta \Delta t D^3}{v_{ж}^2}$ – число Грасгофа для жидкости, представляющее собой отношение архимедовых сил к силам вязкости.

Попытка получения конкретного вида функциональной зависимости (6) аналитическим методом была предпринята в [15].

Сопоставление экспериментальных данных интенсивности теплоотдачи при свободной конвекции для различных жидкостей, обтекающих твердые поверхности разной формы при различной ориентации последних относительно потока и гравитационного поля, с полученными в этой работе результатами решения критериальных зависимостей показало в большинстве случаев значительное их несовпадение.

Это объясняется тем, что в [15] принято упрощенное описание распределения скоростей и температур в пограничном слое при различных режимах течения, которое не соответствует реальной, более сложной физической картине. Кроме того, при аналитическом решении учет влияния зависимости физических характеристик жидкости от температуры на теплоотдачу

представляет значительную математическую сложность. Задача о теплоотдаче при турбулентном пограничном слое вообще не может быть решена аналитически. Сказанное привело к тому, что большинство задач теплоотдачи при свободной конвекции были решены экспериментально, с представлением результатов в критериальной форме на основе теории подобия тепловых процессов.

Наибольшее распространение для определения средней интенсивности теплоотдачи при свободной конвекции получила эмпирическая формула, предложенная академиком М.А.Михеевым [12]:

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n, \quad (7)$$

где значение постоянной C и показателя степени n различны для различных режимов переноса теплоты, определяемых величиной произведения $Gr \cdot Pr$.

Установлено, что существуют три режима переноса теплоты при свободной конвекции [12].

Первый режим имеет место при численных значениях $Gr \cdot Pr \leq 500$ и характеризуется слабой зависимостью числа Nu от определяющих критериев:

$$Nu = 1,18 (Gr \cdot Pr)^{1/8}. \quad (8)$$

Здесь теплоперенос в жидкости осуществляется, в основном, теплопроводностью через малоподвижный пристенный подслой.

При втором режиме, характерном для значений $500 < Gr \cdot Pr < 2 \cdot 10^7$, теплоотдача осуществляется за счет свободной конвекции при ламинарном режиме течения в пограничном слое.

Интенсивность теплоотдачи здесь определяется критериальным уравнением:

$$Nu = 0,54 (Gr \cdot Pr)^{1/4}. \quad (9)$$

При третьем режиме (в области $Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$) теплота переносится за счет свободной конвекции при турбулентном режиме течения в пограничном слое жидкости.

Теплоотдача здесь описывается критериальным уравнением:

$$Nu = 0,135 (Gr \cdot Pr)^{1/3}. \quad (10)$$

При высоте (глубине) H канала, значительно превышающей его поперечный размер (диаметр трубы, ширину плоской или цилиндрической щели и т.п.) на гидродинамическую картину течения при свободной (естественной) конвекции может оказывать влияние ограниченность пространства.

Между восходящим потоком жидкости в непосредственной близости от стенки и нисходящим потоком в центральной области канала обычно возникает взаимодействие, приводящее к помехам их независимому движению. Как результат, в канале может возникнуть внутренняя циркуляция с несколькими замкнутыми контурами по высоте канала.

Возникновение этих контуров оказывают существенное влияние на теплоотдачу при естественной конвекции.

Высота циркуляционных контуров h в трубе (скважине) зависит не только от отношения ее длины (глубины) к диаметру $\frac{H}{D}$, но и от произведения $Gr \cdot Pr$.

Гидравлическая картина течения при свободной конвекции в ограниченном пространстве настолько сложна, что значение коэффициентов теплоотдачи в этих условиях может быть получено только экспериментально для конкретного вида емкости, ее размеров и типа жидкости (газа) [10].

Академиком М. А. Михеевым в [12] для устранения указанных трудностей тепловой поток при естественной конвекции через жидкостные и газовые прослойки, в том числе цилиндрические, предложено рассчитывать по формуле для переноса теплоты теплопроводностью:

$$q_F = \frac{\lambda_{жк}}{\delta} (T_c - t_{жк}), \quad (11)$$

где $\lambda_{\text{эк}} = \varepsilon_{\text{кв}} \cdot \lambda_{\text{жс}}$ – эквивалентная теплопроводность, учитывающая влияние конвективного теплопереноса; $\lambda_{\text{жс}}$ – теплопроводность жидкости; $\varepsilon_{\text{кв}}$ – коэффициент конвекции; T_c – температура поверхности, обтекаемой жидкостью; $t_{\text{жс}}$ – температура жидкости.

Величина коэффициента конвекции $\varepsilon_{\text{кв}}$ является функцией $Gr \cdot Pr$. Это соотношение установлено экспериментально и с достаточной точностью описывается зависимостью

$$\varepsilon_{\text{кв}} = \frac{0,18(\beta g Pr)^{0,25} \cdot (D^3 \Delta t)^{0,25}}{v^{0,5}}, \quad (12)$$

справедливой при $Gr \cdot Pr > 10^3$ [12].

Приведем пример расчета коэффициента теплоотдачи от стенки скважины диаметром $D = 0,5$ м, заполненной н-бутаном, охлажденным при транспортировании до температуры наружного воздуха, типичной для зимнего периода на территории Украины $t_{\text{жс}0} = -16^\circ\text{C}$.

Температура поверхности стенки скважины в начале процесса примем равной естественной температуре массива пород на глубинах, ниже глубины нейтрального слоя гелиотермозоны. Для центральных регионов Украины она может быть принята $T_c = T_\infty = 14^\circ\text{C}$.

Тогда температурный напор на стенке скважины составляет:

$$\Delta t = T_c - t_{\text{жс}} = 14 - (-16) = 30^\circ\text{C}.$$

Свойства жидкой фазы н-бутана согласно данным, приведенным в [13], приняты равными:

- теплопроводность $\lambda_{\text{жс}} = 0,132$ Вт/(м·°C);
- удельная теплоемкость $C_{\text{жс}} = 2,24$ кДж/(м·°C);
- плотность $\rho_{\text{жс}} = 600$ кг/м³;
- динамическая вязкость $\mu_{\text{жс}} = 210,8 \cdot 10^{-6}$ Н·с/м²;
- коэффициент объемного расширения $\beta_{\text{жс}} = 0,0021$ 1/°C.

$$\text{Отсюда } a_{\text{жс}} = \frac{\lambda_{\text{жс}}}{C_{\text{жс}} \cdot \rho_{\text{жс}}} = \frac{0,132}{2240 \cdot 600} = 0,98 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$v_{\text{жс}} = \frac{\mu_{\text{жс}}}{\rho_{\text{жс}}} = \frac{210,8 \cdot 10^{-6}}{600} = 3,51 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$Pr_{\text{жс}} = \frac{v_{\text{жс}}}{a_{\text{жс}}} = \frac{3,51 \cdot 10^{-7}}{0,98 \cdot 10^{-7}} = 3,6;$$

$$Gr_{\text{жс}} = \frac{\beta g D^3}{v_{\text{жс}}^2} \Delta t = \frac{0,0021 \cdot 9,81 \cdot 10,5^3}{(3,51 \cdot 10^{-7})^2} \cdot 30 = 6,3 \cdot 10^{11};$$

$$Gr \cdot Pr_{\text{жс}} = 2,27 \cdot 10^{12}.$$

Следовательно, в нашем случае теплоотдача за счет свободной конвекции протекает в условиях турбулентного режима движения пограничного слоя и рассчитывается по формуле (10):

$$Nu = 0,135(Gr \cdot Pr)^{1/3} = 0,135(2,27 \cdot 10^{12})^{1/3} = 0,135 \cdot 1320 = 1780.$$

Коэффициент теплоотдачи при этом равен:

$$\alpha_{\text{кв}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{жс}}}{D} = \frac{1780 \cdot 0,132}{0,5} = 470 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Коэффициент конвекции равен:

$$\varepsilon_{\text{кв}} = \frac{0,18 \cdot (0,0021 \cdot 9,81 \cdot 3,6)^{0,25} \cdot (0,5^3 \cdot 30)^{0,25}}{(3,51 \cdot 10^{-7})^{0,5}} = 221,26.$$

Эквивалентная теплопроводность жидкой фазы СУГ при естественной конвекции в этом случае составляет:

$$\lambda_{\text{экв}} = 221,26 \cdot 0,132 = 29,2 \approx 30 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}.$$

Она существенно больше, чем теплопроводность контактирующего с жидкостью грунта ($\lambda_{\text{г}} \approx 1,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$).

Отсюда можно сделать вывод, что теплообмен в жидкости, заполняющей скважину ГТР, аналогичен теплообмену в твердом стержне из материала с высокой теплопроводностью, помещенном в среду с низкой интенсивностью теплообмена на его поверхности. Такой случай характеризуется малым значением критерия подобия Био $Bi = \frac{\alpha \ell}{\lambda} \rightarrow 0$.

Особенностью такого теплообмена является весьма слабое изменение температуры внутри стержня по сечению при регулярном и квазистационарном режимах. Лишь при иррегулярном режиме значительными являются расхождения температуры по радиусу.

Количественная оценка интенсивности переноса теплоты при естественной конвекции по изложенной выше методике впоследствии может использоваться при решении сопряженной задачи нестационарной теплопроводности для системы жидкая фаза СУГ – грунт в режиме хранения ее в геотермальных регазификаторах.

Выводы

Рассмотрен механизм теплопереноса от грунта к жидкой фазе СУГ при ее нагреве в режиме хранения в ГТР. Показана возможность замены фактического механизма теплообмена за счет свободной конвекции эквивалентной теплопроводностью. Это позволяет описывать тепловое взаимодействие жидкой фазы СУГ в ГТР и грунте единой сопряженной краевой задачей нестационарной теплопроводности в двух разнородных средах.

С использованием наиболее надежных критериальных зависимостей оценена интенсивность теплоотдачи при естественной конвекции и соответствующее значение эквивалентного коэффициента теплопроводности.

В связи с тем, что последний существенно превышает теплопроводность грунта, можно провести аналогию теплообмена в жидкости, хранящейся в ГТР, с теплообменом в твердом стержне из материала с высокой теплопроводностью, помещенном в среду с низкой интенсивностью теплообмена на поверхности контакта, т.е. при $Bi \rightarrow 0$. Для таких условий характерно практически равномерное распределение температуры по радиусу при регулярном и квазистационарном режимах.

Количественная оценка эквивалентной теплопроводности для жидкой фазы СУГ различного состава может быть использована в последующем при численном решении задачи теплового взаимодействия ГТР и грунта в этих условиях.

Литература

1. Авторское свидетельство СССР № 1374680, кл. F^{C3}/00, 1987.
2. *Боришанский В. М., Козырева А. П., Светлова Л. С.* Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоках. – М.: Энергия, 1964.
3. *Дядькин Ю. Д., Гендлер С. Г.* Процессы тепломассопереноса при извлечении геотермальной энергии. – Л.: Изд-во ЛГИ, 1985.
4. *Енин П. М.* Централизованная система локального газоснабжения потребителей СУГ от геотермальных установок // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 1. – К.: КНУБА, 2001.
5. *Клименко А. П., Козицкий В. М.* Расчет коэффициентов теплоотдачи при кипении углеводородов и их галоидопроизводных // Химическая промышленность Украины. – 1967. – № 1.
6. *Клименко А. П., Козицкий В. М.* Экспериментальное исследование теплообмена при кипении н-бутана // Газовая промышленность. – 1967. – № 6.

7. *Кутателадзе С. С.* Основы теории теплообмена. – М.: Наука, 1970.
8. *Лабунцов Д. А.* Обобщение зависимости для теплопередачи при пузырьковом кипении жидкостей // Теплоэнергетика. – 1960. – № 5.
9. *Лыков А. В.* Тепломассообмен. Справочник. – М.: Энергия, 1971.
10. *Лыков А. В., Берковский Б. М., Фертман В. Е.* Экспериментальные исследования теплоотдачи при свободной конвекции в замкнутых осесимметричных объемах // ИФЖ, 1969, Т. XVI. – № 6.
11. *Преображенский Н. И.* Сжиженные углеводородные газы. – Л.: Недра, 1975.
12. *Михеев М. А.* Основы теплопередачи. – М.: Госэнергоиздат, 1956.
13. *Стаскевич Н. Л., Вигдорчик Д. Я.* Справочник по сжиженным углеводородным газам. – Л.: Недра, 1986.
14. *Толубинский В. И.* Теплоотдача при кипении // Известия ВУЗов, Энергетика, 1963. – № 10.
15. *Эккерт Э., Дрейк Р.* Теория тепломассообмена – М.: Госэнергоиздат, 1961.

ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ПРИПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ ЗЕМНОЙ КОРЫ НА ГЛУБИНАХ РАЗМЕЩЕНИЯ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ РЕГАЗИФИКАТОРОВ СУГ

Для определения проектных параметров геотермальных регазификаторов (ГТР) сжиженного углеводородного газа (СУГ) [6, 8] и в целях прогнозирования их эксплуатационных характеристик необходимо получение надежных данных о естественном температурном поле невозмущенного массива земной коры на глубинах заложения скважин ГТР.

Сведения о температурном поле недр Земли в конкретной местности могут быть получены инструментальными методами при проходке параметрических или разведочных скважин. Однако, эти методы дорогостоящие и оправдывают себя лишь при планировании разработки месторождений полезных ископаемых (угля, руды, нефти, природного газа).

Для эффективного круглогодичного испарения жидкой фазы СУГ активную теплообменную поверхность ГТР целесообразно располагать в приповерхностных слоях земной коры (грунта), где сезонные колебания температуры на поверхности затухают до величины, меньшей наперед заданного значения.

Обзор литературы позволяет сделать вывод, что данных о натурных замерах температур в этой зоне мало. Имеющиеся данные о температурном режиме верхних слоев почвы, содержащиеся в исследованиях, проводимых организациями гидрометеослужбы в интересах сельского хозяйства, ограничиваются глубинами до 3,2 м [3, 16].

Изучение температурного поля, выполняемое в ходе геофизических исследований при бурении скважин на нефть и газ, проходке шахт, строительстве других капитальных подземных сооружений, ведется начиная с глубин 200...300 м и более [2, 4, 5, 11, 17].

Полученные в ходе этих исследований термограммы верхних участков скважин для оценки температурного режима приповерхностных слоев земной коры непригодны, т.к. именно здесь температурное поле глубоких скважин искажено в наибольшей степени.

Достаточно надежные сведения о температурном режиме земной коры могут быть получены аналитическими методами, базирующимися на современных представлениях о механизмах переноса теплоты в слагающих ее твердых породах.

Аналитическому решению задач о структуре температурного поля земных недр в зонах размещения глубоких шахт, рудников и тоннелей посвящены работы многих отечественных и зарубежных исследователей [1, 2, 3, 4, 5, 11, 15, 16, 17].

В то же время работ, посвященных температурному режиму приповерхностных слоев земной коры в области размещения скважин геотермальных регазификаторов, явно недостаточно.

Приведенные соображения обуславливают актуальность дальнейших исследований температурного поля приповерхностных слоев земной коры на глубинах заложения скважин геотермальных регазификаторов СУГ (до 50...60 м от поверхности).

Приповерхностные слои реального грунта состоят из различных пород, т.е. являются неоднородными по своим теплофизическим свойствам. Кроме того, теплофизические характеристики пород обычно зависят от температуры, а также от направления переноса теплоты (грунт в общем случае является неизотропным).

С увеличением глубины температура земной коры возрастает. Интенсивность роста температуры характеризуется геометрическим градиентом Γ , °С/м, который для большей части территории Украины может быть принят равным $\Gamma = 0,03...0,05$ °С/м.

Изменяется температура горных пород также с увеличением высоты местности над уровнем моря. Эта зависимость характеризуется гипсометрическим градиентом, по величине значительно меньшим, чем геотермический градиент.

Точные аналитические решения задачи о температурном поле массива пород в таких условиях получить весьма затруднительно, даже если перенос теплоты в грунте (капиллярно-пористом теле) ограничивается только теплопроводностью [10].

В соответствии с этим, аналитическое решение задачи о нестационарном температурном поле в приповерхностных пластах земной коры вначале ищем в идеальной постановке при следующих существенных упрощениях реальной физической картины:

- грунт представляет собой полуограниченное твердое тело, лишенное внутренних источников и стоков теплоты;
- грунт состоит из одной породы и является однородным и изотропным, а его теплофизические характеристики не зависят от температуры;
- в случае влажного грунта изменение агрегатного состояния содержащейся в нем воды не рассматривается, а теплофизические свойства влажного грунта характеризуются эффективными значениями, учитывающими естественную (или полевую) влажность W_e и также не зависят от температуры;
- напорным или безнапорным движением грунтовых вод можно пренебречь;
- перенос теплоты в грунте осуществляется только теплопроводностью, причем тепловой поток является квазистационарным и одномерным, направленным от горизонтальной поверхности Земли вглубь пласта нормально к этой поверхности;
- земная поверхность находится в тепловом равновесии с атмосферным воздухом и в каждый момент времени принимает его температуру;
- рассматриваются только колебания среднемесячной температуры воздуха с годовым периодом $\omega = 8760$ ч (сезонные колебания);
- среднемесячная температура воздуха изменяется в течение года по закону гармонических колебаний (закону косинуса):

$$t_{\sigma\tau} = t_{\sigma cp} + A_{t\max} \cdot \cos \frac{2\pi}{\omega} \tau, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (1)$$

где $t_{\sigma cp}$ – среднегодовая температура атмосферного воздуха для данной местности, $^\circ\text{C}$; $A_{t\max}$ – максимальная амплитуда колебаний среднемесячной температуры воздуха на поверхности Земли для той же местности, $^\circ\text{C}$; ω – длительность годового периода, ч; τ – текущий момент времени, отсчитываемый от начального момента τ_0 , при котором амплитуда максимальна;

- влиянием на температуру грунта геотермического и гипсометрического градиентов в рассматриваемой зоне можно пренебречь.

Математическая формулировка задачи с учетом вышеприведенных допущений сводится к уравнению нестационарной теплопроводности, которое в одномерной постановке имеет вид:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial H^2} = \frac{1}{a} \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau}. \quad (2)$$

Решение этого уравнения ищем при граничных и начальных условиях, которые описываются уравнениями:

$$T(H, 0) = T_0; \quad (3)$$

$$T(0, \tau) = t_{\sigma}; \quad (4)$$

$$-\lambda \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial H} = q; \quad (5)$$

$$\frac{\partial T(\infty, \tau)}{\partial H} = 0. \quad (6)$$

Решение уравнения (2) при указанных условиях выполняется методом разделения переменных [10, 11].

С этой целью функцию $T = f(H, \tau)$ представляют в виде произведения двух функций $T = x(H) \cdot y(\tau)$, причем $x(H)$ зависит только от глубины залегания слоя грунта H , м, а $y(\tau)$ зависит только от времени, τ , ч.

В результате подстановки этих функций в уравнение (2) получаем выражение:

$$\frac{1}{x} \cdot \frac{d^2 x}{dH^2} = \frac{1}{a} \cdot \frac{1}{y} \cdot \frac{dy}{d\tau} = \pm k^2. \quad (7)$$

Частное решение исходного уравнения (2) ищем с учетом очевидных физических представлений о затухании колебаний температуры пород с увеличением глубины. Оно имеет вид:

$$T_{(H, \tau)} = C \exp(-kH) \cdot \cos(ak^2 \tau - kH). \quad (8)$$

Легко можно показать, что в этом уравнении постоянные $C = A_{t_{\max}}$, $k^2 = \frac{2\pi}{a\omega}$.

С учетом этих соотношений решение уравнения температурного поля в полуограниченном массиве пород при принятых условиях имеет вид:

$$T_{(H, \tau)} = A_{t_{\max}} \exp\left(-H \sqrt{\frac{\pi}{a\omega}}\right) \cos\left[\frac{2\pi}{\omega} \left(\tau - \frac{H}{2} \sqrt{\frac{\pi}{a\omega}}\right)\right]. \quad (9)$$

Анализ уравнения (9) позволяет сделать следующие выводы:

- Температура грунта на всех глубинах рассматриваемой области претерпевает гармонические колебания по закону косинуса относительно среднего ее значения на поверхности Земли.
- С ростом глубины в арифметической прогрессии амплитуды колебаний температуры уменьшаются в геометрической прогрессии.
- Амплитудные значения температуры грунта уменьшаются с глубиной по экспоненциальному закону, асимптотически приближаясь к среднему ее значению на поверхности.
- Темп уменьшения амплитудных значений температуры обратно пропорционален теплопроводности пород a , м²/с и рассматриваемому периоду колебаний температуры ω , с или ч.
- Амплитудные значения температуры грунта на различных глубинах H , м определяются зависимостью, вытекающей из уравнения (9) при условии квазистационарности процесса:

$$A_H = A_{t_{\max}} \exp\left(-H_{нс} \sqrt{\frac{\pi}{a\omega}}\right), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (10)$$

где $A_H = T_{0cp} - T_H$, $^\circ\text{C}$; $A_{t_{\max}} = T_{0cp} - T_{0min}$, $^\circ\text{C}$.

Здесь $T_{0cp} = t_{с,ср}^{год}$ – среднегодовая температура на поверхности грунта, принятая равной среднегодовой температуре наружного воздуха, $^\circ\text{C}$. T_{0min} – минимальная среднемесячная температура на поверхности грунта, принятая равной среднемесячной температуре за наиболее холодный месяц (январь), $^\circ\text{C}$. T_H – текущее значение температуры грунта, $^\circ\text{C}$.

- Расстояние от земной поверхности до слоя грунта, где амплитуда сезонных колебаний температуры пород составляет пренебрежимо малую величину ($A_{нс} = \pm 0,01^\circ\text{C}$), в геофизике определяется как глубина *нейтрального слоя*. Принимается, что начиная с этой глубины температура грунта практически перестает зависеть от ее сезонных колебаний на поверхности.

- В области, лежащей на несколько десятков метров (40...50 м) ниже нейтрального слоя, где геотермальным градиентом можно пренебречь, температура пород может считаться постоянной. Слой грунта выше нейтрального слоя, где колебания температуры существенны и зависят от климатических условий местности, обусловленных изменением солнечной радиации, в геофизике носит название *гелиотермозоны*.
- Некоторая фиксированная температура $T_{H,\tau}$ на глубине H в пределах гелиотермозоны по отношению к той же температуре на поверхности Земли достигается с запаздыванием на время τ , равное:

$$\tau = \frac{H}{2} \sqrt{\frac{\omega}{a\pi}}. \quad (11)$$

- Отношение глубин, на которых амплитуды колебания температур с разными периодами имеют одно и то же значение A_{TH} , пропорционально корню квадратному из отношения периодов колебаний:

$$\frac{H}{H_1} = \sqrt{\frac{\omega}{\omega_1}}. \quad (12)$$

По зависимости (10) построены графики, приведенные на рис. 1, которые иллюстрируют особенности температурного режима в зоне размещения скважин геотермальных регазификаторов.

Глубина нейтрального слоя определяется из уравнения (10), которое можно привести к виду:

$$H_{nc} = \ln \frac{A_{T_{max}}}{A_{nc}} \sqrt{\frac{a\omega}{\pi}}, \text{ м} \quad (13)$$

Начиная с этой глубины, температурный режим грунта можно считать квазистационарным.

Глубина расположения нейтрального слоя гелиотермозоны в грунте определенного породного состава и влажности зависит от отношения максимальной амплитуды колебаний температуры грунта $A_{T_{max}}$, °С и принятого ее значения на глубине нейтрального слоя A_{nc} , °С. Амплитуду A_{nc} обычно принимают в соответствии с требованиями к точности измерения температуры в конкретной инженерной задаче. Кроме того глубина нейтрального слоя зависит от температуропроводности породы (сухой или влажной) a , м²/с и периода рассматриваемых колебаний температуры грунта ω , с или ч.

Температуропроводность вещества является важнейшим теплофизическим параметром, характеризующим соотношение между его свойствами передавать и аккумулировать теплоту.

Во влажных грунтах разного породного состава интенсивность затухания колебаний температуры по глубине определяется эффективным значением их температуропроводности:

$$a_{эф} = \frac{\lambda_{эф}}{c_{эф} \cdot \rho_{эф}}, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (14)$$

где $\lambda_{эф} = \lambda_s \cdot W_e + \lambda_{ск}(1 - W_e)$ Вт/м·°С; $c_{эф} = c_s \cdot W_e + c_{ск}(1 - W_e)$, кДж/кг·°С; $\rho_{эф} = \rho_s \cdot W_e + \rho_{ск}(1 - W_e)$, кг/м³.

