

РОЗРОБКА НОРМАТИВНИХ ДОКУМЕНТІВ ЯК ШЛЯХ ДО ВИХОДУ З ЕНЕРГЕТИЧНОЇ КРИЗИ

За рік Україна споживає більше 210 млн т нафтового еквіваленту, з яких понад 30% використовується на експлуатацію існуючого житлового фонду та громадських будівель.

Зайве дискутувати на тему ефективності використання енергетичних ресурсів в житлово-комунальній сфері країни. За різними оцінками лише при транспортуванні втрачається від 20% до 50% теплоносія. Далі тепло втрачається через огорожувальні конструкції будинків, віконні та дверні проїми, підлогу та стелі.

У радянські часи метою будівництва було максимальне зменшення вартості. Питання енергоефективності вважалося другорядним, оскільки різке подорожчання імпортованих енергоносіїв веде за собою підвищення комунальних платежів для населення. А це не додає рейтингу владі! Неприємну проблему влада намагається вирішити методом «латанням

дірок»: деінде міняючи теплогенеруючого обладнання, ремонтуючи заіржавілі ділянки мереж. Кожен «новий» Міністр під акомпанемент критики свого попередника закликає розробити програму «докорінної модернізації». Проте всі подібні розроблені програми залишаються без фінансування. І так вже 20 років вря!

Разом з тим наукова громадськість спільно з виробниками давно опрацювали концепцію виходу галузі з кризи. Першим її кроком має бути оновлення нормативної бази на основі європейського досвіду і досягнень національних науковців і практиків. Такий підхід до проблеми дозволить залучити в будівництво сучасні технології, оновити парк будівельної техніки, підготувати спеціалістів, підвищити рівень експлуатації будівель. В результаті - зменшити енергоємність будівництва і витрат енергії на обслуговування споруд.

Слід зазначити, що окремі будівельні фірми розробляють нормативи, виходячи при цьому з власних потреб та інтересів. Тому наукова громадськість в черговий раз ініціювала план розробки нормативної бази та впровадження європейських нормативних документів з енергоефективності в будівництві.

Мета цього Плану полягає в створенні національних нормативів, що відповідають сучасним завданням національної економіки. План передбачає створення єдиного нормативно-методичного простору в галузі енергоефективності будівельних об'єктів.

Реалізація розробки забезпечить дію на території України європейських норм з методиками визначення енергоефективності системи: джерело енергії – транспортування енергії – споживач енергії, а також європейських норм з методиками порівняння первинних енергетичних ресурсів та їх взаємозв'язку з викидами CO2.

Для реалізації Плану за ініціативи Державного науково-дослідного інституту будівельних конструкцій створено ТК (Технічний комітет) 2 «Енергоефективність будівель і споруд». Керівник Проекту Фаренюк Г.Г. - доктор технічних наук, член-кор. Академії будівництва України, зав відділом ДНДІБК. Але, узгодивши документ, Мінрегіон не виділив достатньо коштів на його розробку. Тому фінансування нормативів знов перекладається на плечі зацікавлених фірм.

АІЕТУ бере участь в Проекті по темі «Теплогенеруюче обладнання на основі відновлювальних джерел енергії».

ДЕРЖАВНЕ ВИЗНАННЯ

Одразу декілька членів корпорації «Європейська енергетична компанія» цього року були удостоєні відзнак за сумлінну працю та вагомий внесок у розвиток теплоенергетики України.



Нагородження директора ВТФ «Укрінтерм» (м. Львів) ВІВЧАРІВСЬКОГО І. ВІ



За наказом від 02. 08. 2011 року Міністерства регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України за багаторічну сумлінну плідну працю, високий професіоналізм, вагомий особистий внесок у розвиток будівельної галузі та з нагоди професійного свята працівників будівництва та промислових будівельних матеріалів спеціальним нагрудним знаком «Почесний працівник будівництва та архітектури» II ступеня було нагороджено директора ВТФ «Укрінтерм» (м. Львів) **ВІВЧАРІВСЬКОГО Івана Володимировича**.

Із нагоди святкування 20-ї річниці незалежності України, Чернігівська обласна державна адміністрація та Чернігівська обласна рада за сумлінну працю в ім'я незалежної України нагородила



Почесною Грамотою **ЛУСАКА Володимира Григоровича**, директора МПП «Монтаж-наладка» (м. Прилуки).



Івано-Франківська обласна рада нагородила медаллю «За заслуги перед Прикарпаттям» та вручила відповідне посвідчення **СІНІЦІНУ Костянтину Людвиговичу**, директору ПТФ «Ендрю» (м. Івано-Франківськ).

Від імені корпорації «Європейська енергетична компанія», АІЕТУ та журналу «Нова тема» щиро вітаємо нагороджених із почесними відзнаками та державним визнанням. Бажаємо подальших успіхів у професійній діяльності та нових високих здобутків.

Меморандум про спільну діяльність та співпрацю

між

Корпорацією «Європейська енергетична компанія» (Україна)

та

Коллективним підприємством «Творча архітектурна майстерня «Л.Муляр»
(Україна)

м. Київ

9 серпня 2011 р.