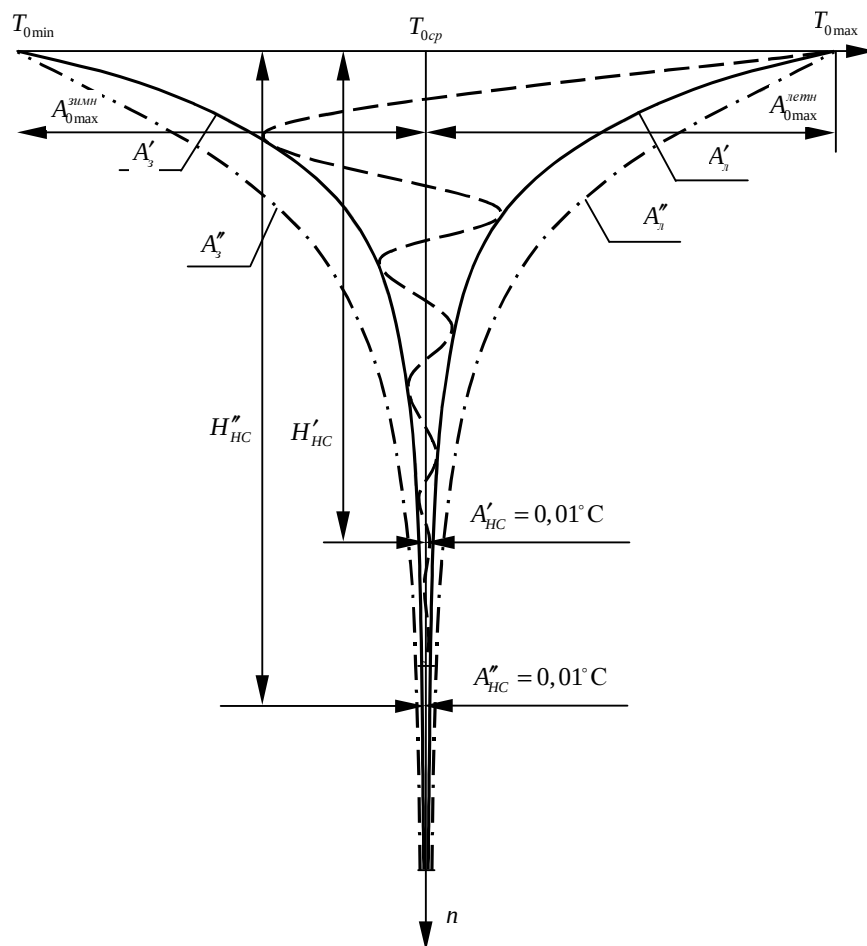


Рис. 1. Расчетная (идеализированная) схема температурного поля в полугораниченном массиве грунта при гармонических колебаниях температуры на поверхности
 A'_l , A'_z – амплитуды изменения летних и зимних температур по глубине в суглинке; A''_l , A''_z – амплитуды изменения летних и зимних температур по глубине в плотном песчанике; H'_{HC} – глубина расположения нейтрального слоя в суглинке; H''_{HC} – глубина расположения нейтрального слоя в плотном песчанике; A_{0max} – начальная амплитуда изменения температур на поверхности Земли (зимняя и летняя).

Здесь λ_w и $\lambda_{ск}$ – соответственно теплопроводности воды и скелета породы; c_w и $c_{ск}$ – удельные теплоемкости воды и скелета породы; ρ_w и $\rho_{ск}$ – плотности воды и скелета породы, т.е. сухого грунта, W_e – естественная влажность пород, % или доли единицы.

В табл. 1 приведены теплофизические характеристики (ТФХ) сухого и влажного грунтов различного породного состава, типичного для территории Украины. При этом ТФХ влажных грунтов с характерным средним значением естественной влажности W_e определялись по вышеприведенным формулам.

Таблица 1

Значения теплофизических характеристик сухих и влажных пород грунта

Порода	W_e	λ , Вт/м · °С		ρ , кг/м ³		c , кДж/кг · °С		$a \cdot 10^6$, м ² /с	
	%	сух.	влаж.	сух.	влаж.	сух.	влаж.	сух.	влаж.
плотный песчаник	6	2,84	2,7	2600	2500	0,715	0,92	1,53	1,17
супесь	15	2,04	1,82	1950	1800	0,7	1,22	1,5	0,7
суглинок	20	1,7	1,47	2250	2000	0,63	1,34	1,2	0,55

Полученные расчетные данные хорошо согласуются со значениями ТФХ указанных пород, приведенными в руководящем документе [12].

В табл. 2 приведены результаты расчета глубины нейтрального слоя по формуле (13) при разных значениях амплитуд изменения температуры $A_{нс}$ для г. Киева. При этом принято $t_{0min} = -5,9^\circ\text{C}$, $t_{0max} = 8,3^\circ\text{C}$, $t_{ocp} = 7,1^\circ\text{C}$, порода грунта – сухой суглинок, являющийся типичным грунтом в этом регионе.

Таблица 2

Расчет глубины нейтрального слоя $H_{нс}$ при различных $A_{нс}$ для г. Киева

$A_{нс}$, °С	1	0,1	0,01
$H_{нс}$, м	8,24	14,43	20,62

Полученные расчетные значения глубин нейтрального слоя при различных значениях $A_{нс}$ можно сопоставить с результатами, полученными путем инструментальных измерений колебаний температуры пород на разных глубинах в различных городах Западной Европы, России и Украины, заимствованными из [3, 16]. Они приведены в табл. 3.

Таблица 3

Глубина нейтрального слоя при различных значениях $A_{нс}$ для городов Европы по натурным измерениям

Город	Глубина залегания нейтрального слоя $H_{нс}$, м при $A_{нс}$, °С		
	1,0	0,1	0,01
Эдинбург	6,2	11,9	18
Упсала	7,6	13,8	19
Цюрих	8,2	15,2	22
Брюссель	8,6	15,8	23
С-Петербург	7,8	16,6	22
Киев	8,2	15,0	21

Сопоставление данных таблиц 2 и 3 подтверждает хорошее совпадение расчетных и опытных результатов. Это свидетельствует о правильности теоретических представлений о закономерностях температурного режима в приповерхностных слоях земной коры. Кроме

того, это указывает на достоверность приведенных в табл. 1 значений теплофизических характеристик грунта различного породного состава и влажности. В дальнейшем при решении задач о тепловом взаимодействии ГТР и грунта рекомендуется пользоваться этими данными.

При расчете температурного поля в приповерхностном слое реального грунта в качестве асимптоты следует принимать значение среднегодовой температуры земной поверхности в данной местности. Если данные о температуре поверхности грунта отсутствуют, то ее среднегодовое значение можно определить по среднегодовой температуре наружного воздуха [14] с помощью формулы:

$$T_{0cp}^{год} = t_{г.ср}^{год} + 2,5^{\circ}\text{C}. \quad (15)$$

Значительное влияние на среднегодовую температуру поверхности грунта оказывает наличие снежного покрова, его толщина и стабильность. Устойчивый снежный покров толщиной 1 см повышает температуру поверхности почвы примерно на $0,1^{\circ}\text{C}$. В среднем при наличии снега температура поверхности почвы в зимний период для большинства климатических зон Украины увеличивается на $\Delta t_{CH} = 2^{\circ}\text{C}$ [16].

Расчетная формула для определения температуры реального грунта на различных глубинах H , м, в области, где располагаются скважины ГТР, принимает вид:

$$T_H = t_{г.ср} + 2,5 + \Delta t_{CH} - A_{0max} \cdot \exp\left(-H \sqrt{\frac{\pi}{8760 \cdot 3600 \cdot a}}\right), ^{\circ}\text{C}, \quad (16)$$

где $A_{0max} = t_{г.ср} - t_{г.мин}$, $^{\circ}\text{C}$ для конкретной местности согласно данным, приведенным в [14]; a – температуропроводность сухой или влажной породы, слагающей грунт в данной местности, $\text{м}^2/\text{с}$.

В настоящее время в научных кругах господствует представление о том, что температурное поле пород в гелиотермозоне, определяется, в основном, тепловой составляющей солнечного излучения, изменяющейся в пределах годовой цикличности. Кроме того, на температурный режим пород в приповерхностном слое оказывают влияние и вторичные природные факторы: температура и влажность наружного воздуха, скорость и направление ветра, особенности рельефа местности, наличие снежного покрова, его толщина и стабильность, особенности растительного покрова. На территориях больших городов и крупных промышленных зон к числу перечисленных факторов, следует добавить факторы техногенного происхождения (наличие подземных бесканальных тепловых сетей, электрических кабелей, коллекторов сточных вод, территорий жилой и промышленной застройки и т.п.) [16].

Распределение радиационного баланса Солнца по поверхности Земли носит преимущественно широтный характер. Такой же характер имеет распределение свойственных для данной местности среднегодовых температур, к которым стремятся температуры пород на глубине нейтрального слоя и в зоне расположения скважин ГТР.

Нами предпринята попытка проиллюстрировать взаимосвязь широтного распределения радиационного солнечного баланса и установившейся температуры пород на глубинах 25 и 125 м.

Полученные из различных источников и подвергнутые статистической обработке данные многолетних инструментальных наблюдений сведены в табл. 4.

Как следует из приведенных данных, температура пород T_n на глубинах ниже нейтрального слоя гелиотермозоны изменяется в широтном направлении таким же образом, как и величина солнечного радиационного баланса R в данной местности. Это положение дополнительно иллюстрируется графиком на рис. 2. Приведенные данные, подтверждают положение о прямой зависимости между температурой пород в области ниже гелиотермозоны и величиной солнечного радиационного баланса для данной местности.

**Зависимость температуры пород на различной глубине
и радиационного баланса от широты местности**

Наименование станции наблюдения и ее расположение	Широта местно- сти, град	Радиацион- ный баланс, R , $\text{Дж}/(\text{см}^2 \cdot \text{год})$	Температура пород, $^{\circ}\text{C}$, на глубине залегания, м	
			25	125
Нордвик (Якутия)	78	12,55	-13,0	-10,0
Бахынай (Центр. Сибирь)	72	50,22	-2,9	-2,9
Максимкин Яр (Зап. Сибирь)	63	83,68	4,3	6,8
Загорск (Подмоско- вье)	55	108,78	6,4	6,4
Донецк	51	138,07	10,1	13,4
Сагайдак (Приазо- вье)	47	139,0	11,3	13,4
Симферополь	45,5	150,62	11,1	12,0
Зимняя Ставка (Сев. Кавказ)	39	158,99	14,3	17,1
Вишневка (Сев. Кав- каз)	38,5	163,18	12,1	16,5
Ново- Александровка (Сев. Кавказ)	38	167,36	12,5	15,5
Индольская (Ср. Азия)	35	179,91	14,2	16,9
Лонг-Бич (Калифор- ния)	33	251,04	21,3	25,0

Этим можно воспользоваться для приближенной оценки прироста температуры грунта за счет поглощения в течение года части солнечной радиации столбом пород с площадью поперечного сечения 1 м^2 и глубиной, равной глубине нейтрального слоя гелиотермозоны $H_{НС}$. Из выражения для теплового баланса рассматриваемой системы следует, что прирост температуры ΔT_p можно определить по формуле:

$$\Delta T_p = \frac{R' \cdot \tau}{c_n \cdot \rho_n \cdot H_{НС}}, \quad (17)$$

где R' – поглощенная солнечная радиация, $\text{Дж}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$; τ – длительность года, с; c_n – теплоемкость породы, $\text{кДж}/\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$; ρ_n – плотность породы, $\text{кг}/\text{м}^3$; $H_{НС}$ – глубина нейтрального слоя, м.

Поглощенную за год часть солнечной радиации можно принять равной 5% [15]. Для центральных областей Украины, расположенных на географических широтах порядка 50° солнечная радиация имеет плотность $R = 120 \text{ Дж}/\text{см}^2 \cdot \text{год}$.

Подставляя в уравнение (18) значения теплофизических характеристик наиболее типичной породы грунта для рассматриваемого региона Украины – влажного суглинка ($c_{II} = 1,34$ кДж/кг · °С $\rho = 2000$ кг/м³) при $h_{HC} = 16$ м, получим:

$$\Delta t_R = \frac{6 \cdot 31,536 \cdot 10^6}{1,34 \cdot 2000 \cdot 16} = 4,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

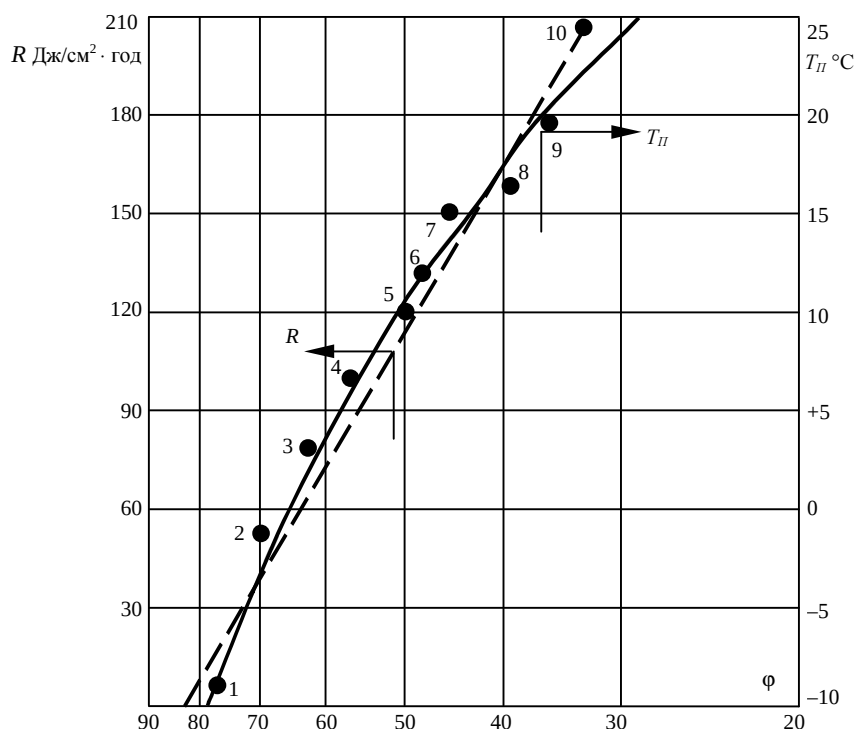


Рис. 2. Зависимость среднегодовых температур грунта T_{0cp} и солнечного радиационного баланса R от географической широты местности ϕ

– расчетные значения R ;

— — — — — опытные данные T_{0cp} по данным изменений в:

- 1 – Нордвик (Якутия); 2 – Бахынай (Алтай); 3 – Максимким Яр (Зап. Сибирь); 4 – Загорск (Московская обл.); 5 – Киев; 6 – Донецк; 7 – Симферополь; 8 – Зимняя Ставка (Кавказ); 9 – Индольская (Ср. Азия); 10 – Лонг Бич (Калифорния)

Тогда температуру грунта на глубине нейтрального слоя в этом регионе можно определить по зависимости:

$$T_{HC} = t_{г,ср} + 2,5 + 4,3, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (18)$$

При строительстве в городах Тульчин и Немиров Винницкой обл. геотермальных регазификаторов были пробурены скважины во влажном суглинке глубиной 54 м.

В процессе бурения проводились замеры температуры грунта на разных глубинах с помощью термощупа, оттарированного с точностью $\pm 0,1^\circ\text{C}$.

На глубинах от 15 до 50 м среднее значение температуры грунта составило 14°C .

Для г. Винницы и области согласно [14] среднегодовая температура воздуха составляет $t_{г,ср} = 7,3^\circ\text{C}$. Тогда температура грунта на глубине нейтрального слоя и ниже согласно зависимости (18) равна:

$$T_{HC} = 7,3 + 2,5 + 4,4 = 14,2 \text{ } ^\circ\text{C},$$

что практически совпадает с замеренной в натурном эксперименте величиной.

Учет влияния солнечного радиационного баланса на температурный режим грунта на глубине нейтрального слоя позволяет достаточно просто определять значение температуры породного массива в зоне размещения ГТР. Его следует рассматривать как граничное усло-

вие для грунта при последующем численном решении уравнения нестационарной теплопроводности, которым описывается тепловое взаимодействие ГТР и окружающего массива.

Выводы

Рассмотрена задача о нестационарном распределении температуры пород в полуограниченном массиве грунта при гармонических колебаниях ее на поверхности. Она решена аналитически при принятии ряда упрощающих допущений (идеальное температурное поле в грунте).

Показано, что температура грунта по глубине изменяется по закону косинуса с затухающей амплитудой. Если принять, что прекращение годовых колебаний температуры грунта можно характеризовать отношением $A_{nc}/A_0 = 0,01$, то на глубине залегания нейтрального слоя гелиотермозоны H_{nc} и в зоне, где влиянием геотермального градиента можно пренебречь, температуру грунта можно принять постоянной. Величина, к которой здесь асимптотически стремятся амплитудные значения температуры грунта с ростом глубины соответствует среднегодовой температуре земной поверхности в данной местности.

Предложена методика определения температуры невозмущенного массива грунта на глубинах размещения геотермальных регазификаторов скважинного типа, которая может быть использована в дальнейшем для определения граничных условий при решении задач об их тепловом взаимодействии.

Литература

1. Галицын А. С. Краевые задачи теплофизики подземных сооружений. – К.: Наукова думка, 1983. – 235 с.
2. Гендлер С. Г. Тепловой режим подземных сооружений. – Л.: Изд-во ЛГИ, 1987. – 92 с.
3. Гогель Ж. Геотермия. – М.: Мир, 1978. – 189 с.
4. Дуганов Г. В., Баратов Э. И. Тепловой режим рудников. – М.: Госгортехиздат, 1983. – 315 с.
5. Дядькин Ю. Д. Основы горной теплофизики. – М.: Недра, 1968. – 147 с.
6. Енин П. М. и др. Авторское свидетельство СССР № 1374680 кл. F3/00, 1987.
7. Енин П. М., Шишко Г. Г., Пилюгин Г. В. Газификация сельской местности. Справочное пособие. – К.: Урожай, 1992. – 200 с.
8. Енин П. М. Централизованная система локального газоснабжения потребителей сжиженным углеводородным газом (СУГ) от геотермальных установок // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 1. – К.: КНУБА. – 2001. С. 81–93.
9. Енин П. М., Семенов М. Б., Тохтамыш Н. И. Газоснабжение жилищно-коммунальных объектов. Справочник. – К.: Будівельник, 1981. – 215 с.
10. Карслоу Г., Егер Д. Теплопроводность твердых тел. – М.: Наука, 1964. – 487 с.
11. Кремнев О. А., Журавленко В. Я. Тепло- и массообмен в горном массиве и подземных сооружениях. – К.: Наукова думка, 1986. – 236 с.
12. Методика выбора параметров теплоаккумулирующих выработок. РД. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1989. – 38 с.
13. Преображенский Н. И. Сжиженные углеводородные газы. – Л.: Недра, 1975. – 297 с.
14. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, 1983. – 186 с.
15. Фролов Н. М. О влиянии солнечной радиации на температурный режим земной коры. – Доклады АН СССР, Т. 143, № 4, 1962.
16. Чудновский А. Ф. Теплофизика почвы. – М.: Наука, 1976. – 76 с.
17. Щербань А. Н., Бабинец А. Е., Цырульников А. С., Дядькин Ю. Д. Тепло Земли и его извлечение. – К.: Наукова думка, 1974. – 230 с.

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ПУЗЫРЬКОВОМ КИПЕНИИ ЖИДКОЙ ФАЗЫ СУГ В ГЕОТЕРМАЛЬНОМ РЕГАЗИФИКАТОРЕ ПРИ РЕЖИМЕ ОТБОРА ГАЗА

В геотермальном регазификаторе, заправленном сжиженным углеводородным газом, жидкая фаза отделена от паровой свободной плоской границей раздела. В случае постоянства их объема, между фазами устанавливается динамическое равновесие, при котором в любой момент времени скорость испарения жидкости равна скорости конденсации пара, как бы ни менялась температура системы за счет обмена теплотой с массивом грунта, окружающим скважину.

Результатом прогрева жидкой фазы СУГ при этих условиях будет только повышение давления паровой фазы в ГТР. Оно будет в каждый момент равняться упругости паров при соответствующей установившейся температуре жидкости.

При подключении полости с паровой фазой к системе газоснабжения потребителей и отборе газа в ней происходит падение давления. При этом равновесие между паром и жидкостью в ГТР нарушается и начинается испарение жидкой фазы.

Интенсивность парообразования при этом зависит от степени снижения давления в полости паровой фазы, т.е. от расхода газа в системе газоснабжения.

При малом расходе газа на нужды потребителей для восстановления равновесия между фазами достаточно испарения жидкости со свободной поверхности раздела фаз. Процесс испарения в этом случае может протекать без подвода теплоты извне. Теплота для осуществления фазового перехода при этом отбирается от слоев жидкости, находящихся непосредственно под свободной поверхностью. По мере снижения температуры охлажденные слои жидкости будут опускаться вниз, а их место будут занимать глубинные слои с температурой выше температуры насыщения.

Таким образом, при незначительных расходах газовой фазы в системе газоснабжения испарение жидкости в ГТР сопровождается возникновением естественной конвекции.

При быстром снижении давления в паровой полости до значений существенно ниже давления насыщения за счет большого расхода газа потребителями в ГТР может происходить объемное кипение, т.е. испарение жидкости с возникновением дополнительных поверхностей раздела между фазами в объеме жидкости. Ее температура может при этом существенно понизиться.

При достижении значительного перепада температур между стенкой скважины и жидкой фазой СУГ к указанным механизмам испарения может добавиться процесс поверхностного пузырькового кипения на стенке скважины.

При этом паровые пузыри образуются только при наличии подвода теплоты к кипящей жидкости через поверхность нагрева и при наличии вблизи нее слоя перегретой жидкости с температурой, превышающей температуру насыщения при установившемся давлении.

В ГТР могут иметь место все три рассмотренных вида парообразования при отборе газа в сеть потребителей.

Пленочный режим кипения СУГ, когда скорость парообразования превышает скорость отвода пара от поверхности, в ГТР наблюдаться не может вследствие небольших плотностей теплового потока к жидкости от массива пород, окружающих скважину, поэтому далее будет рассматриваться лишь пузырьковый режим кипения.

Паровые пузыри могут возникать и развиваться в жидкости только из зародышей паровой фазы – центров парообразования. Механизм образования и природа самих зародышей изучены еще недостаточно полно. Однако в большинстве классических работ, посвященных кипению, [7, 9, 12, 14] признано, что в качестве зародышей могут служить:

- при объемном кипении – пузырьки пара, возникшие в объеме перегретой жидкости вследствие случайных флуктуаций быстрых молекул (зоны разрежения);

– при поверхностном кипении – пузырьки стороннего газа, адсорбированные поверхностью нагрева или выделившиеся из нее, а также элементы дефектов этой поверхности (микротрещины, микровпадины и т.д.).

Зародыши паровой фазы могут быть жизнеспособными и нежизнеспособными.

Жизнеспособные зародыши, возникнув на поверхности, при подводе теплоты развиваются в сферические пузыри, размеры которых быстро увеличиваются. При достижении определенного диаметра d_0 , пузыри отрываются от поверхности и всплывают под действием подъемных сил, продолжая значительно увеличиваться в объеме за счет испарения перегретой жидкости внутрь пузыря. Взрывоподобный процесс роста пузырька на поверхности нагрева сопровождается резким турбулизирующим воздействием на вязкий подслой жидкости, прилегающий к стенке, что приводит к интенсификации теплоотдачи. Количество пара, выделяющегося во время развития пузыря на поверхности до отрыва, не велико (около 5% от общего объема). Основное же количество пара выделяется при пузырьковом кипении во время испарения перегретой жидкости в объем пузырей при их подъеме. Как правило, размер пузыря при этом увеличивается по сравнению с отрывным диаметром d_0 на порядок.

Вопросу изучения интенсивности теплоотдачи при поверхностном пузырьковом кипении посвящено большое количество работ [2, 7, 9, 14]. В них указывается, что на интенсивность теплоотдачи при поверхностном пузырьковом кипении оказывает влияние значительное количество факторов:

- материал и состояние поверхностного нагрева;
- ее размер и ориентация в гравитационном поле;
- высота слоя жидкости над поверхностью нагрева;
- адсорбция газов на поверхности нагрева;
- смачиваемость поверхности нагрева и величина краевого угла;
- поверхностное натяжение жидкости;
- теплофизические свойства жидкости и материала стенки;
- давление и температура насыщения;
- характер движения жидкости относительно поверхности нагрева;
- температурный напор или плотность теплового потока на поверхности нагрева и др.

Приведенный далеко не полный перечень факторов, оказывающих влияние на теплоотдачу при пузырьковом кипении, указывает на чрезвычайную сложность этого процесса. Это объясняет то, что теплоотдача при кипении изучается, в основном, экспериментальными методами с последующим представлением полученных результатов в критериальной форме [6, 7, 8, 9, 12, 14].

Обработка опытных данных состоит в установлении функциональной связи между коэффициентом теплоотдачи при кипении α_K и определяющими параметрами процесса. Если опыты проводят с одним родом жидкости, при подводе теплоты к одной и той же поверхности при фиксированном давлении насыщения, то основными определяющими параметрами процесса являются температурный напор Δt или плотность теплового потока q_F .

Установлено, что при различных величинах Δt , если задан температурный напор между стенкой и жидкостью, или при различных величинах q_F , если задан тепловой поток на стенке, характер зависимости интенсивности теплоотдачи от этих параметров различен. В зависимости от величины Δt и q_F процесс кипения протекает в нескольких различных режимах, каждому из которых свойственен собственный механизм переноса теплоты от поверхности нагрева к жидкости.

При малых значениях Δt или q_F процесс переноса теплоты протекает в режиме неразвитого кипения. Неразвитое кипение характеризуется незначительной плотностью распределения активных центров парообразования по теплообменной поверхности вследствие малого перегрева пристенного слоя жидкости.

Возникновение, рост и движение после отрыва относительно малого числа пузырьков пара в жидкости при этом не оказывает существенного влияния на интенсификацию теплоотдачи за счет турбулизации вязкого пристенного слоя.

Теплоотдача при неразвитом режиме кипения определяется, в основном, процессами переноса теплоты за счет естественной конвекции и характеризуется сравнительно низкой интенсивностью. Ей свойственна слабая зависимость α_K от Δt или q_F .

При значительно больших температурных напорах или при более высоких плотностях теплового потока на стенке наступает режим развитого пузырькового кипения. Он характеризуется весьма сильной зависимостью α_K от Δt или q_F , так как при значительных перегревах пристенного слоя жидкости число активных центров парообразования резко возрастает. Турбулизация, а значит интенсифицирующая теплоотдачу роль пузырьков, проникающих в вязкий пристенный слой жидкости, при этом режиме также резко увеличивается.

В большинстве технических устройств кипение происходит в режиме развитого кипения. Поэтому подавляющая часть исследований теплоотдачи при кипении посвящено именно этому, наиболее часто встречающемуся на практике режиму пузырькового кипения [7, 8, 9, 12, 14].

Подтверждением чрезвычайной сложности процессов кипения является неоднозначность результатов, полученных различными авторами в экспериментах по кипению одной и той же жидкости при, казалось бы, одинаковых условиях. Особенно это касается органических жидкостей, в частности сжиженных углеводородных газов [5, 6].

Это положение иллюстрируется приведенными в табл. 1 различными уравнениями, которыми аппроксимируются опытные значения коэффициентов теплоотдачи α_K как функции плотности теплового потока q_F . Они получены различными авторами при развитом кипении пропана и н-бутана для одной и той же температуры насыщения $t_s = 20^\circ\text{C}$, т.е. при одинаковом давлении.

Таблица 1

Зависимости $\alpha_K = f(q_F)$ при кипении пропана и н-бутана по данным различных авторов

Авторы	Литература	Зависимости $\alpha_K = f(q_F)$	
		для пропана	для н-бутана
Боришанский В.М. и др.	[2]	$3,78q^{2/3}$	$1,67q^{2/3}$
Клименко А.П., Козицкий В.И.	[6]	—	$2,5q^{0,7}$
Кутателадзе С.С.	[7]	$1,86q^{0,7}$	$1,57q^{0,7}$
Преображенский Н.И.	[11]	$2,0q^{0,7}$	$1,02q^{0,7}$

Как видно из таблицы, зависимость $\alpha_K = f(q_F)$ при развитом кипении легких углеводородов описывается уравнениями вида

$$\alpha_K = Aq^{0,7}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}, \quad (1)$$

где A – постоянная, численное значение которой даже для одной и той же температуры насыщения существенно различается у различных авторов. Это свидетельствует о необходимости учета индивидуальных свойств жидкости.

Большинство авторов, производивших исследования интенсивности теплоотдачи при кипении легких углеводородов и фреонов, отмечает незначительную зависимость α_K от температуры их насыщения t_s .

В [6] предложено учитывать это влияние изменением постоянной A в пределах от 2,4 для $t_s = 10^\circ\text{C}$ до 3,3 для $t_s = 50^\circ\text{C}$. Для промежуточных значений температуры насыщения t_s величина A определяется графически или интерполяцией.

В [11] предложена следующая зависимость для учета влияния температуры насыщения легких углеводородов на коэффициент теплоотдачи при развитом кипении:

$$\alpha_K = \frac{A}{3,3 - 0,0115(t_s - 100)} q_F^{0,7}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \quad (2)$$

где $A = 4,3$ для н-бутана; $A = 8,5$ для пропана.

Для обобщения экспериментальных данных, полученных при развитом пузырьковом кипении углеводородов в широком диапазоне температур и давлений насыщения в [5] был предложен иной метод учета индивидуальных свойств жидкостей. Он основан на выводах теории термодинамического подобия, а именно, на правиле соответственных состояний для родственной в физико-химическом отношении группы жидкостей. Физические параметры таких веществ, входящие в уравнение, описывающее теплоотдачу при кипении, взаимосвязаны на линии насыщения, включая критическую точку.

Это дает возможность вычислить коэффициент теплоотдачи при кипении органических жидкостей для заданной тепловой нагрузки и рабочего давления на основании данных о ее критических параметрах ($P_{кр}, T_{кр}$) и молекулярной массе M .

Зависимость коэффициента теплоотдачи при развитом кипении от давления насыщения жидкости P_s в [5] предложено учитывать функцией:

$$F\left(\frac{P_s}{P_{кр}}\right) = 0,62 + 3 \frac{P_s}{P_{кр}}, \quad (3)$$

Это свидетельствует о сравнительно слабом влиянии давления насыщения на интенсивность теплоотдачи при развитом кипении, т.к. $P_{кр} \gg P_s$. Такой вывод совпадает с анализом зависимостей для α_K , полученных другими исследователями [2, 8, 10].

Количественная зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока при развитом кипении легких углеводородов и их галоидопроизводных (фреонов) в большом объеме при различных давлениях насыщения, предложенная в [5], описывается уравнением:

$$\alpha_K = 320 \frac{P_{кр}^{0,3} \cdot \left(0,62 + 3 \frac{P_s}{P_{кр}}\right)}{T_{кр}^{0,85} \cdot M^{0,15}} q_F^{0,7}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \quad (4)$$

Это уравнение наилучшим образом (с точностью $\pm 10\%$) согласуется с опытными данными, полученными в [11] для кипения пропана и н-бутана.

Зависимость коэффициента теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении от приведенного значения давления насыщения, т.е. отношения $P_s/P_{кр}$, в [11] предложено учитывать уравнением, имеющим вид:

$$\alpha_K = \left(\frac{gR}{M}\right)^{1/6} A^{2/3} P_{кр}^{1/3} \cdot T_{кр}^{-5/5} \left(\frac{P_s}{P_{кр}}\right)^{1/8} \left[1 + 3 \frac{P_s}{P_{кр}} + 5 \left(\frac{P_s}{P_{кр}}\right)^3\right] \cdot q_F^{2/3}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \quad (5)$$

где A – постоянная из уравнения (2); g – ускорение силы тяжести, м/с^2 ; R – удельная газовая постоянная, $\text{Дж/(кг} \cdot \text{°C)}$.

Режим развитого кипения сжиженных углеводородов возникает при значениях плотностей теплового потока q_F , превышающих $5 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$ [6]. При уменьшении q_F от $5 \cdot 10^3$ до $2 \cdot 10^3$ имеет место переходный режим кипения, характеризующийся плавным снижением интенсивности теплоотдачи.

Начиная с тепловой нагрузки на поверхности теплообмена $q_F = 2 \cdot 10^3$ и при меньших значениях происходит неразвитое кипение, характеризующееся сильным влиянием на теплоот-

дачу естественной конвекции. Число активных центров парообразования на поверхности нагрева при этом резко снижается.

Опытные точки, полученные в режиме развитого кипения н-бутана в [6] описываются зависимостью.

$$\alpha_{p,k} = Bq^{0,24}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \quad (6)$$

где постоянная B слабо зависит от температуры насыщения t_s и меняется от $B = 81$ для $t_s = 10 \text{ °C}$ до 88 для $t_s = 50 \text{ °C}$.

При малых значениях q_F , характерных для теплопритока от массива пород к теплообменной поверхности ГТР, коэффициент теплоотдачи при кипении н-бутана в [5] предложено определять по формуле:

$$\alpha_{np,k} = 0,385(\beta_{жс} \cdot g \cdot R_{гж})^{0,25} \frac{\lambda_{\mu}^{0,75}}{\nu_{жс}^{0,5}} q^{0,25} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}. \quad (7)$$

Обращает на себя внимание сходство уравнения (7) для неразвитого кипения с зависимостью для теплоотдачи путем естественной конвекции.

Для плотностей теплового потока, $q_F = 2 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$ и менее, характерных для теплопереноса от массива пород к жидкой фазе СУГ в ГТР, уравнение (7) дает для н-бутана значение $\alpha_{np,k} = 500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$, что практически совпадает с интенсивностью теплоотдачи при естественной конвекции в таких же условиях.

Полученные значения коэффициентов теплоотдачи при неразвитом кипении углеводородов могут быть использованы в дальнейшем для решения задачи о расчетной паропроизводительности геотермальных регазификаторов.

Влияние высоты столба жидкости на кипение углеводородов в ГТР

Равновесный фазовый переход от жидкого состояния к газообразному при данном давлении происходит при определенной температуре, причем задание одного из этих параметров определяет значение другого. Указанная зависимость на фазовой диаграмме (в плоскости pt) отображается кривой равновесия фаз, которая проходит всегда под острым углом к оси $0t$, что свидетельствует об увеличении давления насыщенного пара с ростом температуры. Естественно, с увеличением давления растет и температура насыщения.

Чтобы паровой пузырек рос, отрывался и всплывал к поверхности раздела фаз, лопаясь в конечном итоге, т.е. участвовал в процессе производства пара для нужд газоснабжения, необходимо выполнение определенных условий. Давление насыщенных паров внутри пузырька p_0'' должно стать равным общему давлению на пузырек в жидкости.

Последнее складывается из:

- внешнего давления p_0 на свободной границе раздела фаз;
- капиллярного давления p_{σ} , обусловленного действием сил поверхностного натяжения σ на границе сферического парового пузырька с радиусом r ;
- гидростатического давления p_H на глубине H_z зарождения пузырька.

Общее давление на пузырек, которому должно противостоять давление насыщенных паров внутри него, чтобы обеспечивать его жизнеспособность, равно:

$$p_{общ} = p_0'' = p_0 + \frac{2\sigma}{r} + g\rho_{жс}H_z. \quad (8)$$

Гидростатическое давление столба жидкости в ГТР скважинного типа играет существенную роль при кипении сжиженных газов. В отличие от традиционных теплообменных аппаратов, им в нашем случае пренебрегать нельзя, ввиду большого отношения глубины скважин к диаметру.

Из конструктивных и эксплуатационных соображений высота столба жидкой фазы, заполняющей ГТР, составляет 9/10 ее полной глубины $H_{ГТР}$, принимаемой, как правило, $H_{ГТР} = 50$ м.

Таким образом, высота столба жидкости в геотермальном регазификаторе составляет $H_{жс} = 45$ м, что на дне скважины соответствует давлению 0,45 МПа.

Примем, что отбор паровой фазы на нужды газоснабжения из ГТР начинается при температуре жидкости, которая за счет прогрева достигла температуры массива пород на глубине залегания нейтрального слоя $T_{НС}$.

Как установлено ранее, для центрального региона Украины можно принять $T_{НС} = 14$ °С.

Согласно [13] при указанной температуре упругость насыщенных паров н-бутана $p_0'' = p_s = 0,174$ МПа. Следовательно, в суммарном давлении, при котором возможно пузырьковое кипение, на долю гидростатического давления $P_Г$ приходится

$$P_Г = p_s - p_0 = 0,174 - 0,120 = 0,054 \text{ МПа.}$$

Этому давлению соответствует высота столба жидкости H_3 , где еще возможно зарождение и развитие пузырьков пара при кипении насыщенной жидкости:

$$H_3 = \frac{p_s - p_0}{g \cdot \rho_{жс}} = \frac{0,054}{9,81 \cdot 600} = 9,2 \text{ м.}$$

Эта высота отсчитывается от свободной поверхности раздела фаз. В нижележащих слоях жидкой фазы пузырьковое кипение невозможно, т.к. здесь жидкость оказывается недогретой до температуры насыщения, соответствующей суммарному давлению на этих глубинах.

По мере снижения уровня жидкости в скважине за счет испарения при отборе пара, нижележащие слои СУГ также будут вовлекаться в процесс интенсивного парообразования, но не раньше, чем гидростатическое давление в сумме с давлением в полости паровой фазы сравняется с давлением насыщения, соответствующим установившейся температуре жидкости на данной глубине.

Округленное значение $H_3 \approx 10$ м примем в качестве предельной глубины, где возможно пузырьковое кипение на стенке геотермального регазификатора. Эту глубину целесообразно использовать в дальнейшем при определении площади поверхности, где происходит кипение, для нахождения паропроизводительности ГТР.

Выводы

Рассмотрен механизм теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкой фазы СУГ в геотермальном регазификаторе при режиме отбора паровой фазы (газа) в газовую сеть на нужды потребителей.

Проанализированы имеющиеся в литературе эмпирические зависимости для описания зависимости коэффициента теплоотдачи при кипении от различных факторов как при развитом, так и неразвитом режимах.

Показано, что в силу небольших значений теплового потока на стенке скважины из массива грунта кипение жидкой фазы СУГ в ГТР происходит в неразвитом режиме, который характеризуется сильным влиянием естественной (свободной) конвекции. Это позволяет с достаточным основанием заменить указанные сложные механизмы теплопереноса более простым механизмом эквивалентной теплопроводности.

Оценена предельная глубина столба жидкости, на которой гидростатическое давление препятствует нормальному росту паровых пузырей на стенке, что приводит к прекращению кипения.

Полученные результаты количественной оценки коэффициента теплоотдачи при кипении СУГ в геотермальном регазификаторе позволяют рассчитывать его паропроизводительность, что является целью теплового расчета при проектировании ГТР.

Литература

1. Авторское свидетельство СССР №1374680, кл. F^{C3}/00, 1987.

2. *Боришанский В. М., Козырева А. П., Светлова Л. С.* Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоках. – М.: Энергия, 1964.
3. *Дядькин Ю. Д., Гендлер С. Г.* Процессы тепломассопереноса при извлечении геотермальной энергии. – Л.: Изд-во ЛГИ, 1985.
4. *Енин П. М.* Централизованная система локального газоснабжения потребителей СУГ от геотермальных установок // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання – К.: КНУБА, 2001. – № 6.
5. *Клименко А. П., Козицкий В. М.* Расчет коэффициентов теплоотдачи при кипении углеводородов и их галоидопроизводных // Химическая промышленность Украины. – 1967. – № 1.
6. *Клименко А. П., Козицкий В. М.* Экспериментальное исследование теплообмена при кипении н-бутана // Газовая промышленность. – 1967. – № 6.
7. *Кутателадзе С. С.* Основы теории теплообмена. – М.: Наука, 1970.
8. *Лабунцов Д. А.* Обобщение зависимости для теплопередачи при пузырьковом кипении жидкостей // Теплоэнергетика. – 1960. – № 5.
9. *Лыков А. В.* Тепломассообмен. Справочник. – М.: Энергия, 1971.
10. *Лыков А. В., Берковский Б. М., Фертман В. Е.* Экспериментальные исследования теплоотдачи при свободной конвекции в замкнутых осесимметричных объемах // ИФЖ, 1969, Т. XVI. – № 6.
11. *Преображенский Н. И.* Сжиженные углеводородные газы. – Л.: Недра, 1975.
12. *Михеев М. А.* Основы теплопередачи. – М.: Госэнергоиздат, 1956.
13. *Стаскевич Н. Л., Вигдорчик Д. Я.* Справочник по сжиженным углеводородным газам. – Л.: Недра, 1986.
14. *Толубинский В. И.* Теплоотдача при кипении // Известия ВУЗов, Энергетика, 1963. – № 10.
15. *Эккерт Э., Дрейк Р.* Теория тепломассообмена – М.: Госэнергоиздат, 1961.

**ТЕПЛОПЕРЕНОС В СУХОМ, ВЛАЖНОМ И МЕРЗЛОМ ГРУНТЕ
В ОБЛАСТИ РАЗМЕЩЕНИЯ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ
РЕГАЗИФИКАТОРОВ СУГ
(ВНЕШНЯЯ ЗАДАЧА)**

В реальных условиях на глубинах расположения геотермальных регазификаторов СУГ, описанных в [7], грунт представляет собой многофазную полидисперсную систему со сложной капиллярно-пористой структурой, состоящей из многих компонентов.

Согласно современным положениям грунтоведения [14, 18] в его состав входят:

- минеральные порообразующие вещества, в различной степени связанные между собой и образующие твердый скелет породы (сухой грунт);
- вода (влажность) в жидком агрегатном состоянии, в различной степени связанная с поверхностным слоем капилляров и пор скелета породы молекулярными или адсорбционными силами;
- вода (влажность) в твердом (лед) или газообразном состоянии (пар) в зависимости от температуры грунта;
- газы, частично заполняющие капилляры и поры грунта.

В сухом грунте перенос теплоты осуществляется только молекулярной теплопроводностью [9, 11, 12].

Во влажном грунте при наличии безнапорного или напорного движения грунтовых вод к этому механизму теплопереноса добавляется конвективный теплообмен [6, 10, 12].

В грунтоведении различают два вида безнапорного движения грунтовых вод: миграцию (под действием внутренних неоднородных полей) и просачивание (под действием внешнего гравитационного поля). Напорное движение грунтовых вод под действием гравитации носит название фильтрации. Примем, что в нашем случае влиянием как безнапорного, так и напорного движений грунтовых вод на теплоперенос в грунте можно пренебречь.

Тем самым рассматриваемая задача сводится только к теплопереносу в грунте за счет теплопроводности без учета и с учетом фазовых переходов содержащейся в нем неподвижной влаги.

Имеющиеся в литературе данные об исследовании теплообмена в таких условиях базируются на теории теплообмена в дисперсных капиллярно-пористых телах, впервые разработанной А. В. Лыковым [11] и в дальнейшем развитой отечественными и зарубежными учеными в приложении к задачам теплового взаимодействия массива пород с подземными сооружениями [2, 3, 4, 5, 6, 17, 19, 20].

Основным положением этой теории является предположение, что реальный грунт, для которого характерна влажность, существенная неоднородность и анизотропность, в большинстве случаев может рассматриваться как однородное изотропное твердое тело, к которому применимо уравнение молекулярной теплопроводности при использовании аддитивных (эффективных) теплофизических характеристик, учитывающих свойства отдельных компонентов грунта.

При этом в большинстве работ, посвященных теплопереносу во влажном грунте ограничиваются рассмотрением процесса теплопроводности в массиве с естественной (полевой) влажностью W_e , под которой понимается наибольшее количество влаги, которое грунт способен удерживать в порах и капиллярах при контакте с водой и последующем стекании ее избытка в нижележащие слои под действием гравитации [8].

Естественная влажность грунта зависит от его пористости, особенности строения и свойств поверхности пор и капилляров.

Плотные кристаллические горные породы (граниты, песчаники, мергели, сланцы и т.д.) характеризуются малой пористостью и, соответственно, низкими значениями естественной влажности, не превышающими $W_{e,max} = 6\%$ [13]. Для таких пород грунта в последующих расчетах примем максимальное значение $W_{e,max} = 6\%$.

Дисперсные породы (пески, супеси) имеют естественную влажность, изменяющуюся в широком диапазоне в зависимости от фракционного состава частиц и свойств их поверхности. Для этих грунтов обычно $W_{e,max} = 5...15\%$ [13]. В дальнейшем примем для таких пород $W_{e,max} = 15\%$.

Коллоидные породы (глины, суглинки), благодаря весьма малым размерам составляющих их частиц, имеют большую пористость и, следовательно, характеризуются значительной естественной влажностью. Для этих пород примем $W_{e,max} = 20\%$ [13].

Мерзлые породы характеризуются массовой льдистостью J , представляющей собой отношение массы льда, образовавшегося при замерзании содержащейся в грунте влаги M_l , кг, к массе сухого образца M_c , кг, выраженное в процентах. В грунтоведении принимают, что льдистость пород тождественна их естественной влажности, что равноценно предположению о переходе всей воды в твердое агрегатное состояние при промерзании ($J = W_e$) [1, 8, 14].

Теплофизические характеристики влажных (талых) и мерзлых грунтов зависят от влажности пород и определяются по принципу аддитивности с учетом теплофизических параметров воды для талых и льда для мерзлых грунтов.

Рассчитанные значения теплофизических характеристик талого (m) и мерзлого (m) грунта, для трех наиболее распространенных на территории Украины пород (плотного песчаника, песка или супеси и глины или суглинка) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Средние значения теплофизических свойств основных пород грунта на территории Украины

Показатель	Обозначение	Размерность	Плотный песчаник			Песок, супесь			Глина, суглинок		
			сухой	талый	мерзлый	сухой	талый	мерзлый	сухой	талый	мерзлый
Влажность (льдистость)	W	%	–	6	6	–	15	15	–	20	20
Плотность	ρ	кг/м ³	2300	2500	2500	1800	2000	2000	1900	2000	2000
Теплоемкость	C	кДж/(кг·К)	0,82	0,92	0,89	1,15	1,23	1,0	0,8	1,34	1,07
Теплопроводность	λ	Вт/(м·К)	2,50	2,75	2,85	1,5	2,5	2,6	1,4	1,47	1,77
Температуропроводность	$a \cdot 10^6$	м ² /с	1,33	1,17	1,28	0,93	0,83	1,34	0,92	0,55	0,83
	$a \cdot 10^3$	м ² /ч	4,8	4,2	4,6	3,3	3,0	4,7	3,3	2,0	3,0

Положение о тождестве льдистости и естественной влажности пород в последнее время разделяется не всеми исследователями.

Так, в [8] указывается, что более близким к реальности является установленный экспериментально факт зависимости температуры замерзания грунтовой воды от степени ее связанности с поверхностью капилляров и пор породы. Исследования последних лет подтвердили положение теории о различных формах существования грунтовой воды в зависимости от силовой связи с поверхностью капиллярно-пористой структуры грунта, разработанной акад. П. А. Ребиндером и развитой его учениками.

Согласно этой теории содержащуюся в грунте влагу подразделяют на свободную и связанную [8].

Теплофизические свойства связанной влаги, содержащейся в грунте, существенно отличаются от таковых для свободной воды. В частности, температура замерзания связанной влаги в грунте отличается от температуры замерзания свободной воды.

Рыхлосвязанная вода, которой больше всего в грунте, замерзает не при 0°C , как свободная вода, а в диапазоне температур от 0°C до $-4,5^{\circ}\text{C}$ [8].

Определить долю связанной воды в грунте и степень силовой связи с поверхностью капилляров и пор можно лишь в результате лабораторных исследований образцов пород, отобранных при полевых изысканиях.