Корпорація «Європейська енергетична компанія», яка діє згідно законів України та Установчого договору;

Коллективне підприємство «Творча архітектурна майстерня «Л.Муляр», яке діє згідно законів України та Статуту підприємства;
надалі разом Сторони;

керуючись Законами України «Про регулювання містобудівної діяльності», «Про підприємництво», «Про енергозбереження», «Про архітектурну діяльність» та «Про основи містобудування»;

усвідомлюючи необхідність:

- об'єднання зусиль для забезпечення участі Сторін у реалізації державної політики в галузі містобудування та енергозбереження;
- бажаючи активізувати впровадження в практику будівництва енергозберігаючих архітектурних і конструктивних рішень, будівельних технологій і матеріалів та прогресивного інженерного обладнання;
- керуючись необхідністю виробити механізми координації дій Сторін;
- усвідомлюючи необхідність поліпшення інформаційної підтримки діяльності Сторін;
- керуючись принципом доцільності об'єднання зусиль Сторін для досягнення поставленої мети;

домовилися про таке:

Стаття 1

Метою Меморандуму є поглиблення взаємодії та координації дій Сторін для взаємодопомоги та отримання позитивного результату в розробці та реалізації нових інвестиційних проєктів щодо енергозбереження на території України.

Стаття 2

Завданням Меморандуму є забезпечення впровадження прогресивних містобудівельних архітектурно-технічних рішень КП «Творча архітектурна майстерня «Л.Муляр» з використанням як традиційних видів палива, так і з відновлювальними джерелами енергії, використовуючи енергоефективне обладнання та технології вітчизняних виробників – підприємств «Європейської енергетичної компанії».

Стаття 3

Цей Меморандум є юридичним документом, на підставі якого Сторони мають здійснювати координацію своїх дій для досягнення поставленої мети, встановленої цим Меморандумом.

Стаття 4

Для досягнення поставленої мети Сторони беруть на себе наступні зобов'язання:

- розширити спільний пошук інвесторів та замовників на проектування, будівництво і обладнання інженерними системами житлових, громадських та промислових об'єктів;
- інформувати одна одну про потенційних замовників своїх послуг;
- при контактах однієї Сторони з потенційними замовниками, інформувати їх про можливості і переваги залучення до виконання робіт іншої Сторони по цьому Меморандуму;
- при веденні робіт на об'єктах використовувати творчий та інженерний потенціал, технології і обладнання іншої Сторони по цьому Меморандуму;
- проводити спільні рекламні акції, семінари, наради, тощо, з метою ознайомлення власних співробітників та інформування запрошених фахівців і представників громадськості з новими технологіями та власними ноу-хау;
- надавати у разі потреби всебічну допомогу (консультативну, технічну, правову, матеріальну, тощо);
- активно використовувати науково-технічний журнал «Нова тема» для поширення інформації про розробки та інновації Сторін;
- активно протидіяти і терміново повідомляти про випадки появи неправдивої або шкідливої інформації про іншу Сторону по цьому Меморандуму;
- прикласти спільні зусилля для невинного підвищення якості проектування, будівництва і експлуатації спільно створених об'єктів;
- забезпечити залучення до співробітництва широкого кола учасників на всеукраїнському та міжнародному рівнях;

Стаття 5

Меморандум є підставою для укладання окремих конкретних Договорів про спільну діяльність, якщо Сторони визнають це необхідним.

Стаття 6

Сторони зобов'язуються забезпечити захист прав на інтелектуальну власність, отриману в результаті співробітництва на основі цього Меморандуму.

Стаття 7

Цей Меморандум набирає чинності з дати його підписання Сторонами і діє до 31 грудня 2012 року.

Після завершення дії Меморандуму Сторони мають проаналізувати результати співпраці.

На підтвердження зазначених положень цей Меморандум підписали уповноважені особи:

Корпорація
«Європейська енергетична компанія»

Президент,
Заслужений будівельник України


Петро Микитюк

Колективне підприємство
«Творча архітектурна майстерня
«Л.Муляр»

Генеральний директор,
Заслужений архітектор України


Леонід Харитонович Муляр

«Енергоефективність у комунальній сфері». Обмін досвідом Україна-Німеччина

Т.І. Шевченко, заступник голови правління Асоціації інженерів енергоефективних технологій України

19-20 вересня у конференц-залі готелю «Президент-готель Київський» проходив німецько-український форум «Енергоефективність у комунальній сфері» Україна – Німеччина – 2011.

Метою форуму було висвітлення сучасних світових досягнень у ефективному використанні енергії та енергозбереженні, а також у визначенні основних напрямків економічного співробітництва між Україною та Німеччиною у комунальній сфері і, зокрема, ефективному використанні енергоресурсів та залученні інвестицій в цю галузь.

З вітальним словом до учасників форуму від Делегації німецької економіки в Україні звернулась пані Карін Рау.