Данные, приведенные в [1], позволяют принять, что замерзание влаги, содержащейся в наиболее распространенных на территории Украины грунтах, происходит в диапазоне температур от 0°C до $-1,5^{\circ}\text{C}$. Это положение будет использовано при дальнейшем рассмотрении влияния фазовых переходов грунтовой влаги на теплообмен геотермальных регазификаторов с влажным грунтом.

Для разработки научно-обоснованной методики тепловых расчетов при проектировании геотермальных регазификаторов СУГ необходимо решить задачу по определению их температурного режима при различных условиях эксплуатации. С этой целью необходимо найти нестационарное распределение температуры в жидкой фазе СУГ и в окружающем ГТР грунте при их тепловом взаимодействии.

Подобные задачи приходится решать для большого класса подземных сооружений, в связи с чем они достаточно подробно изучались в значительном количестве работ отечественных и зарубежных исследователей [1, 2, 3, 4, 5, 10, 17, 19, 20].

К этому классу задач в принципе сводятся работы по определению температурных режимов глубоких шахт и рудников, горных туннелей и других капитальных подземных сооружений, а также по разработке методов регулирования температуры в них посредством вентиляции или другими методами.

В 50-ых годах XX столетия в Институте технической теплофизики Академии Наук УССР академики А. Н. Щербань и О. А. Кремнев разработали ставшую классической методику расчета температурного режима подземных сооружений. Данная методика была прогрессивной для своего времени и надолго определила развитие научных основ горной теплофизики.

Предложенные ими решения задачи о тепловом режиме крупных подземных сооружений не могут быть использованы для определения нестационарных температурных полей при тепловом взаимодействии геотермальных регазификаторов СУГ с грунтом. Это объясняется спецификой устройства этих подземных сооружений и особенностями теплообмена рудничного воздуха и горных пород вокруг глубоких шахт.

Процесс теплообмена в глубоких шахтах и других крупных подземных сооружениях можно принять квазистационарным. Это позволяет решать задачу о тепловом режиме таких объектов с помощью метода, основанного на использовании коэффициента нестационарной теплопередачи.

В случае теплового взаимодействия с грунтом геотермальных регазификаторов, напротив, процессы теплообмена характеризуются значительной нестационарностью и протекают обычно на стадиях иррегулярного и регулярного режима, особенно при циклическом характере газопотребления. Поэтому использование в нашем случае коэффициента нестационарной теплопередачи физически неоправдано.

Еще один класс сооружений требует для определения температурного режима решения схожей с нашей задачи о тепловом взаимодействии с окружающим их грунтом. Речь идет о

резервуарах для хранения нефти и нефтепродуктов, полностью или частично расположенных под землей в приповерхностном слое грунта на малой глубине. Такая же задача возникает при исследовании работы регазификаторов СУГ с емкостными или проточными грунтовыми испарителями, использующими теплоту окружающего грунта на глубинах 2,5...3,0 м.

Полученные для этих устройств решения в [3, 17] также не могут быть использованы в нашем случае в силу того, что температурное поле грунта на этих глубинах характеризуется значительными сезонными колебаниями вследствие близости к поверхности Земли. В зимний период температура грунта, контактирующего с теплообменными поверхностями перечисленных выше сооружений и устройств, недостаточна для обеспечения эффективного испарения органических жидкостей с высокой температурой кипения (испарения), например бутана.

Такие регазификаторы подробно описаны в [7]. Их использование в централизованных системах локального газоснабжения сжиженными газами потребителей различного назначения сопряжено со значительными расходами энергоносителей в холодное время года. В условиях высокой стоимости последних это отрицательно сказывается на экономической эффективности систем газоснабжения СУГ. Этого недостатка лишены предложенные автором геотермальные регазификаторы скважинного типа [7], где испарение СУГ происходит круглосуточно за счет практически неисчерпаемой геотермальной энергии глубинных массивов пород.

Отличия конструкции геотермальных регазификаторов от традиционных устройств, предназначенных для естественного испарения СУГ, и особенности их расположения в массиве твердых пород позволяют сформулировать следующие положения физической модели теплового взаимодействия нового типа регазификаторов с грунтом:

1. Грунт представляет собой неограниченный однородный и изотропный массив, нарушенный искусственно созданной выработкой – вертикальной цилиндрической скважиной радиусом r_c , много меньше глубины H . В свою очередь глубина скважины существенно превышает глубину нейтрального слоя гелиотермозоны ($H \gg H_{нс}$).
2. Рассматривается произвольное поперечное сечение скважины на глубине, достаточно удаленной от земной поверхности, но не настолько, чтобы учитывать влияние геотермального градиента. Температуру грунта здесь можно считать постоянной и существенно положительной. Расчеты и натурные измерения позволяют принять для центральных областей Украины значение естественной температуры невозмущенного массива грунта на глубинах ниже гелиотермозоны $T_{\infty} = +14^{\circ}\text{C}$.
3. Температура стенки скважины в нулевой момент времени теплового взаимодействия принимается равной естественной температуре невозмущенного массива грунта и независимой от глубины. Температура жидкой фазы в начальный момент принимается равной температуре ее кипения или заправки в зимний период, т.е. является заведомо отрицательной (для пропана $t_s = -40^{\circ}\text{C}$, для бутана, заправляемого в ГТР зимой, $t_{зап} = -20^{\circ}\text{C}$).
4. Перенос теплоты в грунте и внутри жидкой фазы происходит в плоскости, перпендикулярной оси скважины. Вертикальные теплопритоки через затампонированное цементом днище и верхнюю часть ГТР, занятую паровой фазой СУГ, пренебрежимо малы. Это позволяет рассматривать процессы теплопереноса в осесимметричной (полярной) одномерной постановке.
5. Перенос теплоты в грунте осуществляется молекулярной теплопроводностью. При этом теплофизические характеристики сухого, влажного (талого) и мерзлого грунта принимаются независимыми от температуры.
6. Процесс теплового взаимодействия жидкой фазы СУГ с массивом грунта в режиме хранения в ГТР сводится к ее нагреву, который сопровождается резким понижением температуры грунта в некоторой области с последующим ее восстановлением за счет притока теплоты из массива.

Осесимметричная область теплового влияния скважины ГТР на грунт характеризуется радиусом r_t , на котором в течение всего времени коэффициент восстановления или относительная разность температур грунта не превышает наперед выбранной малой величины, например, $\varepsilon = (T_\infty - T_r)/T_\infty = 0,01$.

7. Во влажном грунте понижение температуры на первом этапе теплового взаимодействия может на некотором радиусе достигать значений, при которых содержащаяся в грунте влага замерзает. При этом образуется льдопородный цилиндр соответствующей толщины, зависящей от влажности, температуропроводности влажного грунта и начальной температуры жидкой фазы СУГ.
8. На этапе восстановления исходного температурного поля в грунте льдопородный цилиндр будет таять, что сопровождается поглощением теплоты фазового перехода воды. Это тормозит процесс теплообмена жидкости с грунтом. На термограммах нагрева жидкой фазы СУГ появляется участок с практически неизменным в течение некоторого времени значением температуры фазового преобразования влаги t_ϕ (область температурной депрессии).

Для определенности примем, что фазовые переходы содержащейся в грунте свободной и рыхлосвязанной влаги происходят в диапазоне температур от 0°C до $-1,5^\circ\text{C}$.

При последующем решении задачи нестационарной теплопроводности с учетом фазовых переходов содержащейся в грунте влаги (задачи Стефана) это обстоятельство играет существенную роль.

Задачи о тепловом взаимодействии устройств различного типа с влажным грунтом, которое сопровождается изменением агрегатного состояния грунтовой влаги встречаются в различных технических приложениях. Это устройства для замораживания грунта при создании ледяных свай и гидрозавес, или наоборот, для размораживания массива мерзлого грунта при открытом или закрытом методе добычи полезных ископаемых или строительного материала в условиях Севера.

В полученных для этих условий решениях задачи Стефана не рассматривалось влияние изменения фаз грунтовой влаги на теплообмен грунта с жидкостью, находящейся внутри устройства. В связи с этим указанные решения не могут быть использованы для задачи теплового взаимодействия жидкой фазы СУГ внутри ГТР с влажным грунтом с учетом фазовых переходов содержащейся в нем влаги.

Это определяет актуальность и новизну решения задачи о нестационарном температурном поле в жидкости находящейся внутри геотермального регазификатора и в окружающем ее сухом и влажном грунте, особенно в условиях фазовых превращений грунтовой влаги.

Выводы

Рассмотрен механизм теплопереноса в сухом, влажном (талом) и мерзлом грунте, представляющем собой многофазную полидисперсную систему со сложной капиллярно-пористой структурой.

С существенными упрощающими допущениями принято, что перенос теплоты в такой системе осуществляется за счет молекулярной теплопроводности.

Особенное внимание уделено переносу теплоты во влажном грунте, где конвективной составляющей, обусловленной наличием напорного или безнапорного движения грунтовых вод, пренебрегают. Рассмотрен механизм теплопереноса, ограниченный только естественной влажностью грунта, которая зависит от пористости пород.

Отмечено, что влага, содержащаяся в грунте, подразделяется на свободную и связанную в капиллярно-пористых структурах пород поверхностными силами. Связанная влага замерзает при температурах, отличающихся от привычного 0°C (в диапазоне от 0 до $-4,5^\circ\text{C}$). Это учитывалось при решении задачи Стефана для теплообмена во влажном грунте с учетом фазовых переходов содержащейся в грунте влаги.

Сформулированы положения упрощенной физической модели переноса теплоты в грунте, окружающем скважины геотермальных регазификаторов.

Литература

1. *Васильев Л. Л., Вааз С. Л.* Замораживание грунта с помощью охлаждаемых устройств. – Минск: Наука и техника, 1986.
2. *Воропаев А. Ф.* Теория теплообмена рудничного воздуха и горных пород в глубоких шахтах. – М.: Недра, 1966.
3. *Гендлер С. Г.* Тепловой режим подземных сооружений. – Л.: Изд-во ЛГИ, 1987.
4. *Дуганов Г. В., Баратов Э. И.* Тепловой режим рудников. – М.: Госгортехиздат, 1963.
5. *Дядькин Ю. Д.* Основы горной теплофизики для шахт и рудников Севера. – М.: Недра, 1968.
6. *Дядькин Ю. Д., Гендлер С. Г.* Процессы тепломассопереноса при извлечении геотермальной энергии. – Л.: Изд-во ЛГИ, 1985.
7. *Енин П. М.* Централизованная система локального газоснабжения потребителей сжиженным углеводородным газом (СУГ) от геотермальных установок (ГТУ) // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 3. – К.: КНУБА, 2001. – С. 85–98.
8. *Ефимов С. С.* Влага гигроскопических материалов. – Новосибирск: Недра, 1986.
9. *Карслоу Г., Егер Д.* Теплопроводность твердых тел. – М.: Наука, 1964.
10. *Кремнев О. А., Журавленко В. Я.* Тепло- и массообмен в горном массиве и подземных сооружениях. – К.: Наукова думка, 1986.
11. *Лыков А. В.* Явление переноса в капиллярно-пористых телах. – М.-Л.: Гостехиздат, 1954.
12. *Лыков А. В., Михайлов Ю. А.* Теория тепло- и массопереноса. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963.
13. Методика выбора параметров теплоаккумулирующих выработок сланцевых шахт. Руководящий документ. – Л.: Изд-во ЛГИ, 1989.
14. *Сергеев Е. М., Голодковская Г. А., Зиангаров Р. С.* Грунтоведение. – М.: Изд-во МГУ, 1971.
15. *Стаскевич Н. Л., Вигдорчик Д. Я.* Справочник по сжиженным углеводородным газам. – Л.: Недра, 1986.
16. *Фролов Н. М.* Температурный режим гелиотермозоны. – М.: Недра, 1966.
17. *Черняк В. П., Киреев В. А., Полубинский А. С.* Нестационарный тепломассоперенос в разрушаемых массивах горных пород. – К.: Наукова думка, 1992.
18. *Чудновский А. Ф.* Теплофизика почв. – М.: Наука, 1976.
19. *Щербань А. Н., Кремнев О. А.* Научные основы расчета и регулирования теплового режима глубоких шахт. – К.: Изд-во АН УССР. Т. 1 – 430 с.; Т. 2 – 347 с.
20. *Щербань А. Н., Добрянский Ю. П., Травкин В. С.* Нестационарный теплообмен с горным массивом, окружающим выработку // Физ.-техн. Проблемы разработки полезных ископаемых. – К.: Наукова думка, 1978. – С. 75–79.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ТЕПЛООВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ РЕГАЗИФИКАТОРОВ С СУХИМ, ВЛАЖНЫМ И МЕРЗЛЫМ ГРУНТОМ И ВЫБОР МЕТОДА РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ

Анализ существующих в нашей стране и за рубежом литературных источников, посвященных исследованиям теплового взаимодействия породного массива с подземными выработками, в которых находится жидкая или газообразная среда (флюид) с температурой, отличающейся от температуры массива, свидетельствует, что для решения задач по определению характеристик нестационарного теплообмена в этих условиях могут использоваться два принципиально различных подхода.

В работах первого направления [8, 9, 12, 13] интенсивность процесса определялась с помощью искусственно вводимого коэффициента нестационарного теплообмена K_τ , Вт/(м² · °С). Его можно трактовать, как произведение обычного коэффициента теплопередачи K , определяемого в стационарных условиях по формуле:

$$K = \frac{q}{(T_\infty - t_{ж})}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}, \quad (1)$$

где T_∞ – температура массива пород, °С; $t_{ж}$ – температура жидкости, °С.

на некоторую функцию $\Phi(r, \tau)$, изменяющуюся во времени и пространстве в соответствии с закономерностями процесса нестационарного теплопереноса, т.е. в зависимости от критериев Фурье Fo и Био Bi :

$$K_\tau = K \cdot \Phi(Fo, Bi), \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}, \quad (2)$$

Для определения коэффициента нестационарного теплообмена K_τ различными авторами [8, 12, 13] предложены разные формулы на основе приближенных аналитических решений задач нестационарного теплообмена.

Впервые такое решение получено академиками АН УССР А. Н. Щербанем и О. А. Кремневым [12] с помощью интегральных преобразований Лапласа. Ими получены формулы для вычислений K_τ в различных диапазонах значений критериев Fo и Bi .

При рассмотрении задач, требующих учета фазовых превращений содержащийся в грунте влаги, в работах данного направления дополнительно используется коэффициент агрегатных переходов K_{agr} [4].

Он представляет собой отношение коэффициента нестационарного теплообмена K_τ , определенного при учете фазовых переходов грунтовой воды к значению этого коэффициента, определенного для сухого грунта. Получены аналитические зависимости для K_{agr} [4], которые используются при решении задач, связанных с различными техническими приложениями, когда в грунте образуется мерзлая зона вокруг сооружения.

В указанных выше работах подчеркивается, что аналитическое решение задачи теплового взаимодействия массива пород и подземного сооружения с использованием коэффициентов нестационарного теплообмена K_τ и K_{agr} возможно только для регулярного и квазистационарного режимов теплообмена, характеризующихся большими значениями Fo и Bi .

В нашем случае, при тепловом взаимодействии грунта с ГТР, заполненных жидкой фазой СУГ, наибольший интерес представляет как раз неустановившийся режим нестационарного теплообмена в области $Fo < 1$ и $Bi < 0.1$, определяющий особенности теплового режима геотермальных регазификаторов.

Поэтому рассмотренное направление в решении задач нестационарного теплопереноса, принесшее в свое время определенные успехи и на десятилетия (с 50-х по 80-е годы XX-го

века) ставшее основой общепринятой методики для решения задач по прогнозированию и регулированию теплового режима глубоких шахт и рудников, в применении к задаче о тепловом взаимодействии ГТР и грунта является мало продуктивным [5].

Основной недостаток рассмотренного подхода к решению задач нестационарного теплообмена между флюидом в подземных сооружениях и массивом грунта состоит в том, что проблемы нестационарности перенесены на определение значений K_t . В последнее время указанное направление признано ограниченно применимым.

Работы второго направления [1, 13, 15, 16] содержат прямую постановку задач о нестационарном распределении температур в жидкости внутри подземной выработки и в породном массиве в области теплового влияния этой выработки.

В нашем случае ищется нестационарное температурное поле в жидкости, находящейся в скважине ГТР, и грунте путем решения краевой сопряженной задачи нестационарной теплопроводности для двух сред, состоящих в тепловом взаимодействии.

В рамках принятой ранее физической модели теплового взаимодействия жидкой фазы СУГ, находящейся в геотермальном регазификаторе, и грунтом находилось решение уравнений теплопереноса численным методом.

С учетом принятых положений этой модели указанная задача решается в одномерной (плоскорадиальной) постановке.

Для сухого грунта задача формулируется математически с помощью уравнения нестационарной теплопроводности Фурье, которое в одномерном случае имеет вид [6, 7, 11]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial r^2}, \quad (3)$$

или в более удобной форме в полярных координатах:

$$\rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial t}{\partial r} \right); \quad \begin{matrix} 0 < r < r_c; \\ 0 < \tau < \tau_t; \end{matrix} \quad (4)$$

$$t|_{r=0} = t_0(r) = t_{0,ж}; \quad (5)$$

$$\left. \frac{\partial t}{\partial r} \right|_{r=r_c} = 0; \quad (6)$$

$$t|_{r=r_t} = T_{\infty}. \quad (7)$$

Здесь r , м и τ , с – соответственно текущие полярный радиус и время, $t(r, \tau)$, °C – искомое распределение температуры;

$\rho = \begin{cases} \rho_{ж}, 0 \leq r \leq r_c; \\ \rho_{п}, r_c < r \leq r_t; \end{cases}$ кг/м³ – плотность; $c_p = \begin{cases} c_{рж}, 0 \leq r \leq r_c; \\ c_{рп}, r_c < r \leq r_t; \end{cases}$ Дж/(кг · °C) – массовая удельная теплоемкость; $\lambda = \begin{cases} \lambda_{ж}, 0 \leq r \leq r_c; \\ \lambda_{п}, r_c < r \leq r_t; \end{cases}$ Вт/(м · °C) – теплопроводность;

r_c , м – радиус скважины ГТР; r_t , м – радиус теплового влияния скважины; τ_t , с – время нагрева жидкости до температуры, отличающейся от температуры невозмущенного массива t_{∞} на 1%;

$t_0(r) = \begin{cases} t_{0,ж}, 0 \leq r \leq r_c; \\ T_{\infty}, r_c < r \leq r_t; \end{cases}$, °C – начальное распределение температуры;

T_{∞} , °C – температура массива грунта в невозмущенном состоянии;

$a = \frac{\lambda}{\rho c}$ – температуропроводность.

Индексы “ж” и “п” относятся к параметрам соответственно жидкости и породы, составляющей грунт.

Приведенная система линейных дифференциальных уравнений нестационарной теплопроводности с принятыми граничными и начальными условиями справедлива также для описания теплового взаимодействия ГТР с влажным грунтом при отсутствии фазовых переходов содержащейся в нем влаги. Для этого в уравнение (4) необходимо подставлять эффективные значения соответствующих теплофизических характеристик талого (влажного) грунта.

Гораздо сложнее выглядит математическое описание процесса нестационарного теплопереноса в случаях, когда при тепловом взаимодействии подземного сооружения с влажным грунтом происходят фазовые превращения содержащейся в нем влаги [2, 4, 8].

Влажность грунта не только изменяет теплофизические характеристики пород. При достижении в процессе охлаждения грунта температуры фазового перехода содержащаяся в нем влага изменяет агрегатное состояние. Это сопровождается выделением при замерзании и поглощением при таянии теплоты фазового перехода воды на подвижной границе фазовых преобразований [6].

При продолжении охлаждения слоев влажного грунта, прилегающих к стенке скважины с низкотемпературной жидкой фазой СУГ, вокруг нее образуется концентрично расположенная цилиндрическая зона мерзлого грунта. Там, где охлаждение не достигло температуры фазовых переходов воды остается зона влажного (талого) грунта с резко отличающимися свойствами [2].

Для решения краевой задачи сопряженного нестационарного теплообмена в этих условиях в дополнение к ранее упомянутой физической модели теплопереноса в рассматриваемой системе приняты следующие положения:

- мерзлый и талый грунты, как и сухой, представляют собой однородное изотропное твердое тело, к которому применимо уравнение молекулярной теплопроводности;
- мерзлый и талый грунты характеризуются эффективными значениями теплофизических характеристик, которые определяются льдистостью пород в первом случае и их влажностью во втором;
- льдистость пород тождественна их влажности;
- теплофизические характеристики мерзлого и талого грунтов не зависят от температуры;
- на границе мерзлой и талой зон имеет место градиент температуры, обусловленный выделением или поглощением скрытой теплоты фазовых переходов влаги.

При указанных дополнительных положениях физической модели описывающей нестационарный теплообмен геотермального регазификатора и влажного грунта, претерпевающего фазовые переходы содержащейся в нем влаги составляются уравнения нестационарной теплопроводности в одномерной постановке отдельно для талой (непромерзающей) и мерзлой зон грунта [4].

Математическая формулировка задачи имеет вид:

- для талой зоны при $\tau \leq \tau_3$, т.е. для условий, существующих до промерзания грунта (в области от стенки скважины до радиуса теплового влияния):

$$\frac{\partial T_r}{\partial \tau} = a_r \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_r}{\partial r^2} \right); r_c \leq r \leq r_t, \quad (8)$$

$$\lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial r} \Big|_{r=r_c} = \alpha (T_r|_{r=r_c} - t_{ж}), \quad (9)$$

$$T_r|_{r=r_t} = T_\infty = const, \quad (10)$$

- для талой зоны при $\tau \leq \tau_3$, т.е. для части вышеуказанной области, на которую вообще не распространяется промерзание:

$$\frac{\partial T_r}{\partial \tau} = a_r \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_r}{\partial r^2} \right); \xi \leq r \leq r_t, \quad (11)$$

$$T_T|_{r=\xi(\tau)} = 0, \quad (12)$$

$$T_T|_{r=r_c} = T_\infty = const. \quad (13)$$

До начала промерзания ($\tau \leq \tau_3$) решение уравнений (8)–(10) будет совпадать с решением краевой задачи нестационарной теплопроводности для сухого грунта с использованием эффективных значений теплофизических характеристик влажного грунта [1].

Начиная с $\tau = \tau_3$, необходимо учитывать влияние фазовых переходов грунтовой влаги на температурное поле в породном массиве и изменение теплофизических свойств пород в мерзлом и талом состояниях.

Уравнение нестационарной теплопроводности для мерзлой зоны при $\tau > \tau_3$, т.е. для образовавшегося льдопородного цилиндра имеет вид:

$$\frac{\partial T_M}{\partial \tau} = a_M \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T_M}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_M}{\partial r^2} \right); r_c \leq r \leq \xi, \quad (14)$$

$$\lambda_M \frac{\partial T_M}{\partial r} \Big|_{r=r_c} = \alpha (T_M|_{r=r_c} - t_{ж}), \quad (15)$$

$$T_T|_{r=\xi(\tau)} = 0. \quad (16)$$

Граничные условия дополняются условием Стефана на перемещающейся границе изменения агрегатного состояния содержащейся в грунте влаги с радиусом ξ . Это условие отражает выделение или поглощение здесь теплоты фазового перехода воды, содержащейся в единице массы влажного грунта $Q_\phi = \sigma \rho_e W_e$.

Условие на границе мерзлого и талого грунта (условие Стефана) имеет вид:

$$\left(\lambda_M \frac{\partial T_M}{\partial r} - \lambda_T \frac{\partial T_T}{\partial r} \right) \Big|_{r=\xi} = Q_\phi \frac{\partial \xi}{\partial \tau}; \quad (17)$$

$$\xi|_{r=r_3, \tau=\tau_3} = r_3. \quad (18)$$

В приведенных выше уравнениях приняты следующие обозначения: a_M, a_T – температуропроводность соответственно мерзлого и талого грунта; λ_M, λ_T – теплопроводность мерзлого и талого грунта; T_M, T_T – температура мерзлого и талого грунта; ξ – текущий радиус границы промерзания грунта, Q_ϕ – теплота фазового перехода для единицы массы влажного грунта; σ – удельная теплота фазового перехода воды при замерзании и оттаивании; ρ_e – плотность воды; W_e – естественная влажность грунта; r_c – радиус скважины; r_l – радиус теплового влияния скважины.

Нестационарное распределение температур в жидкой фазе СУГ и в грунте находят путем численного решения вышеприведенных дифференциальных уравнений. При этом для численного решения, как правило, используется метод конечных разностей (МКР).

Сущность метода конечных разностей заключается в замене производной реальной функции, описывающей некий процесс, ее приближенным значением, выраженным через конечную разность значений функций в отдельных точках, взятых с оптимальным шагом разбивки в сеточной области [2].

Исходное уравнение процесса при этом заменяется системой сеточных уравнений для совокупности точек (узлов) в указанной области, при решении которой следует обеспечивать условия сходимости и устойчивости.

Условие сходимости состоит в необходимости получения такого результата, чтобы разность между истинным значением функции и точным решением сеточной системы уравнений при неограниченном измельчении сетки равномерно стремилась к нулю.

Условие устойчивости заключается в том, что разность между точным и приближенным решениями системы сеточных уравнений должна стремиться к нулю при неограниченном увеличении количества узлов в рассматриваемой сеточной области.

При решении сложных краевых задач нестационарного теплопереноса обеспечение этих условий наталкивается на существенные вычислительные трудности [1, 4].

В связи с ростом числа операций, которое необходимо выполнить при решении задач методом МКР, требуемое время для решения подобных задач на ЭВМ значительно увеличивается. Попытки преодолеть указанную сложность приводят к использованию либо весьма грубых приближений (методов итераций или прогонки), либо к построению искусственных сеточных областей, обеспечивающих быстрое «улавливание» реальной функции.

Проблем, связанных с обеспечением сходимости и устойчивости численного решения задач нестационарного теплопереноса, лишен метод конечных элементов (МКЭ), который в последнее время интенсивно развивается и находит широкое применение при математическом моделировании различных процессов с самыми сложными начальными и граничными условиями [3, 11].

Сущность метода конечных элементов сводится к выделению в плоскости теплопереноса достаточно тонкого слоя, позволяющего пренебречь теплообменом по высоте, разбивке его на отдельные конечные элементы (блоки), составлению дифференциальных уравнений теплового баланса для соседних элементов, адекватно описывающих процессы нестационарного теплообмена между ними, и решению полученной системы уравнений методами вариационного исчисления [3].

Разбивка (триангуляция) выделенного двумерного слоя на отдельные элементы по радиусу производится неравномерно с целью заведомого увеличения частоты попадания в области значимых изменений температурных полей рассматриваемой системы. Пример триангуляции интересующей нас области нестационарного теплопереноса приведен на рис. 1.

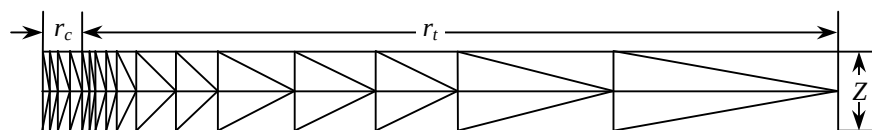


Рис. 1. Пример триангуляции области нестационарного теплопереноса в жидкой фазе СУГ и грунте, примыкающем к скважине ГТР

Здесь r_c – радиус скважины ГТР; r_t – радиус области теплового влияния скважины на грунт; Z – высота выделенного для расчетов слоя, при этом $Z \ll r_t$. Наиболее частой разбивка слоя на элементы выполнена в области скважины, заполненной жидкой фазой СУГ, а также в слоях грунта, непосредственно примыкающих к стенке скважины, где ожидаются наиболее значительные изменения температуры.

Высокая оперативность метода МКЭ выгодно отличает его от традиционного метода конечных разностей (МКР) и позволяет в кратчайшие сроки проводить большой объем вычислений, варьируя необходимое количество независимых переменных. Этому способствует специально разработанный для задачи о тепловом взаимодействии геотермальных регазификаторов с грунтом пакет программного обеспечения расчетов на ЭВЦМ.

Полученный с помощью МКЭ массив данных о нестационарном температурном поле в жидкой фазе СУГ внутри ГТР и в окружающем грунте служит основой для последующего анализа общих закономерностей процесса их теплового взаимодействия.

Выводы

Показано, что описанные в литературе исследования теплового взаимодействия породного массива с подземными выработками, содержащими флюид с отличной температурой, используют для решения указанной задачи два принципиально отличающихся подхода.

В одном из них проблемы, связанные с нестационарностью процесса, перенесены на определение коэффициента нестационарного теплообмена, входящего в уравнение стационарной теплоотдачи на стенке подземной выработки. Указано на определенные ограничения применимости этого подхода в случае теплового взаимодействия геотермальных регазификаторов СУГ с грунтом вследствие того, что значительная доля в нем приходится на иррегулярный и регулярный режимы теплообмена.

Сущность второго подхода состоит в непосредственном нахождении сопряженного нестационарного распределения температуры в двух средах путем численного решения уравнения нестационарной теплопроводности.

Для случая теплового взаимодействия геотермальных регазификаторов СУГ с сухим и влажным грунтом ищется решение данного уравнения в одномерной постановке.

На основании анализа недостатков широко применяющегося численного решения методом конечных разностей (МКР) предложено использовать более эффективный метод конечных элементов (МКЭ).

Раскрыта сущность этого прогрессивного метода, позволяющего за счет разработанного пакета программного обеспечения для быстродействующих ЭВМ получить большой массив данных при изменении основных независимых переменных.

Литература

1. Галицын А. С. Краевые задачи теплофизики подземных сооружений. – К.: Наукова думка, 1983. – 253 с.
2. Гречилев С. Е., Чистотин Л. В., Шур Ю. Л. Криогенные физико-геологические процессы и их прогноз. – М.: Недра, 1980. – 187 с.
3. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. – М.: Мир, 1986. – 318 с.
4. Косолапов В. Н., Чугунов В. А., Лапин А. В. Расчет температурного поля горных пород с учетом фазовых переходов содержащейся в грунте влаги // Прогноз и регулирование теплового режима в горных выработках. Якутск, Изд-во Якутского филиала СО АН СССР, 1987. – С. 16–20.
5. Кудряшов Б.Б., Саламатин А.М., Чугунов В.А. Границы применимости коэффициента нестационарного теплообмена. – Л.: Изд-во ЛГИ, 1975.
6. Лыков А.В. Тепломассообмен. Справочник. – М.: Энергия, 1971.
7. Лыков А.В., Михайлов Ю.А. Теория тепло- и массопереноса. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 535 с.
8. Лялько В.И. Методы расчета тепло- и массопереноса в земной коре. – К.: Наукова думка, 1974. – 125 с.
9. Пудовкин М. А., Чугунов Д. А., Саламатин А.А. Задачи теплообмена в приложении к теории бурения скважин. – Казань: Изд-во Казанск. Гос. Ун-та, – 1977. – 160 с.
10. Стаскевич Н.Л., Вигдорчик Д. Я. Справочник по сжиженным углеводородным газам. – М.: Изд-во МГУ, 1971. – 388 с.
11. Тихонов А. Н., Самарский А. А. Уравнения математической физики. – М.: Наука, 1977. – 736 с.
12. Щербань А. Н., Кремнев О. А. Научные основы расчета и регулирования теплового режима глубоких шахт. – К.: Изд-во АН УССР, 1959, Т. 1 – 430 с.; Т. 2 – 347 с.
13. Щербань А. Н., Добрянский Ю. П., Травкин В. С. Нестационарный теплообмен с горным массивом, окружающим выработку // Физ.-техн. Проблемы разработки полезных ископаемых. – К.: Наукова думка, 1978. – С. 75–79.
14. Энкашев М. М. Решение однофазной сопряженной задачи теплопроводности для горной выработки методом интегральных соотношений // Физ. процессы горного производства. – М.: Энергия, 1978. – С. 24–29.
15. Jordan D. The Numerical solution of underground heat transfer problems – Int Journ. Rock Mech. Sci., 1965, #2. – PP. 111-131.
16. Amano K., Mizuta J., Hiramatsu J. An improved method of prediction underground climate – Int Journ. Rock Mech. Sci., 1982, #19. – PP. 31-38.

СУЩНОСТЬ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ПЛАНИРОВАНИЕ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ПО ИЗУЧЕНИЮ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ РЕГАЗИФИКАТОРОВ

Исследование физических и технико-технологических процессов может осуществляться экспериментально или аналитически.

Экспериментальные исследования проводятся как на реальных объектах (натурные эксперименты), так и на их лабораторных моделях (лабораторные исследования). Часто их проведение наталкивается на серьезные технические трудности и экономические проблемы.

Указанных недостатков лишены аналитические методы исследования. Однако их использование в явном виде возможно лишь при наличии адекватного математического описания процесса, которое имеет решение в замкнутой форме. Как правило, процессы, представляющие интерес для технического применения, чрезвычайно сложны. Даже в существенно упрощенном виде они, как правило, описываются незамкнутой системой дифференциальных уравнений с большим количеством независимых переменных при различных начальных и граничных условиях. Указанное обстоятельство редко позволяет решать подобные задачи чисто аналитическим способом [1].

В таких случаях обычно прибегают к численным решениям системы дифференциальных уравнений, которые дают хорошее приближение к истинному значению функции за счет использования искусственных математических приемов [6].

Численные решения системы дифференциальных уравнений связаны с чрезвычайно большим объемом вычислений. Их широкому применению при решении задач в различных областях науки и техники в значительной степени способствовал стремительный прогресс в увеличении быстродействия современных электронных вычислительных цифровых машин (ЭВЦМ), а также в разработке комплексов их программного обеспечения.

На основе численного решения задач с использованием ЭВЦМ в последнее время интенсивно развивается новое направление в исследовании сложных научно-технических проблем – математическое моделирование [2].

Сущность математического моделирования состоит в использовании возможностей быстродействующих ЭВЦМ при проведении вычислительных экспериментов, в результате которых получают численные решения задачи при варьировании основных независимых переменных. Таким образом получают данные, выявляющие влияние интересующего параметра на изучаемый процесс.

Для численного решения задачи о тепловом взаимодействии геотермальных регазификаторов СУГ с грунтом выбран метод конечных элементов как основной инструмент математического моделирования [3].

Задача вычислительных экспериментов состоит в получении данных о влиянии основных факторов на нестационарное распределение температуры как в жидкой фазе СУГ, находящейся в скважине ГТР, так и в окружающем ее грунте. Эти данные являются основой для определения тепловых потоков от массива грунта к жидкой фазе СУГ и дальнейшего исследования тепловых процессов в режиме хранения и испарения СУГ, которые необходимы для проектирования геотермальных установок и рационального выбора их эксплуатационных характеристик.

Для экономного использования машинного времени и получения при этом исчерпывающих данных о роли каждого из параметров теплового взаимодействия ГТР с грунтом вычислительные эксперименты необходимо рационально спланировать.

Представляется целесообразным провести вначале математическое моделирование теплового взаимодействия ГТР с сухим грунтом. Помимо того, что этот случай представляет

самостоятельный научный и практический интерес, его можно рассматривать в качестве базового. С ним впоследствии можно сравнивать данные, полученные для теплообмена ГТР с влажным грунтом для изучения влияния на процесс грунтовой влаги и ее фазовых переходов (замораживания и оттаивания).

Чтобы получить сведения о влиянии радиуса скважины на процесс теплового взаимодействия жидкой фазы СУГ с грунтом, следует запланировать проведение вычислительных экспериментов со скважинами по меньшей мере двух радиусов: $r'_c = 0,5$ м и $r''_c = 0,25$ м.

Согласно рассмотренной ранее физической модели, основными независимыми факторами теплового взаимодействия с грунтом скважины ГТР с фиксированным радиусом являются:

- температура массива грунта $T_{n,\infty}$ на глубинах размещения активной теплообменной поверхности ГТР (ниже нейтрального слоя гелиотермозоны);
- начальная температура жидкости $t_{ж,0}$, характерная для жидкой фазы СУГ выбранного состава;
- состав СУГ и теплофизические характеристики его жидкой фазы;
- породный состав грунта и его теплофизические характеристики.

При планировании вычислительных экспериментов составлялись варианты с различными сочетаниями состава СУГ и породного состава грунта.

Для выявления влияния теплофизических свойств жидкой фазы СУГ на тепловое взаимодействие ГТР с грунтом планировалось рассмотреть три состава СУГ:

- 100% н-бутан;
- смесь из 50% н-бутана и 50% пропана;
- 100% пропан.

Теплофизические характеристики (ТФХ) жидкой фазы перечисленных индивидуальных сжиженных углеводородных газов определялись по справочнику [5], а для смеси их значения рассчитывались как средневзвешенные.

Начальные температуры жидкой фазы СУГ соответствующего состава, от которых начинается нагрев жидкости в ГТР за счет притоков теплоты из грунта, приняты при проведении вычислительных экспериментов из следующих соображений.

Эти температуры целесообразно выбирать максимально низкими, какие могут быть в процессе эксплуатации геотермальных регазификаторов СУГ.

Таковыми для пропана и рассматриваемой смеси н-бутана и пропана являются температуры насыщения (кипения), до которых эти СУГ могут охладиться за счет испарения при интенсивном отборе паровой фазы в газовую сеть (при давлениях на границе раздела фаз, близких к атмосферному). При этом чистый пропан имеет температуру насыщения, которую, округляя, можно принять $t_{ж,0} = -40$ °С, а смесь – соответственно $t_{ж,0} = -20$ °С [5].

Чистый н-бутан за счет испарения при давлении, близком к атмосферному, может охладиться до температуры насыщения, имеющей сравнительно высокое значение ($t_s = -0,5$ °С) [5].

Однако в условиях эксплуатации ГТР в зимний период н-бутан (СУГ марки “БТ”), заливаемый периодически в резервуар ГТР, может иметь достаточно низкую температуру за счет охлаждения при транспортировании на большие расстояния от газонаполнительной станции (ГНС) в автоцистернах (АЦЖГ). Температура н-бутана при этом будет определяться температурой наружного воздуха, которая в зимний период на территории Украины может достигать низких значений. Для определенности примем, что вследствие указанных причин начальная температура н-бутана при тепловом взаимодействии с грунтом равна $t_{ж,0} = -20$ °С.

На изменении теплофизических характеристик жидкой фазы СУГ ее начальная температура не сказывается, т.к. при обсуждении ранее физической модели теплового взаимодействия ГТР и грунта принято упрощающее допущение о независимости их ТФХ от температуры.

С целью изучения влияния теплофизических характеристик грунта разного породного состава при планировании вычислительных экспериментов выбраны три наиболее распространенные в своем классе породы, характерные для территории Украины:

- плотный песчаник (кристаллическая порода);
- супесь (дисперсная порода);
- суглинок (коллоидная порода).

Теплофизические характеристики указанных пород сухого грунта берутся из руководящего документа [4].

Математическое моделирование теплового взаимодействия геотермальных регазификаторов СУГ с сухим грунтом проводилось при различных сочетаниях СУГ разного состава с присущей каждому из них начальной температурой жидкой фазы и различными породами, имеющими одинаковую для всех вариантов температуру $T_{n,\infty} = 14^\circ\text{C}$.

Результаты вычислительных экспериментов для соответствующим образом пронумерованных вариантов указанных сочетаний СУГ и пород грунта представлены в числовом (табличном) и графическом виде. Они представляют собой данные о нестационарном распределении температур в жидкой фазе СУГ (в области $0 \leq r \leq r_c$) и в массиве грунта (в области $r_c \leq r \leq r_t$). Здесь r_c – радиус скважины, r_t – радиус теплового влияния скважины на массив грунта, r – текущее значение радиуса.

Выводы

При исследованиях теплового взаимодействия жидкой фазы СУГ в геотермальных регазификаторах скважинного типа глубиной порядка 50 м с грунтом путем проведения натуральных и лабораторных экспериментов возникают серьезные технические и экономические трудности.

Использование аналитических методов исследования столь сложных процессов с большим числом независимых переменных наталкивается на значительные математические сложности.

В работе предложено для решения задачи о температурном режиме геотермального регазификатора СУГ и окружающего его грунта воспользоваться интенсивно развивающимся в последнее время методом математического моделирования изучаемого процесса.

Сущность его состоит в выполнении серии вычислительных экспериментов, для получения численных решений системы дифференциальных уравнений при варьировании основных независимых переменных.

В данной работе численные решения системы уравнений нестационарной теплопроводности выполнялись с использованием нового высокоэффективного и экономичного метода конечных элементов при помощи быстродействующей ЭВЦМ.

Результаты вычислительных экспериментов согласно вариантам сочетаний параметров, составленных в ходе их планирования, представлялись в табличной и графической форме.

Литература

1. Гухман А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло- массообмена. – М.: Высш. шк., 1976.
2. Дмитриев М. Д. Математическое моделирование. – М.: Высш. шк., 1985.
3. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. – М.: Мир, 1986.
4. Методика выбора параметров теплоаккумулирующих выработок. – Л.: Недра, 1975.
5. Стаскевич Н. Л., Вигдорчик Д. Я. Справочник по сжиженным углеводородным газам. – Л.: Недра, 1986.
6. Тихонов А. Н., Самарский А. А. Уравнения математической физики. – М.: Наука, 1977.
7. Ярышев Н. А. Теоретические основы измерения нестационарных температур. – Л.: Энергия, 1987.

Тепловий режим приміщення при використанні електричної кабельної системи підлогового опалення

На сьогодні, поряд із застосуванням радіаторних систем, широкого впровадження набувають системи підлогового опалення.

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

Значним кроком на шляху вивчення особливостей теплового режиму приміщення в умовах роботи підлогової системи опалення стало створення в науково-дослідному комплексі КиївЗНДІЕП, виконаної в натуральну величину, фізичної моделі приміщення.

Кліматичний комплекс дає змогу штучно відтворювати зовнішні і внутрішні теплові умови приміщень будинків і складається з трьох відсіків:

- 1) зовнішнього, що імітує кліматичні умови ззовні будинку (зимові й літні);
- 2) внутрішнього, де створюються умови, максимально наближені до реальних внутрішніх умов житлового приміщення;
- 3) операторського, в якому розміщується контрольно-вимірювальна апаратура.

Відсіки виконані у вигляді системи взаємопов'язаних за допомогою перегородок, порожніх блоків, кожний з яких слугує для імітації певного кліматичного параметру і стабілізації мікроклімату випробовуваних приміщень. Вони обмежують внутрішній відсік, ізольований від навколишнього середовища повітряною сорочкою з параметрами, що регулюються.

Базовим елементом експериментального стенду виступав стандартний бетонний блок кімнати з площею по внутрішньому обміру $13,22 \text{ м}^2$ і висотою 2,4 м, який встановлювався на 16 бетонних опорах, рівномірно розподілених по нижньому периметру стін.

Досліджуваний блок змонтовано над підвальним приміщенням висотою 1,5 м, що імітує, за умов підтримуваного в ньому заданого температурного режиму ($+18^\circ\text{C}$), сусідню нижню квартиру. Над моделлю встановлене приміщення висотою 1,5 м, що імітує сусіднє приміщення верхньої квартири. Простір, утворений “внутрішніми” стінами моделі й стінами “теплового відсіку” кліматичного комплексу створює імітацію наявності сусідніх приміщень квартири досліджуваного поверху.

З метою штучного створення зовнішніх природних теплових умов зовнішній відсік обладнано двома термобароклавами КТВВ-8000/2 і КТВВ-8000/4 (виробництва Німеччини), встановленими під кутом 90° . У стаціонарному режимі температура повітря в зовнішньому відсіку підтримується системою автоматичного регулювання з точністю $\pm 1,5^\circ\text{C}$.

Для того, щоб зовнішні стіни моделі мали нормативний опір теплопередачі, до фасадної і торцевої стін моделі приставлені стандартні тришарові панелі, опір теплопередачі яких за даними попередньо виконаних випробувань складає $R_o = 2,4 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$. У віконному прорізі тришарової панелі встановлене дерев'яне серійне вікно, опір теплопередачі якого, за рахунок заміни внутрішнього скла склопакетами, було підвищено до $R_o = 0,6 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

Таким чином, як об'єкт випробувань виступало кутове приміщення проміжного поверху багатоповерхового житлового будинку з однією фасадною стіною з вікном, другою – торцевою глухою. Рішення про моделювання теплових процесів саме у приміщенні кутової кімнати було прийнято з метою імітації найбільш несприятливих зовнішніх умов. У площині підлоги було прокладено електричну кабельну систему опалення під шаром бетонного покриття.

Конструкція електропідлоги, розробленої НВП “Елетер”, складається з двох ярусів кабеля, розміщених у шарі бетону. Для того, щоб теплота підводилася переважно в приміщення, що обігрівається, під нижнім кабелем покладений шар високоефективної ізоляції з ко-

ефіцієнтом теплопровідності порядку $0,0038 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Відстань між верхнім і нижнім ярусами кабеля складала 70 мм. Товщина шару бетону 90 мм, теплоізоляції – 25 мм.

З метою полегшення температурного регулювання в сусідніх приміщеннях, у запланованому експерименті, температури всіх трьох приміщень підтримувалися приблизно однаковими на рівні $16...18^\circ\text{C}$. Регулювання температури було автоматичне від окремих датчиків температури.

В процесі теплотехнічних випробувань проводилось:

- визначення температури повітря в точках, рівномірно розміщених в об'ємі приміщення;
- визначення радіаційної температури в точках, рівномірно розміщених на поверхні огорожуючих конструкцій;
- визначення температури безпосередньо на поверхні джерела теплоти та на відстані $s/2$ в масиві панелі;
- визначення радіаційної температури приміщення.

Проведення вимірювань

Вимірювання температури повітря в приміщенні моделі було здійснено за допомогою 42-х хромель-копелевих термопар. Для їхнього рівномірного розподілу в об'ємі приміщення було встановлено 12 стійок (рис. 1), до яких через фіксовані проміжки по висоті закріплювалися проводи термопар. При цьому спаї термопар відводилися на відстань 100 мм убік від стійки. До цих стійок також кріпилися проводи вимірників теплових потоків (ВТП).

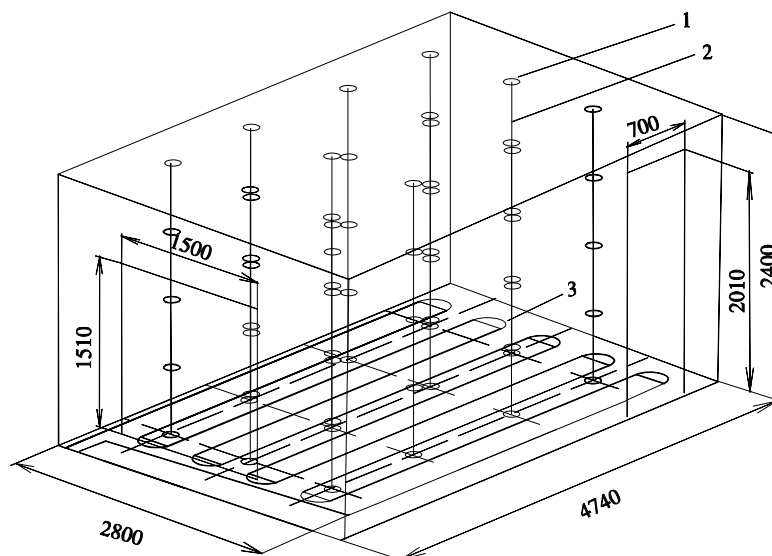


Рис. 1. Аксонометрична схема дослідного приміщення з розміщенням термопар:

1– термопари; 2 – стійки; 3 – нагрівальний кабель

Для вимірювання температури зовнішнього повітря було встановлено 10 хромель-копелевих термопар, по 5 шт. у кожній з 2-х кліматичних камер. По одній термопарі було встановлено на стійках безпосередньо усередині камер, а інші рівномірно розташовувалися по зовнішніх огороженнях моделі (фасадній стіні, вікні і торцевій стіні), при чому спаї термопар знаходилися на відстані 100 мм від їхньої поверхні.

Для вимірювання температури повітря в підвалі було встановлено 5 термопар ХК, рівномірно розміщених по нижньому перекриттю моделі, відстань від спаїв термопар до поверхні перекриття складала також 100 мм. Аналогічно були встановлені термопари для вимірювання температури повітря поблизу зовнішніх поверхонь “внутрішніх” стін моделі (по 3 шт. на кожену стіну) і стелі (2 шт.).

Зважаючи на те, що теплозахисні властивості зовнішніх огорожень моделі були попередньо встановлені, повторне їх визначення під час експериментів не планувалося. Темпера-

турний режим зовнішніх стін обстежувався за допомогою безконтактного лазерного термометра типу Raungter MX фірми Raytek (Німеччина), який забезпечує оперативне і надійне визначення температури в будь-яких точках. З цією метою внутрішня поверхня стін моделі була розбита на квадрати, у кожному з яких були проведені вимірювання температури.

Крім того, були встановлені дві групи хромель-копелевих термопар для виміру температур: поверхонь кабелів (2 шт.) і на відстані $s/2 = 30$ мм від кабелю по горизонталі (2 шт.).

В площині розміщення верхнього ярусу кабелю також було закладено хромель-копелеві термопари на поверхні кабелю (2 шт.) і на відстані $s/2 = 30$ мм по горизонталі (2 шт.). Таким чином, для виміру температур усередині електричної системи опалення були встановлені дві групи по 4 термопари.

У результаті детального, проведеного при тарованих дослідах, обстеження температурних полів підлоги, було виділено 5 характерних зон (рис. 2), з яких одна (центральна), найбільша за площею, характеризувалася досить рівномірним розподілом температур по всій поверхні зони. Інші чотири зони були розташовані по периметру (рис. 2). Для них була характерною послідовна зміна температур від максимальних значень біля центральної зони до мінімальних біля стін. Були також визначені точки (приблизно в центрі кожної з чотирьох зон), в яких температура відповідала середній температурі поверхні зони.

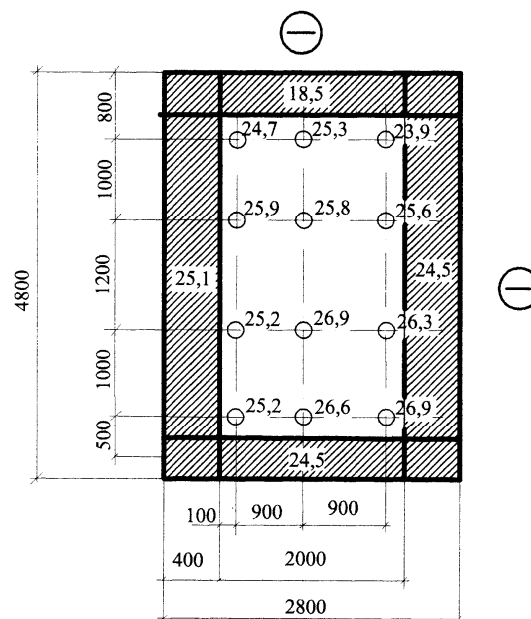


Рис. 2. Розподіл температури по поверхні підлоги в приміщенні з підлоговою системою опалення

Можливість одночасного виміру великої кількості параметрів (температури у 159 точках і теплових потоків у 41 точці) у кліматичному комплексі КиївЗНДЦЕП була створена за рахунок комп'ютерної реєстрації сигналів від термопар і тепломірів, а також автоматичного керування процесом запису показань. Запис показань відбувався циклічно. Тривалість циклів вимірювань була встановлена керуючою програмою комп'ютера і в усіх дослідах складала 15 хв.

Дослідження теплового режиму моделі приміщення відбувалося за умов мінімальної температури зовнішнього повітря (для України $t_{\text{зов}} = -25$ °C).

В задачу цього етапу входили:

- створення та підтримування теплового балансу моделі, що забезпечувало б стабілізацію температури внутрішнього повітря в досліджуваному приміщенні на заданому рівні, близькому до розрахункової температури $+18$ °C;

- підтримування постійної температури, близької до розрахункової температури повітря в приміщенні (+18 °C), на зовнішніх сторонах “внутрішніх” огорожень моделі;
- вивчення теплового режиму стану моделі в стаціонарному режимі.

Регулювання потужності системи відбувалось за температурою внутрішнього повітря.

Тривалість досліджуваного стаціонарного режиму складала 5 діб. Впродовж перших чотирьох діб проводились спостереження за процесом стабілізації теплового стану приміщення моделі і виходу його на стаціонарний режим за вибраними заздалегідь контрольними точками. Потужність визначалась за показниками електrolічильника і, паралельно, за вимірюною напругою і силою струму на кожному кабелі. Вимірювана потужність кабеля, який цілодобово працював в даному стаціонарному режимі складала 1270 Вт.

В процесі дослідження теплового режиму приміщення, з метою встановлення найнесприятливіших, з точки зору теплового комфорту, зон, були отримані наступні значення радіаційної температури поверхонь огорожувальних конструкцій та температури повітря в точках рівномірно розташованих по всьому об’єму приміщення.

Температура на поверхні огорожувальних конструкцій

Вимірювання відбувались за умов мінімальної зовнішньої температури опалювального періоду для України (– 25 °C).

У результаті найнесприятливішими в температурному відношенні зонами виявилися:

- зона підвіконня, де найменше зареєстроване значення температури на поверхні стіни складало +11,6 °C;
- нижні кутові зони (зона сполучення зовнішньої торцевої стіни із зовнішньою стіною з вікном (в середньому + 12,8 °C) та зона сполучення внутрішніх стін із зовнішніми (в середньому + 15,8 °C).

У ході проведення вимірювань температури на поверхні стін, постійною залишалась тенденція до зростання температури по висоті приміщення, при чому середній перепад температур складав на зовнішній стіні з вікном $\Delta \bar{t}_1 = 18,4 - 11,9 = 6,5$ °C. А максимальний перепад становив $\Delta t_{1\max} = 19,0 - 11,5 = 7,5$ °C. Середня температура поверхні вікна складала $\bar{t}_{\text{ВІК}} = 13,5$ °C. Середня температура стіни із урахуванням температури поверхні вікна складала $\bar{t}_1 = 14,6$ °C.

Середній температурний перепад на внутрішній поверхні зовнішньої торцевої стіни виявився меншим, що пояснюється відсутністю прозорих огорожень, і становив $\Delta \bar{t}_2 = 18,6 - 17,4 = 1,2$ °C. В той час як максимальний температурний перепад складав: $\Delta t_{2\max} = 14,4 - 18,1 = 3,7$ °C і середня температура поверхні стіни становила $\bar{t}_2 = 18$ °C.

На внутрішніх стінах середній і максимальний перепади температур складали: для внутрішньої глухої стіни, відповідно: $\Delta \bar{t}_3 = 16,5 - 16,1 = 0,4$ °C і $\Delta t_{3\max} = 17,3 - 15,5 = 1,8$ °C. Для внутрішньої стіни з дверним прорізом відповідно: $\Delta \bar{t}_4 = 16,6 - 15,8 = 0,8$ °C і $\Delta t_{4\max} = 16,9 - 15,4 = 1,5$ °C, при цьому середні значення температур поверхонь для цих стін складали відповідно: $\bar{t}_3 = 16,4$ °C і $\bar{t}_4 = 16,2$ °C.

Температура поверхні стелі також носила змінний характер, при чому найнижче значення температури (+19,7 °C) спостерігалось в кутовій зоні сполучення двох зовнішніх стін із стелевою панеллю. Максимальні значення температури спостерігалось в центральній зоні поверхні стельової панелі (+ 20,9 °C) та в куті сполучення внутрішніх стін (+21,5 °C). Таким чином, максимальний температурний перепад на поверхні стелі складав: $\Delta t_{\text{СТ max}} = 21,5 - 19,7 = 1,8$ °C, при чому зміна температури відбувалась у бік збільшення від крайових (пристінних) зон з середньою температурою $\bar{t}_{\text{СТ}}' = 19,8$ °C до центру стелі ($\bar{t}_{\text{СТ}}' = 20,8$ °C). Таким чином, середній перепад температур становив: $\Delta \bar{t}_{\text{СТ}} = 20,8 - 19,8 = 1$ °C. Усереднена по поверхні температура стелі складала $\bar{t}_{\text{СТ}} = 21,3$ °C.

Температура підлоги також змінювалась, що було спричинено в основному особливостями конструкції підлоги. Так як в пристінних зонах, з метою запобігання пошкодження проводів ЕКСО в процесі вкладання плінтусів, по периметру приміщення було зроблено

монтажний відступ, зміна температури спостерігалась у бік збільшення від пристінних ділянок (+22,8 °C) до центральної зони підлоги (+26,9 °C). Таким чином, максимальний температурний перепад складав $\Delta t_{\text{п max}} = 26,9 - 22,8 = 4,1$ °C. В центральній зоні, тобто в зоні частого перебування людей температурний середній перепад складав $\Delta \bar{t}_{\text{п}} = 26,9 - 25,8 = 1,1$ °C, а середня за поверхнею температура підлоги $t'_{\text{п}} = 26,2$ °C.

Таким чином радіаційна температура приміщення визначена, як усереднена по площі огорожувальних конструкцій (згідно з [2]) становитиме:

$$\tau_R = \frac{\sum_{i=1}^6 \tau_i \cdot F_i}{\sum_{i=1}^6 F_i},$$

$$\tau_R = \frac{14,6 \cdot (2,8 \cdot 2,4) + 18 \cdot (4,8 \cdot 2,4) + 16,4 \cdot (2,8 \cdot 2,4) + 16,2 \cdot (4,74 \cdot 2,4) + 21,3 \cdot (4,8 \cdot 2,8) + 26,2 \cdot (4,8 \cdot 2,8)}{2,8 \cdot 2,4 + 4,8 \cdot 2,4 + 2,8 \cdot 2,4 + 4,8 \cdot 2,4 + 4,8 \cdot 2,8 + 4,8 \cdot 2,8} = 19,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура внутрішнього повітря в об'ємі приміщення

Локальні значення температури повітря в об'ємі приміщення наведені на рис. 3. З рисунка видно, що максимальний перепад температури ($\Delta t_{\text{max}} = 18,3 - 16,9 = 1,4$ °C) спостерігається в кутовій зоні приміщення – в місці стику двох зовнішніх панелей.

Середнє значення перепаду температури в приміщенні по висоті становить 0,9 °C.

Розподіл усереднених значень температур по висоті приміщення наведений на рис. 4. З графіка видно, що середній перепад температури повітря в робочій зоні приміщення складає $\Delta \bar{t} = 18,1 - 17,1 = 1,0$ °C, а середня температура повітря в приміщенні складає $\bar{t} = 17,6$ °C, що цілком відповідає вимогам [СНіП 2.04.05-91]. Середня різниця температур підлоги і стелі: $\Delta \bar{t} = 25,2 - 21,1 = 4,1$ °C.

Висновки

Результати обробки експериментальних даних дали всі підстави стверджувати, що дана система може бути рекомендована до використання як така, що забезпечує максимальний рівень комфорту. Тепловий режим досліджуваного приміщення повністю задовольняє першій та другій умові комфортності для житлових та офісних приміщень.

Відповідність, отриманих дослідним шляхом, результатів комфортних умов у приміщенні (першій та другій) дає всі підстави вважати цей спосіб опалення цілком ефективним як з теплотехнічної, так і з гігієнічної точок зору.

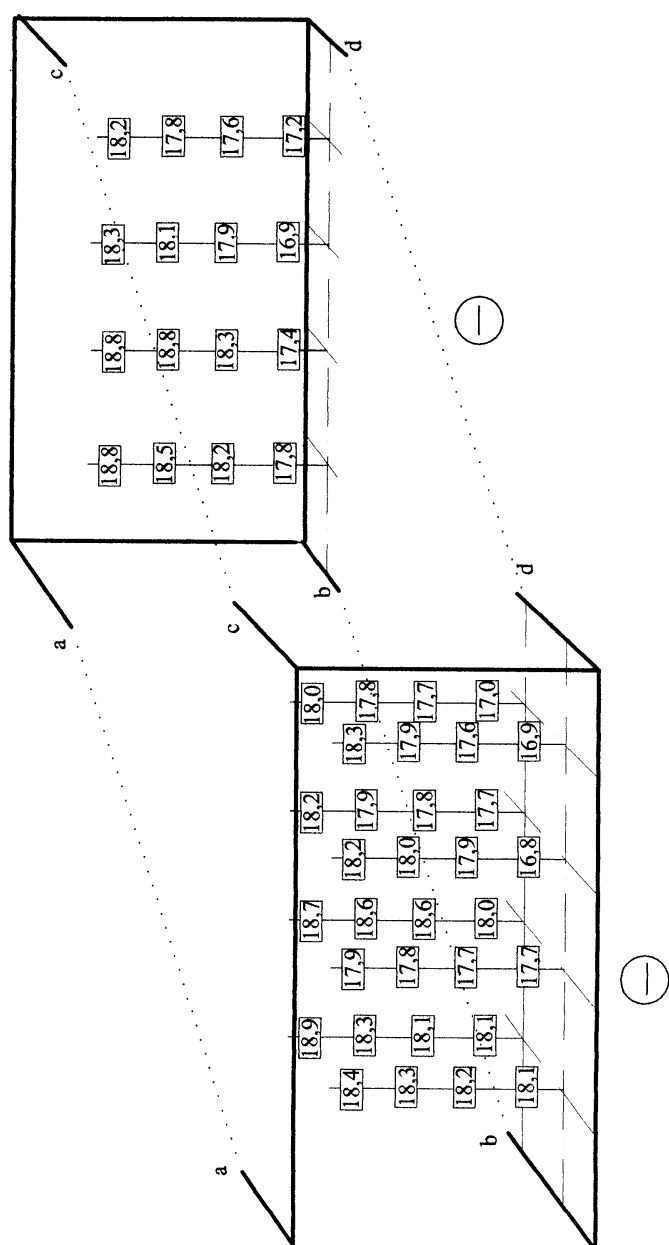


Рис. 3. Розподіл температури повітря в об'ємі досліджуваного приміщення, обладнаного підлоговою системою опалення

Значення результатів проведеного в кліматичному комплексі КиївЗНДІЕП експериментальних досліджень важко переоцінити, оскільки вони не тільки дали змогу з достатньою точністю відтворити на прикладі, виконаної у натуральну величину фізичної моделі, реальні мікрокліматичні умови в приміщенні, а й можуть слугувати основою для проведення подальших теоретичних пошуків, створення відповідних методів розрахунку та оцінки теплового режиму в приміщенні.

Рис. 4. Розподіл температури пов
обладнаному підлоговою

Література

1. *Шевельов В. Б., Черних Л. Ф., Кушніров О. С.* Кліматичний комплекс КиївЗНДІЕП – обладнання для теплотехнічних досліджень вікон, дверей, профілів. – Оконные технологии. – № 15. – 2004.
1. Унікальний природнокліматичний комплекс КиївЗНДІЕП. – Інформаційний бюлетень Держбуду України. – Київ, 2001. – № 3. – С. 59.
2. *Богословский В. Н., Сканава А. Н.* Отопление: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1991. – 735 с.
3. *Богословский В. Н.* Тепловой режим здания. – М.: Стройиздат, 1979. – 248 с.: ил. 4.

ПОВІТРОПРОНИКЛИВІСТЬ, ЯК ФАКТОР ЗМІНИ ВОЛОГІСНОГО РЕЖИМУ ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ БУДИНКУ В ПРОЦЕСІ ЙОГО ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Вологісний режим зовнішніх огороджуючих конструкцій тісно пов'язаний з їх тепловим режимом. Так, з підвищенням вологості будівельних матеріалів збільшується їх теплопровідність, тобто вологі огородження будуть мати знижені теплозахисні властивості, порівняно з сухими огородженнями. З гігієнічної точки зору, використання вологого будівельного матеріалу неприпустимо, так як в ньому утворюється середовище для розвитку грибків, плісені та інших біологічних процесів. При цьому стан огороджуючого приміщення стає антисанітарійним. Підвищена вологість огороджуючих конструкцій може впливати також і на підвищення вологості повітря в приміщенні. Окрім цього, вологісний стан огороджень досить суттєво впливає на довговічність будівлі.

В зимовий період року температура повітря в приміщенні значно вища ніж температура зовнішнього повітря. Якщо відносна вологість внутрішнього та зовнішнього повітря однакова, то парціальний тиск водяної пари на внутрішній поверхні огородження буде значно більший, ніж на зовнішній. Таким чином, у зимовий період року різниця парціального тиску буде визначати потік водяної пари. Водяна пара за рахунок дифузії переміщується через огородження із приміщення назовні. У літній період дифузія водяної пари може йти в зворотному напрямку.

Водяна пара може переміщуватися не лише за рахунок дифузії. На зміну вологісного режиму конструкції впливає повітропроникливість, зокрема інфільтрація або ексфільтрація. Методи розрахунку, які дають можливість визначити вплив повітропроникливості на зміну вологісного режиму огороджуючих конструкцій, в літературі відсутні. Проблемі розробці такого методу присвячена дана робота.

Найбільш розповсюджений графоаналітичний метод розрахунку вологісного режиму огороджуючих конструкцій, розроблений К. Ф. Фокінім та О. Е. Власовим [1] передбачає, що цей процес є стаціонарним процесом. Таке припущення, на наш погляд, є основним недоліком графоаналітичного методу. Цей метод автори рекомендують використовувати для встановлення максимально-допустимого стану зволоження матеріалів в огороджуючій конструкції. Як зауваження до цього методу можна констатувати що, процес дифузії водяної пари через огороджуючі конструкції при її конденсації ніколи не буває стаціонарним. При використанні методу необґрунтовано приймають розрахункові параметри зовнішнього повітря.

З метою визначення інших недоліків цього методу проаналізуємо його більш детально. При розрахунках графоаналітичним методом загалом дотримуються такого порядку:

1. На схему огородження наносять лінію температур в залежності від координати x (лінія $t = f(x)$) (див. рис.1).
2. На основі температури визначають максимальний парціальний тиск в окремих точках і наносять лінію максимальних парціальних тисків (лінія $E = f(x)$).
3. Проводять лінію зміни парціальних тисків (лінія $e = f(x)$).

Якщо лінія $E = f(x)$ та $e = f(x)$ не перетинаються, то це вказує на те, що в огороджувальній конструкції буде відсутня конденсація водяної пари. Якщо ж ці лінії перетинаються, то в огороджуючій конструкції можлива конденсація водяної пари. Кількість вологи, яка буде конденсуватися в огороджуючій конструкції визначають за допомогою формули, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$:

$$W_k = W_1 - W_2, \quad (1)$$

де: W_1 – кількість водяної пари, яка буде проходити через огороження від внутрішньої поверхні до зони конденсації, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$; W_2 – кількість водяної пари, яка буде проходити через огороження від зони конденсації до зовнішньої поверхні огороження, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$.

$$W_1 = \frac{e_6 - E_1}{\sum R_{n_{6-a}}}, \quad (2)$$

$$W_2 = \frac{E_2 - e_3}{\sum R_{n_{6-3a}}}, \quad (3)$$

де: e_6, e_3 – парціальний тиск водяної пари на внутрішній та зовнішній поверхнях огорожувальної конструкції, Па; E_1, E_2 – максимальний парціальний тиск водяної пари в місцях перетину ліній $E = f(x)$ та $e = f(x)$, (див. рис. 1), Па; $\sum R_{n_{6-a}}, \sum R_{n_{6-3a}}$ – загальний опір паропроникливості огорожувальної конструкції відповідно до та після зони конденсації, $(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{Па})/\text{кг}$.

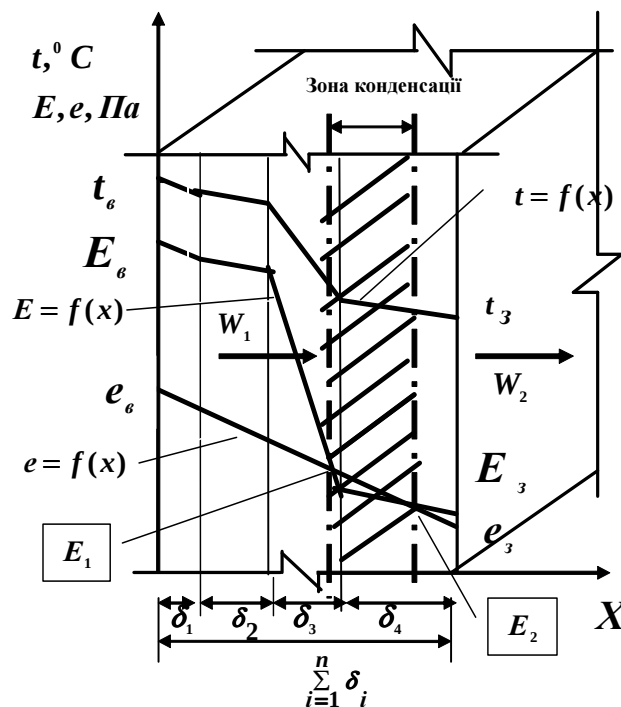


Рис. 1. Схема для розрахунку вологісного режиму огорожувальної конструкції в зимовий період року графоаналітичним методом

t_3 – температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$; t_6 – температура внутрішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$; E_6, E_3 – відповідно, максимальний парціальний тиск водяної пари внутрішнього та зовнішнього повітря, Па; e_6, e_3 – відповідно парціальний тиск водяної пари на внутрішній та зовнішній поверхнях огороження, Па; $\sum_{i=1}^n \delta_i$ – загальна товщина огороження, м.

Графоаналітичний метод розрахунку вологісного режиму огорожувальної конструкції базується на стаціонарних умовах і тому є досить орієнтовним.

Процес конденсації водяної пари в огороженні супроводжується виділенням теплоти. Математичні моделі, які описують стаціонарний процес теплопровідності та дифузії не враховують цього. Метод також не враховує зміну вологості матеріалів в огороженні при експлуатації будинку. Але основним недоліком цього методу є те, що він не враховує зміну вологісного стану огорожувальних конструкцій за рахунок повітропроникливості.

Одночасно з дифузією водяної пари крізь огорожувальну конструкцію буде проникати повітря. Причиною переміщення повітря є різниця тисків на зовнішній та внутрішній поверх-

нях огороджуючої конструкції. Процес переміщення повітря буде супроводжуватися тепло- та масообміном між матеріалом і повітрям та зміною вологісного стану огороджуючої конструкції.

Розглянемо процес зміни тепловологісного стану огороджуючої конструкції за рахунок повітропроникливості. Для розробки алгоритму розрахунку розіб'ємо простір цієї конструкції об'ємною сіткою зі сторонами $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ (див. рис. 2). При цьому приймаємо що $\Delta z = 1 \text{ м}$. Зосередимо теплоакумулюючу та вологоакумулюючу масу елементарного об'єму $\Delta V_i = \Delta x_i \cdot \Delta y_i \cdot 1$ у центрі. Розрахунок виконується у послідовному обчисленні змін температури та вологості матеріалу і повітря в елементарному об'ємі ΔV_i .

Припустимо, що в момент часу $\tau = 0$ огорожуюча конструкція має відому температуру та вологість, а її тепловий та вологісний режим знаходиться в стані рівноваги. Потім, внаслідок руху повітря крізь огорожуючу конструкцію теплова та вологісна рівновага порушилась. Припустимо що температура повітря вища за температуру конструкції. Розпочався процес передачі теплоти та вологи між повітрям та матеріалом конструкції. Розглянемо баланс теплоти та вологи для точок **a**, **b** и т.д. (див. рис. 2), які характеризують тепло- та вологоакумулюючу масу елементарного об'єму. Для точки **a** схема потоків теплоти та вологи показана на рис. 3. Розглянемо випадок коли повітря, при переміщенні його крізь конструкцію буде віддавати теплоту та забирати вологу. Рівняння теплового балансу для точки **a** має вигляд:

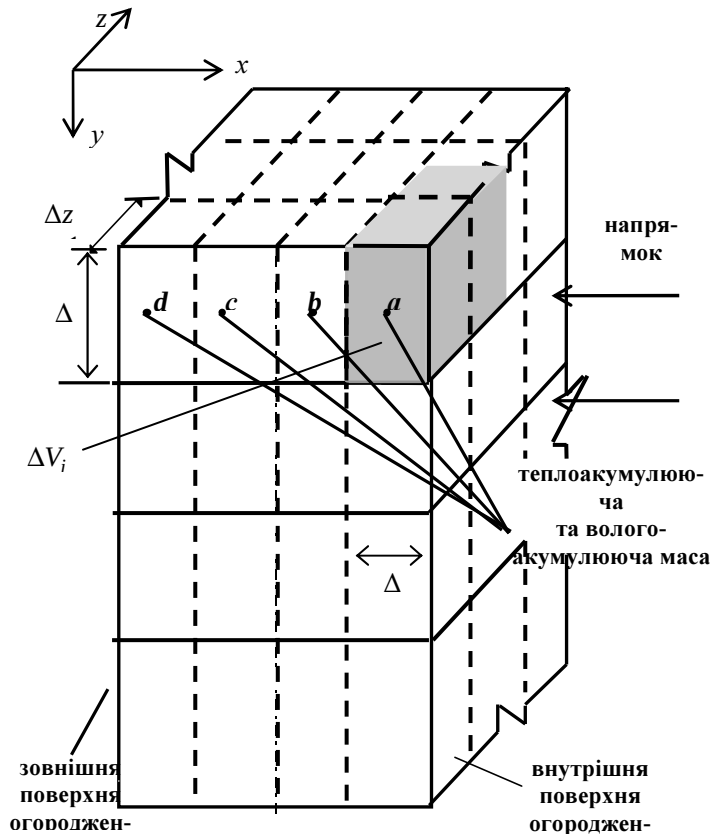


Рис. 2. Нанесення об'ємної сітки на огорожуючу конструкцію
a, b, c, d – тепло- та вологоакумулююча маса елементарного об'єму

$$\Delta Q^{ak} = Q_{ni\partial} + Q_{\phi} - Q_{ei\partial} - Q_{вин}, \quad (4)$$

де: ΔQ^{ak} – кількість закумульованої теплоти, Дж; $Q_{ni\partial}$ – кількість теплоти, яка підведена до елементарного об'єму від внутрішньої поверхні за рахунок теплопровідності, Дж; Q_{ϕ} – кількість теплоти, підведеної до елементарного об'єму за рахунок фільтрації повітря (теплообмін повітря з матеріалом), Дж; $Q_{ei\partial}$ – кількість теплоти, відведеної до сусідньої точки за рахунок теплопровідності, Дж; $Q_{вин}$ – кількість теплоти, витраченої на випаровування води, Дж.

Кількість теплоти, підведеної від внутрішньої поверхні до точки **a** за рахунок теплопровідності протягом проміжку часу $\Delta\tau$, можна визначити за формулою:

$$Q_{ni\partial} = \frac{\lambda}{\frac{\Delta x}{2}} \cdot F_1 \cdot \Delta\tau \cdot (t_n - t_a), \quad (5)$$

де: λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, Вт/(м · °С); Δx – відстань від внутрішньої поверхні до точки **a**, м; F_1 – площа поверхні, м²; $F_1 = \Delta y \cdot 1$; t_n – температура внутрішньої поверхні огороження, °С; t_a – температура в точці **a**, °С; $\Delta\tau$ – проміжок часу, сек.

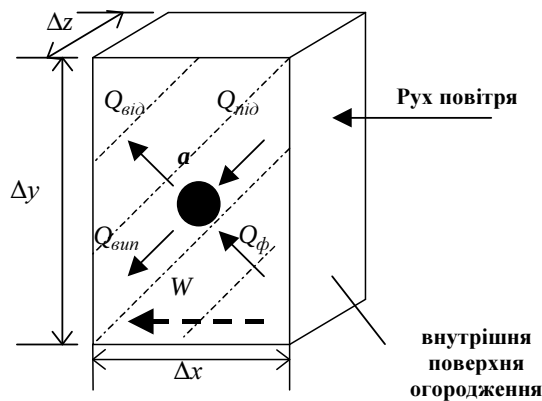


Рис. 3. Схема потоків теплоти та вологи для точки **a**, яка характеризує тепло- та вологоакумулюючу масу елементарного об'єму огорожувальної конструкції:
 → рух теплоти; рух вологи з повітрям
 Кількість теплоти, підведеної до елементарного об'єму за рахунок фільтрації повітря:

$$Q_{\phi} = \alpha_0 \cdot F_{\phi} \cdot \Delta\tau \cdot (t_n - t_a), \quad (6)$$

де: α_0 – середнє значення коефіцієнта теплообміну при фільтрації повітря крізь конструкцію (для ламінарної течії), Вт/(м² · °С); F_{ϕ} – площа поверхні теплообміну при фільтрації повітря, м²; t_n – температура повітря, °С.

Площа поверхні теплообміну при фільтрації визначається в залежності від кількості пор в огорожувальній конструкції, тобто від її пористості Π [2]. В той же час, кількість пор є фізичною характеристикою матеріалу [3]. На рис. 4 наведена схема капіляра для визначення площі поверхні теплообміну при фільтрації повітря. При визначенні площини поверхні F_{ϕ} введено припущення, що капіляр заповнений водою наполовину.

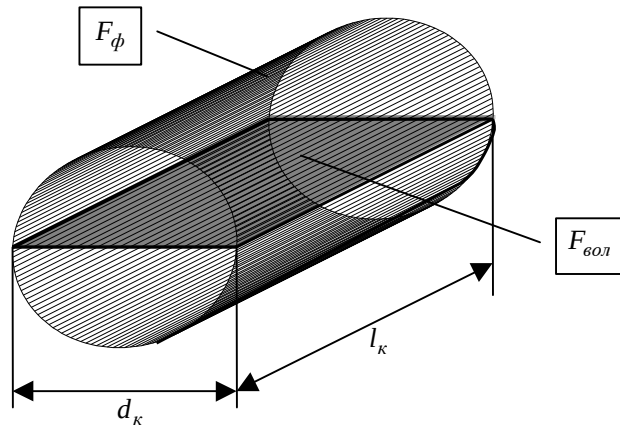


Рис. 4. Схема капіляра для визначення площі поверхні теплообміну при фільтрації та площі поверхні вологи

В цьому випадку площу поверхні теплообміну можна визначити за формулою:

$$F_{\phi} = \pi \cdot \frac{d_k}{2} \cdot l_k \cdot n, \quad (7)$$

де: d_k – діаметр капіляра, м, l_k – довжина капіляра, м, $l_k = \Delta x \cdot \xi$; ξ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність капілярів в огороженні, [3]; n – кількість пор в огорожуючій конструкції, шт., [3].

Кількість теплоти, відданої сусідній точці ϵ в результаті теплопровідності дорівнює:

$$Q_{\epsilon id} = \frac{\lambda}{\Delta x} \cdot F_1 \cdot \Delta \tau \cdot (t_a - t_{\epsilon}), \quad (8)$$

де: t_{ϵ} – температура в точці ϵ , °C.

Тепловий потік, який буде витрачатися на випаровування вологи із матеріалу, визначити значно складніше, ніж інші теплові потоки, які входять в праву частину рівняння (4). Цей тепловий потік буде залежати не лише від кількості підведеної теплоти до точки a , а і від стану повітря, яке фільтрується через огорожуючу конструкцію, тобто від його температури та вологовмісту.

З метою визначення кількості теплоти, витраченої на випаровування, розглянемо процес зміни параметрів повітря біля точки a . Стан повітря, яке входить в елементарний об'єм, характеризується на $I-d$ діаграмі (див. рис. 5) – точкою A . Внаслідок тепло- та масообміну повітря з матеріалом, при повному зволоженні повітря, його стан буде характеризуватися точкою B .

Таким чином процес зміни стану повітря буде проходити по лінії $A-B$. Кінцеву температуру, до якої дійде процес охолодження повітря внаслідок його теплообміну з матеріалом можна визначити із рівняння теплового балансу повітря по явній теплоті. Це рівняння має вигляд:

$$c \cdot G_{\epsilon} \cdot t_{n/\tau=0} \cdot \Delta \tau - Q_{\phi} - Q_{\epsilon c} = c \cdot G_{\epsilon} \cdot t_{n/\tau=\Delta \tau} \cdot \Delta \tau, \quad (9)$$

де: c – теплоємність повітря, Дж/(кг · °C); G_{ϵ} – витрати повітря, кг/сек.; $t_{n/\tau=0}, t_{n/\tau=\Delta \tau}$ – температура повітря в початковий момент часу, тобто при $\tau = 0$ і після проходження проміжку часу $\Delta \tau$, °C; Q_{ϕ} – кількість теплоти, яку втрачає повітря за рахунок теплообміну з матеріалом (можна визначити за допомогою рівняння (6)); $Q_{\epsilon c}$ – кількість теплоти, яку втрачає повітря за рахунок теплообміну з вологою:

$$Q_{\epsilon c} = \alpha_1 \cdot F_{\epsilon ol} \cdot \Delta \tau \cdot (t_n - t_w), \quad (10)$$

де: α_1 – коефіцієнт теплообміну між повітрям та вологою, Вт/(м² · °C); $F_{\epsilon ol}$ – площа поверхні вологи, м²; t_w – температура вологи (в першому наближенні можна прийняти що $t_w = t_a$), °C.

Проаналізований процес зміни тепловологісного стану огорожуючої конструкції дає можливість розробити алгоритм розрахунку з урахуванням повітропроникливості огороження. Розроблений алгоритм приведений на рисунку 6.

Однією із особливостей при використанні розробленого алгоритму розрахунку є визначення проміжку часу $\Delta\tau$. Ця особливість викликана тим, що повітря переміщується і проміжок часу залежить від його швидкості та величини $(\Delta x \cdot \xi)$. Для його визначення можна використати формулу:

$$\Delta\tau = \frac{(\Delta x \cdot \xi) \cdot \rho_n \cdot F_{ж.пер.}}{G_6}, \quad (16)$$

де: ρ_n – питома густина повітря, кг/м^3 ; $F_{ж.пер.}$ – площа “живого” перерізу потоку повітря, м^2 :

$$F_{ж.пер.} = \frac{\pi \cdot d_{\kappa}^2}{4} \cdot n \cdot \psi, \quad (17)$$

де: ψ – коефіцієнт, який враховує ступінь заповнення капіляра вологою.

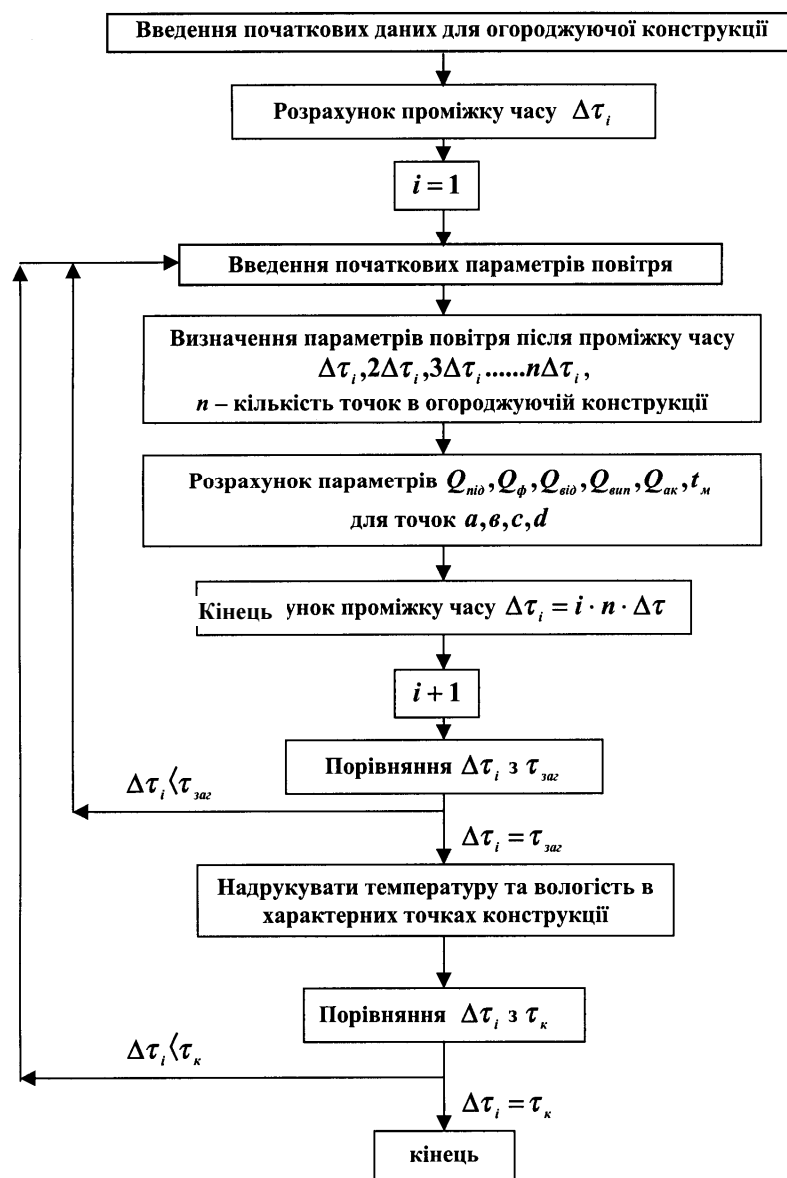


Рис. 6. Алгоритм розрахунку тепловологісного режиму огорожуючої конструкції з урахуванням повітропроникливості

Висновок. На основі проведеного аналізу змін тепловологісного стану огорожуючої конструкції розроблений метод розрахунку вологісного режиму огорожуючих конструкцій будинку в процесі його експлуатації з урахуванням процесу повітропроникливості.

Література

1. *Фокин К. Ф.* Строительная теплотехника ограждающих частей здания. М.: Стройиздат, 1973. – 287 с.
2. *Комар А. Г.* Строительные материалы и изделия: Учеб. для инж. – экон. спец. строит. вузов. – 5-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1988. – 527 с.
3. *Горчаков Г. И., Баженов Ю. М.* Строительные материалы: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1986. – 688 с.

ОЦІНКА ЯКОСТІ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОГОРОДЖУВАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ ІСНУЮЧИХ БУДІВЕЛЬ

В Україні загальні теплові втрати через огороджувальні конструкції будівель складають більше 370 млн ГДж/рік, для компенсації яких необхідно спалити біля 14,5 млн м³ газу. Через стіни ці втрати досягають 170 млн ГДж/рік тепла, для отримання якого необхідно спалити біля 6,5 млрд м³ газу, та через вікна понад 155 млн ГДж/рік (6 млрд м³ газу). В зв'язку з цим реалізація комплексної програми енергозбереження з метою зменшення залежності від імпорту енергоносіїв передбачає дослідження та розроблення шляхів впровадження інноваційних терморенновативних технологій в житловому будівництві [1,2]. Вибір матеріалів для термореновації будівель повинен ґрунтуватися на експериментальних дослідженнях фактичних тепловтрат через огороджувальні конструкції в реальних будівлях та науково обґрунтованих, за результатами багатофакторного аналізу, методиках з врахуванням існуючої експертної інформації [3].

З метою визначення тепловтрат були обстежені в м. Вінниці будівлі різних років забудови, з різними матеріалами огороджувальних конструкцій та різні за призначенням (табл. 1).

Таблиця 1

Характеристика обстежених будівельних об'єктів

№ об'єкта	Призначення	Кількість поверхів	Рік забудови	Будівельний об'єм, м ³	Матеріал стін	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/м ² · °К
1	Житловий	5	1970	17547	залізобетон	0,43
2	Дитяча лікарня	5	1979	59371	цегла	0,49
3	Житловий	10	1996	21004	цегла	0,36
4	Житловий	5	1998	7580	залізобетон та полістирол	0,28

Якість теплоізоляції огороджувальних конструкцій оцінювалася методом тепловізійного контролю. Метод передбачає дистанційне вимірювання тепловізором полів температур поверхонь огороджувальних конструкцій, між внутрішніми та зовнішніми поверхнями яких існує перепад температур [4]. Як показник якості теплозахисних властивостей огороджувальних конструкцій прийнято обчислені значення відносних опорів теплопередачі ділянок конструкцій та значення температури внутрішньої поверхні. Температурні поля поверхонь огороджувальних конструкцій отримано на екрані тепловізора у вигляді кольорового зображення (рис. 1). Градація кольорового зображення термограм відповідає різним температурам. При дослідженні використано тепловізор Сайклонс Т135+, який дозволяє отримати до 61 картинок в інфрачервоному зображенні за одне знімання. Точність вимірювання 1,25...1,5% залежно від температурного діапазону.

Фактичний опір теплопередач визначався за залежністю

$$R_{\phi} = \frac{1}{K_{\phi}}, \quad (1)$$

де K_{ϕ} – фактичний коефіцієнт теплопередачі, значення якого розраховувалося за формулою

$$K_{\phi} = \frac{q}{t_{\text{вн}} - t_{\text{зов}}}, \quad (2)$$

де $t_{\text{вн}}, t_{\text{зов}}$ – відповідно температура внутрішнього в приміщенні та зовнішнього повітря (табл. 2), °C; q – величина теплового потоку, Вт/м².

Величина теплового потоку обчислювалася за формулою

$$q = \frac{t_{\text{вн}} + t_{\text{ст}}}{R_{\text{пр}} - 1/\alpha_2}, \quad (3)$$

де $t_{\text{ст}}$ – температура зовнішньої поверхні стіни будівлі, °C (табл. 2); $R_{\text{пр}}$ – значення проектного термічного опору, м² · К/Вт; α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни, який визначається з врахуванням швидкості вітру, Вт/м² · °C.

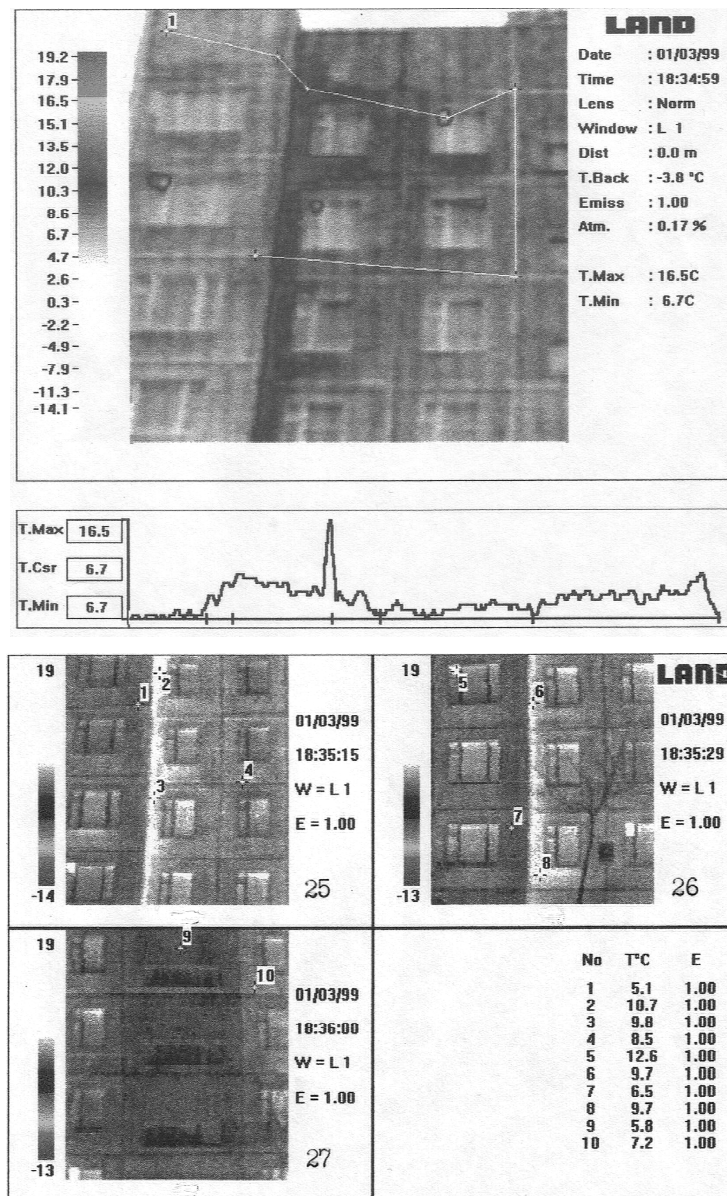


Рис. 1. Термограми дев'ятиповерхового житлового будинку

Результати визначення фактичного опору теплопередачі та порівняння його з проектним для обстежуваних будівельних об'єктів наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Теплоізоляційні характеристики огорожувальних конструкцій

№ об'єкта	Температура, °С			Термічний опір, $\text{м}^2 \cdot \text{°К/Вт}$		
	в при- мі- щенні, $t_{вн}$	зовніш- нього повітря, $t_{зов}$	зовні- шньої повер- хні сті- ни, $t_{ст}$	проект- ний, $R_{пр}$	факти- чний, $R_{ф}$	відхи- лення
1	18	1,0	2,8	2,32	1,50	-0,82
2	18	1,5	5,5	2,04	1,15	-0,89
3	18	1,5	5,9	2,75	1,55	-1,20
4	18	1,0	2,2	3,52	2,38	1,14

Дані оцінки фактичної якості теплоізоляційних характеристик огорожувальних конструкцій обстежених будівель (табл. 2) свідчать, що відхилення фактичного термічного опору від проектного становлять 32...43% і перевищують нормативні значення.

Висновки

1. Метод тепловізійного контролю дозволяє з достатньою точністю визначити фактичні тепловтрати через огорожувальні конструкції існуючих будівель і тим самим оцінити якість їх теплоізоляційних характеристик. Результати експериментальних обстежень свідчать, що найгірші теплоізоляційні характеристики в будівлях, в яких в якості матеріалу стіни використано залізобетон та цегла.

2. Впровадження інноваційних технологій при термореновації будівель дозволяє суттєво зменшити тепловтрати через огорожувальні конструкції. Доцільною є розробка науково-обґрунтованої методики вибору матеріалу для термореновації.

Використана література

1. Ратушняк Г. С., Попова Г. С. Енергозбереження та експлуатація систем теплопостачання – Навчальний посібник. – Вінниця: УНІВЕРСУМ–Вінниця, 2004. – 136с.
2. Росковшенко Ю. К., Степанов М. В. Мінімальний опір теплопередачі будівельних огорожувальних конструкцій // Будівництво України. –2005. – № 2. – С. 41–44.
3. Ратушняк Г. С., Чухряєва О. Г. Багатофакторний аналіз теплоізоляційних матеріалів для термореновації будівель на основі лінгвістичної інформації // Вентиляція, освітлення та газо-постачання. Вип. 8. – К.: КНУБА. – 2005. С. 89–95.
4. Чурьянов Н. С. Способ оценки фактической величины приведенного сопротивления теплопередаче наружных ограждающих конструкций зданий // Строительные материалы, оборудования, технологии XXI века. – М.: ООО "РИА Композит", 2003. – № 12. – С. 20–21.

ЗАСТОСУВАННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ЦЕНТРАЛІЗОВАНОМУ ТЕПЛОПОСТАЧАННІ

Останнім часом на установки комбінованого одержання теплової та електричної енергії невеликої потужності для децентралізованого енергопостачання промислових та житлових об'єктів розповсюджується термін «когенерація». Перехід на когенерацію стає більш вигідним, ніж вироблення електроенергії сучасними турбоустановками конденсаційного типу, а загальна витрата палива для потреб тепло- та електропостачання в середньому на 12...15% менша, ніж при роздільному їх виробленні [1]. Коефіцієнт використання палива при когенерації на 7...10% вищий, ніж в теплофікаційних системах. Крім економії палива когенерація забезпечує також зменшення викидів в навколишнє середовище та підвищення загальної економічної ефективності.

Різниця в коефіцієнтах використання палива станціями когенерації (85...90%) порівняно з традиційними теплоелектростанціями, які використовують 35...40% енергії палива, може забезпечити економію для промислових підприємств, які мають ці системи, бо скорочуються виробничі витрати й зменшується енергетична складова в собівартості продукції. У собівартості енергії паливо складає біля 80%, а у теплопостачанні в Україні частка газового палива складає майже 62%.

Виробництво електроенергії за технологією когенерації дозволить суттєво зменшити пікові навантаження по тепловій та електричній енергії. Розрахунки показують, що при впровадженні когенераційних установок в Україні у електроенергетиці, на котельних установках та промислових печах, а також на установках перекачування газу можна додатково виробити до 65,0 млрд кВт. год. електричної енергії на рік.

У складі когенераційних установок можуть бути задіяні поршневі двигуни. У порівнянні з газовими турбінами ці системи мають кращий ККД, але вироблену теплову енергію використати складніше, бо вона має нижчу температуру. Перевага цих систем – у технологічній гнучкості, завдяки чому вони можуть реагувати на зміну навантаження, можуть діяти безперервно, окремо від енергосистеми – за наявності споживачів, потреби у електроенергії яких змінюються.

Когенерація у теплопостачанні – це вироблення електричної енергії з газотурбінною установкою (ГТУ) з подальшою утилізацією у котлі теплоти викидних газів для отримання теплової енергії. ГТУ завжди працює на номінальній потужності.

Модернізацію опалювальних котельних можливо виконати двома способами (рис. 1). По-перше, за допомогою установлення модулів ГТУ і газового підігрівача мережної води (ГПМВ) та їх інтегрування у теплову схему котельні; фактично це розширення котельні, тому що теплова потужність при цьому збільшується. Режим експлуатації діючої частини котельні у цьому випадку змінюється з базового на піковий. Вибір сумарної потужності модулів повинен виконуватися за результатами визначення оптимального коефіцієнта теплофікації. По-друге, за допомогою надбудови діючих водогрійних котлів газотурбінними установками. При цьому необхідно погодження характеристик ГТУ та котлів. Це стосується у першу чергу витрат викидних газів ГТУ, витрат газів через водогрійні котли та продуктивності димососів. Можливі такі схеми узгодження ГТУ та водогрійного котла. Перша: усі викидні гази спрямовуються у пальники водогрійного котла. Додаткове паливо у водогрійному котлі спалюється за умови подачі повітря, що є у викидних газах ГТУ. При недостатці повітря може бути додатково використаний дуттєвий вентилятор. При відключенні ГТУ зберігається

можливість роботи котла за рахунок дії дуттєвих вентиляторів. Друга: скидна незбалансована схема, коли витрати викидних газів ГТУ більші допустимих витрат газу через котел. Тут можливі два варіанти підключення ГТУ. За ГТУ можна встановити газовий підігрівач мережної води, в якому викидні гази охолоджуються до температури викидних газів водогрійного котла. Необхідна для спалювання палива кількість газів спрямовується у пальники котла, а інша частина викидається у димову трубу. Мережна вода нагрівається у ГПМВ і водогрійному котлі. Теплове навантаження регулюється зміною витрат палива у пальнику водогрійного котла і необхідних для його спалювання витрат газів після ГПМВ. Згідно з іншим варіантом частина викидних газів після ГТУ спрямовується у ГПМВ, який підключений паралельно до водогрійного котла. Регулювання теплового навантаження здійснюється зміною витрат палива у котлі. Обидва варіанти потребують додаткових витрат на спорудження ГПМВ. Якщо не потребується збільшення теплової потужності котельні, то в першу чергу розглядається збалансована схема.

Утилізація теплоти з доспалюванням кисню, що є у викидних газах, забезпечує когенераційній установці максимальну теплову потужність з коефіцієнтом використання теплоти палива (КВТП) не менш 90%. Без доспалювання кисню установка має мінімальну теплову потужність, а значення КВТП зменшується приблизно до 75%. Це дозволяє експлуатувати когенераційні установки у системах теплопостачання протягом року.

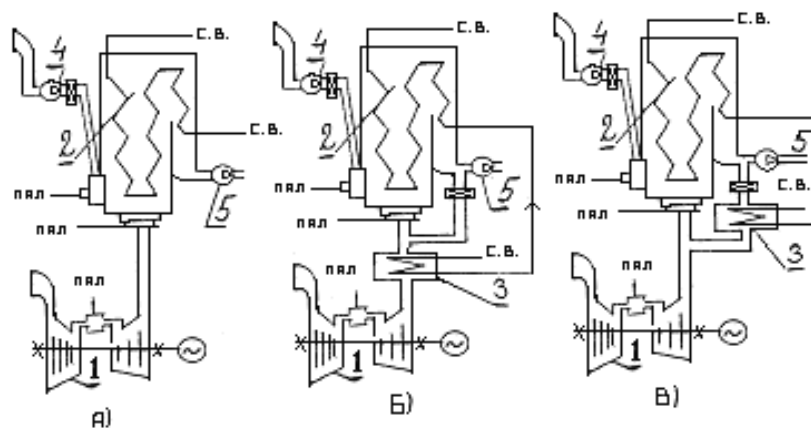


Рис. 1. Принципові схеми когенераційних установок
(а – збалансована схема; б, в – незбалансовані схеми):

1 – газотурбінна установка; 2 – водогрійний котел; 3 – газовий підігрівач сітрової води ; 4 – дуттєвий вентилятор ; 5 – димосос

На станціях теплопостачання широко розповсюджений водогрійний котел серії ПТВМ з такими характеристиками: теплова потужність – 40 МВт, КВТП – 92%, витрати викидних газів – 19 кг/с, температура викидних газів – 176°C. Цей котел можна дообладнати газотурбінною установкою ГТУ-2500 потужністю 2,5 МВт на загальній рамі з електрогенератором і розташувати у діючій котельні без значних змін конструкції і компановки штатного обладнання (рис. 2). В разі необхідності котел може експлуатуватись при відключеній ГТУ. Конструкція системи спалювання палива у потоці викидних газів ГТУ забезпечує стійку та економічну роботу когенераційної установки на різних теплових навантаженнях котла. Когенераційна установка у повній мірі задовольняє вимогам всесезонного економічного виробництва теплової енергії в умовах, коли максимальне теплове навантаження (зимовий період) відрізняється від мінімальної (літній) у п'ять-сім разів. Часткове теплове навантаження забезпечується частковим спалюванням палива у викидних газах ГТУ, які утримують в собі до 15% кисню. Сумарна кількість продуктів згорання співвідноситься з пропускнуою можливістю водогрійного котла. По мірі збільшення кількості палива, що спалюється у котлі, коефіцієнт надлишку повітря у викидних газах знижується від 5,2 при мінімальному тепловому навантаженні 4,5 МВт (котел тільки утилізує теплоту викидних газів турбіни) до 1,1 при максимальному тепловому навантаженні 36,5 МВт. Це супроводжується збільшенням

адіабатної температури газів у топочному об'є. і від -40°C до 1790°C та температури викидних газів з котла від 95°C до 180°C . В результаті буд. одержані такі параметри когенераційної установки: теплова потужність: максимальна – 36,5 МВт, мінімальна – 4,5 МВт. Електрична потужність – 2,5 МВт. КВТП при максимальному навантаженні – 90%, при мінімальному навантаженні – 74%.

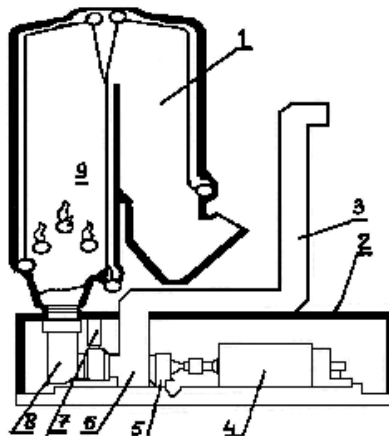


Рис. 2. Схема когенераційної установки на базі котла ПТВМ-30:

- 1 – котел; 2 – контейнер турбогенератора; 3 – вхід повітря у ГТУ;
- 4 – електрогенератор; 5 – редуктор;
- 6 – компресор; 7 – камера згорання;
- 8 – газова турбіна; 9 – система спалювання палива у викидних газах ГТУ

Найбільшу термодинамічну ефективність серед теплових установок мають бінарні парогазові установки з паротурбінним теплоутилізаційним контуром (БПГУ), теплова схема та цикл котрих наведені на рис. 3. Можливість подальшого удосконалення теплових схем сьогодні вичерпана через існуючі недоліки БПГУ: по-перше це низький потенціал теплоти, що утилізується, внаслідок чого її працездатність – низька і по-друге незворотність процесу перетворення теплоти в роботу. Усунення першого недоліку досягається змішуванням пари, що генерується у теплоутилізаційному контурі, з продуктами горіння у камері згорання газового контура, тобто при контакті робочих тіл газового та теплоутилізаційного контурів. Такі ПГУ мають назву монарні (МПГУ).

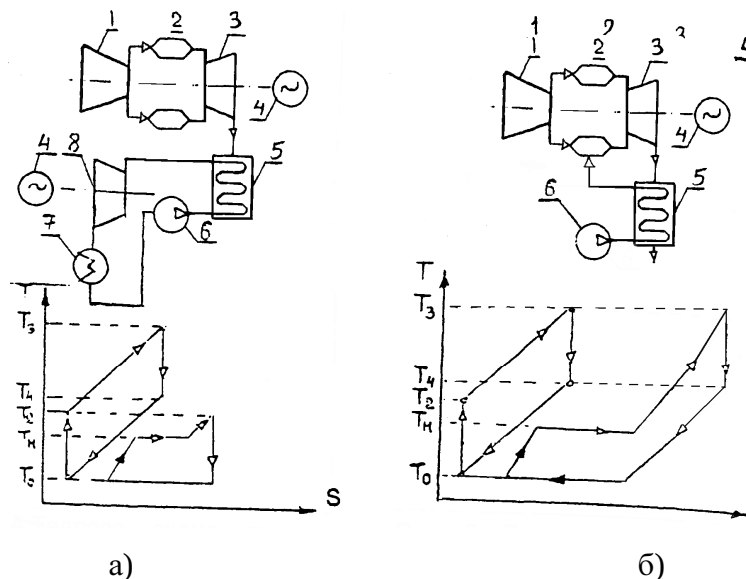


Рис. 3. Теплова схема та цикл бінарної (а) та монарної (б) ПГУ:

- 1 – повітряний компресор; 2 – камера згорання; 3 – газова турбіна; 4 – електрогенератор; 5 – котел-утилізатор; 6 – насос; 7 – конденсатор; 8 – парова турбіна

Перевагами МПГУ є: порівняно малі капвкладення, по відношенню до БПГУ – (80÷90)%; швидка окупність капвкладень (для енергоблоку потужністю 50 МВт – 2 роки); поставка обладнання блоками; малі строки будівництва і вводу в експлуатацію; відносно малі викиди в атмосферу оксидів азоту; можливість повної автоматизації. Недоліки: великі витрати хімічно очищеної води, на отримання котрої витрачається теплова енергія; висока температура газопарового потоку, що відводиться в атмосферу (внаслідок чого ексергія теплоти, що відводиться з паром у газопаровому циклі приблизно у 10÷12 разів більша, ніж у паровому).

Аналіз свідчить, що діючі технології отримання придатної для використання у циклі ПГУ води досить дорогі і їх використання зменшує рентабельність енергоустановки. У той же час вироблена парогазова суміш ПГУ утримує води навіть більше, ніж це потрібно для роботи утилізаційного контуру. Якщо її сконденсувати, то можна отримати необхідну кількість прісної води. Технологія отримання цієї води розроблена. У результаті створені в Україні вперше у світовій практиці і науці парогазові установки типу “Водолій” потужністю 16 і 25 МВт із ККД 43% [2]. Крім високої ефективності монарні ПГУ типу “Водолій” є єдиними тепловими двигунами, котрі не споживають, а виробляють воду для власних потреб теплоутилізаційного контуру.

Таким чином, в Україні перспективним можна вважати розвиток таких когенераційних напрямків:

1. Проектування і будівництво когенераційних установок, що сьогодні в Україні є найбільш доцільним засобом збільшення виробництва електроенергії. Газові турбіни різної потужності випускаються машинобудівними заводами України.
2. Модернізація котелень, діючих у системі теплопостачання, з допомогою ГТУ. Включення енергетичної надбудови котельні у години “пік” дає можливість виробити електроенергію при менших витратах палива, ніж на базових електростанціях.
3. Використання створеної в Україні технології “Водолій”, що дасть можливість забезпечити прісною водою не тільки власні потреби енергетичного обладнання, але і сторонніх споживачів.

Література

1. *Малофеев В. А.* Теплофикация – эффективный способ энергосбережения и защиты окружающей среды // Промышленная энергетика. – 1999. – № 10 – С. 2–7.
2. *Дикий Н. А., Колоскова Н. Ю.* Экологически чистая парогазотурбинная установка с генерацией воды в цикле // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998, – № 6. – С. 45–49.

ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЛОГІСТИЧНА МОДЕЛЬ ЯК НАУКОВО-ТЕОРЕТИЧНА ОСНОВА ПІДГОТОВКИ БУДІВЕЛЬНОГО ВИРОБНИЦТВА

Замовник (інвестор) ще на етапі формування інвестиційного задуму, має створити умови для розробки та вибору кращої альтернативи проектних рішень та обрати кращого виконавця, який би забезпечив унеможливлення або мінімізацію ризиків інвестора на будівельній та експлуатаційній фазі проекту.

Досвід компанії “Будівництво та екологія” [2]–[5] засвідчує переваги обраного типу співробітництва між підрядником та замовником на всіх етапах інвестиційного циклу – від розробки інвестиційного задуму та проектно-кошторисної документації (на багатоваріантній основі) – до повного супроводу проекту на етапі підготовки будівництва та спорудження об’єкта. Концептуальною основою ефективної діяльності компанії за схемою “Проектую і будую” є запровадження суворих внутрішньо-фірмових стандартів якості, для дотримання яких розроблена цілісна методика інноваційної організації проектування та будівництва.

Науковою основою цієї методики є інноваційна організаційно-логістична модель проектування та будівництва, побудована за схемою сітьового графа “роботи-вершини” (рис. 1), але наповнена параметрами нового змісту.

Модель подається як сукупність локальних організаційно-технологічних моделей, які моделюють окремі етапи (комплекси) виконання робіт та здійснення витрат впродовж проектування, підготовки та спорудження об’єктів (рис. 2). Крім того, накладаються ресурсні та технологічні умови сполучення локальних елементів (по окремих комплексах проектування, підготовки та будівництва) в загальну модель, яка забезпечить достовірне уявлення про хід виконання проекту, визначить ключові матеріально-ресурсні та організаційно-технологічні проблеми, а, отже, дасть можливість завчасно протидіяти ризикам інвестора та підрядника при впровадженні проекту.

Локальна модель подається у вигляді SJ-елемента сітьової моделі типу “роботи-вершини” (S-індекс стадії проекту; J-індекс роботи в межах стадії (рис. 2).

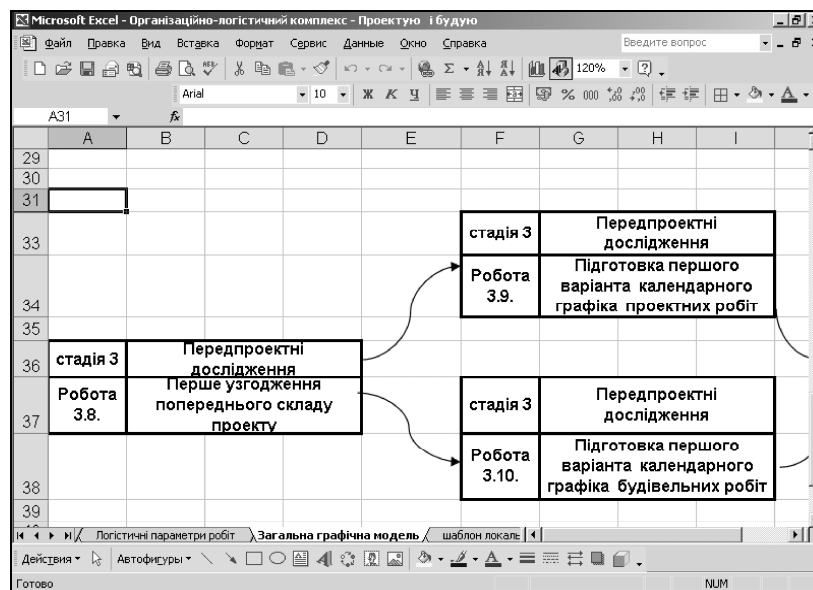


Рис. 1. Фрагмент програмного продукту “загальна графічна модель” – складової програмного комплексу “Проектую і будую”

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1		1	2	3	4	5	6				
		S - індекс стадії	Найменування стадії проекту	J - індекс роботи проекту	Найменування роботи						
2											
3		$t_{\text{баз}}$	$t_{\text{розр}}$	ЛП	ЛЗ	ГП	ГЗ				
4	1	БВ	МВ	ЕМ	ЗП	ІВ	РПр				
5											
6	2	РВ	МВ^	ЕМ^	ЗП^	ІВ^	РПр^				
7											
8	3										
9		ІПСЯ	ВWo	Т з, вип(ЛП)	Т з, вип(ЛП)	Тп, вип(ЛП)	Тп, вип(ГП)				
10	4										
11											
12											
13											
14											

Рис. 2. Розташування параметрів локальної організаційно-логістичної моделі

До складу моделі запропоновано включити 24 параметри:

- $t_{\text{баз}}$ – базова тривалість виконання роботи;
- **БВ** – базова кошторисна вартість;
- **МВ, ЗП, ЕМ, ІВ, КП, РПр** – базові складові кошторисної вартості – матеріальні витрати, витрати на заробітну плату, витрати на експлуатацію машин та механізмів, адміністративно-управлінські та інші накладні витрати; кошторисний прибуток;
- **ІПСЯ** – індекс прийнятого стандарту якості щодо даної роботи;
- $t_{\text{розр}}$ – розрахункова тривалість виконання даної роботи, визначена з врахуванням індексу якості;
- **МВ^, ЗП^, ЕМ^, ІВ^, КП^, РПр^** – складові кошторисної вартості, визначені з врахуванням індексу якості;
- **ВWo** – обсяг попередніх виплат по даній роботі (у відповідності з контрактом);
- **ЛП** – локальний початок даної роботи;
- **ЛЗ** – локальне завершення даної роботи;
- **ГП** – загальний (глобальний) початок даної роботи, визначений з врахуванням топології та параметрів всієї ресурсної моделі проектування, підготовки та спорудження об'єкта;
- **ГЗ** – загальний термін завершення даної роботи, розрахований з врахуванням загального початку та розрахункової тривалості даної роботи;
- **Тп,вип. (ЛП)** – термін попередніх виплат, пов'язаний з локальним початком даної роботи.

Основою для розрахунку вартісних та технологічних параметрів робіт є:

- логістичні карти робіт;
- функціональні залежності між трудомісткістю виконання робіт, елементами їх кошторисної вартості, як результуючих показників, та індексом стандарту якості щодо даної роботи, як аргументу.

Логістичні карти по кожній роботі відображають:

- перелік, обсяг та вартість товарно-матеріальних цінностей, що входять до складу кошторисної вартості по даній роботі через вартість сировини, матеріалів, конструкцій та виробів;
- терміни постачання на приоб'єктний склад матеріальних ресурсів, прив'язані до терміну локального початку даної роботи;
- складові операції даної роботи, прийнята в організації базова трудомісткість їх виконання, фаховий та кількісний склад бригад;
- потреба в машинах та механізмах, витрати на їх експлуатацію;
- технологія упорядкування операцій в роботу SJ.

Математична формалізація задачі формування локальних організаційно-логістичних моделей будівництва здійснюється таким чином :

$$MB_j = T_{jkh} \cdot \sum_{kh} w_h \cdot MB_{kh}; \quad (1)$$

$$EM_j = \mu_{js} \cdot \sum_s \Delta T_s \cdot QMW_s; \quad (2)$$

$$PB_j = \beta_{jq} \cdot \sum_q \hat{w}_q^{\text{нат}} \cdot QPB_q; \quad (3)$$

$$BV_j = MB_j + PB_j + EM_j + IB_j + PPr_j; \quad (4)$$

$$MB_j^{\wedge} = \ddot{Y}_1(I_{\text{ПСЯ}}) \cdot MB_j; MB_j \rightarrow PB_j, EM_j; \ddot{Y}_1 \rightarrow \ddot{Y}_5; \quad (5)$$

$$t_{\text{розр}} = \ddot{Y}_4 \cdot t_{\text{баз}}; \quad (6)$$

$$ЛЗ = ЛП + t_{\text{розр}}, \quad (7)$$

де $\ddot{Y}_1 - \ddot{Y}_3$ – індекси приросту елементів (складових) кошторисної вартості виконання, встановлені для кожної роботи евристичним шляхом;

$\ddot{Y}_4$ – визначений аналогічно індекс приросту тривалості виконання даної роботи; T_{jkh} – масив, що ідентифікує перелік та обсяг матеріальних витрат з переліком операцій по даній роботі; K – індекс операції в роботі j ;

h – індекс матеріального ресурсу, спожитого при виконанні роботи j ;

s – індекс машини та механізму, потреба в якій, тривалість ΔT_s та поточна вартість експлуатації якої QMW_s визначена логістичною картою;

q – індекс операції (складової) роботи j ; $\hat{w}_q^{\text{нат}}$ – обсяг виконання робіт та операцій, що входять до складу роботи J , в натуральному вимірі;

QPB_q – прямі витрати на одиницю роботи q в складі j .

Запропонована інноваційна організаційно-логістична модель будівництва, впроваджена в поточну діяльність будівельної компанії “Будівництво та екологія” [2]–[5], дозволяє інвесторові подолати переважну частину ризиків при виконанні БМР, знизити трудомісткість виконання аналітичних робіт передінвестиційної фази, забезпечують ОПР наочність у розробці варіантів організації будівництва, достовірність у їхній оцінці та виборі, підвищується рівень адаптації та гнучкості використання ресурсів інвестора будівельних проектів.

Література

1. Шляхи підвищення інвестиційної діяльності в Україні. Монографія. / За ред. проф. В. Г. Федоренка. – Ніжин: Аспект-Поліграф, 2003. – 724 с.
2. Чертков О. Ю. Партнерство – новое преимущество // Строительство и реконструкция. – № 12. – 2004.
3. Чертков О. Ю. Строим по плану // Строительство и реконструкция. – № 10. – 2004.
4. Чертков О. Ю. Эффективное сотрудничество // Строительство и реконструкция. – № 9. – 2004.
5. Чертков О. Ю. Мы за качественный бизнес // Строительство и реконструкция. – № 1–2. – 2004.
6. Кращі підприємства України / Українська асоціація якості. Український союз промисловців та підприємців. – К., 2003. – С. 84. – Інженерно-будівельна компанія “Будівництво та екологія”.

Зміст

<i>А. А. Худенко</i> Термодинамічний аналіз проблеми енергозбереження при теплопостачанні	5
<i>Е. С. Малкін, А. В. Тимощенко</i> Експериментальне вивчення теплообміну в вертикальних кільцевих мікроканалах з однобічним обігрівом та вимушеним рухом рідини	11
<i>П. М. Енин</i> Теплоперенос от грунта к жидкой фазе СУГ при ее нагреве в режиме хранения в геотермальных регазификаторах (внутренняя задача)	24
<i>П. М. Енин, С. Г. Рыбачев</i> Температурный режим приповерхностных слоїв земной коры на глубинах размещения геотермальных регазификаторов СУГ	36
<i>П. М. Енин</i> Теплоотдача при пузырьковом кипении жидкой фазы СУГ в геотермальном регазификаторе при режиме отбора газа	50
<i>П. М. Енин</i> Теплоперенос в сухом, влажном и мерзлом грунте в области размещения геотермальных регазификаторов СУГ (внешняя задача)	61
<i>П. М. Енин</i> Математическое описание теплового взаимодействия геотермальных регазификаторов с сухим, влажным и мерзлым грунтом и выбор метода решения задачи	70
<i>П. М. Енин</i> Сущность математического моделирования и планирование вычислительных экспериментов по изучению температурного режима геотермальных регазификаторов	80
<i>О. С. Кушніров, Л. Ф. Черних</i> Тепловий режим приміщення при використанні електричної кабельної системи підлогового опалення	85
<i>А. Ф. Строй, О. Б. Чумуріна</i> Повітропроникливість, як фактор зміни вологісного режиму огорожуючих конструкцій будинку в процесі його експлуатації	95
<i>О. В. Бешинська, О. Г. Ратушняк</i> Оцінка якості теплоізоляційних характеристик огорожувальних конструкцій існуючих будівель	107
<i>В. Є. Пісарєв, М. В. Степанов</i> Застосування когенераційних технологій в централізованому теплопостачанні	112
<i>О. Ю. Чертков</i> Організаційно-логістична модель як науково-теоретична основа підготовки будівельного виробництва	118