В своїй доповіді заступник Голови Державного агентства з енергоефективності та енергозбереження України Сергій Федорович Дубовик розповів про хід реорганізації в цій структурі, та про нові підходи в роботі, які плануються будувати не на фіскальних методах, а на засадах економічної зацікавленості у впровадженні енергозберігаючих технологій та обладнання. Радник Федерального Міністерства економіки та технологій Німеччини пан Олівер Дрюке, в своїй доповіді «Енергоефективність в Німеччині» розповів про високі темпи зменшення енергоспоживання у комунально-побутовій сфері за рахунок широкого використання нетрадиційних та відновлювальних джерел енергії на фоні відмови Німеччини від використання ядерної енергетики, а також про позитивний досвід заходів економічного стимулювання скорочення питомого споживання енергоресурсів.

З доповіддю «Стан нормативної бази України з енергоефективності у будівництві» від НДІ Будівельних конструкцій (НДІБК) виступив професор Геннадій Григорович Фаренюк.

З доповідями «Сертифікація будівель за LEED та DGNB. Досвід та пілотні проекти», «Енергоефективність в будівлях – ефективні технології в новобудовах та санації», «Можливості фінансування проектів у галузі енергоефективності» виступили д-р Роберт Гімлер, д-р Буркхард Шульц-Даруп та пан Йенс Маузер.

У роботі Форуму взяла участь фінансовий директор СП «Укрінтерм» Т.В. Щербакіна та заступник голови правління Асоціації інженерів енергоефективних технологій України Т.І. Шевченко, який у своїй співповіді з представником компанії «SICC GmbH» Олафом Ердманном розповів про досвід роботи представництва цієї компанії в Україні, члена асоціації, ТОВ «Технофор Україна», яку очолює Л. І. Басько.

У своєму виступі Т.І. Шевченко, зокрема, розповів що технологія «THERMO-SHIELD» дозволяє значно скоротити втрати тепла через огорожувальні конструкції будівель. Дана технологія відома з 1996 року та застосовується в 21 країні Європи. Технологія теплового захисту «THERMO-SHIELD» була розроблена фахівцями НАСА на початку 70 років на підготовчому етапі до запуску космічних кораблів «СПЕЙС-ШАТЛ».

Механізм роботи покриття «THERMO-SHIELD» кардинально відрізняється від традиційних уявлень про шляхи зменшення втрат тепла. Керамічні мікросфери забезпечують до 45% відбиття, розсіювання теплового випромінювання. Покриття зовнішніх стін забезпечує в літній період відбиття та розсіювання спектру сонячного світла, що значно зменшує температурний нагрів приміщення. «Поверхнева мембрана» покриття, маючи низьку теплову інерцію і незначну питому вагу,

суттєво знижує конвективний теплообмін та виводить вологу з стінової конструкції. Теплофізичні характеристики покриття «THERMO-SHIELD» не залежать від вологості. Адгезійні, міцнісні та пружнісні властивості зберігаються не менше 10 років в діапазоні температур $-40 - +15$ °C. Комплекс фізичних ефектів, які відбуваються в тонкому шарі покриття дозволяють зменшити втрати тепла через огорожувальні конструкції до 30%.

В Україні енергозберігаюче покриття «THERMO-SHIELD» застосовується з 2002 року на підставі Технічних умов виданих Науково-дослідним інститутом будівельного виробництва, пакету дозвільних документів та рекомендацій до застосування Держбуду України та Державної інспекції з енергозбереження.

За 9 років покриття «THERMO-SHIELD» було застосовано на 109 об'єктах України: в м. Києві, АР Крим, Одеській, Запорізькій, Харківській, Донецькій, Дніпропетровській, Миколаївській областях, та м.Севастополі. З них - 34 багатопверхових житлових будинки, 32 культові споруди та культурно-освітні і торгівельні споруди, 21 приватний будинок та 12 адміністративних споруд.

У Харківській та Миколаївській областях здійснювались інструментальні перевірки ефективності покриття «THERMO-SHIELD» з допомогою тепловізійної зйомки співробітниками Державної інспекції з енергозбереження. Результати перевірок оформлені відповідними актами і засвідчили величини теплових втрат на 12 – 16% нижче нормативних.

До уваги учасників Форуму були запропоновані відеоматеріали щодо фізичних процесів, які забезпечують енергозберігаючі властивості покриття, тепловізійні зйомки об'єктів, акти результатів тепловізійних випробувань, журнали Асоціації інженерів енергоефективних технологій України «Нова Тема» з публікаціями статей про досвід застосування технології «THERMO-SHIELD», та інформаційно-рекламні журнали ТОВ «Технофор Україна». Виступ був позитивно сприйнятий організаторами та учасниками Форуму.

На форумі провели презентацію 8 німецьких компаній, були проведені дискусії та ділові переговори.

У підсумковому слові пан Олівер Дрюке висловив подяку учасникам форуму, задоволення щодо активності, та виказав сподівання на активізацію співпраці по впровадженню німецького досвіду в сфері енергоефективності в Україні.



Л.І. Басько, Олаф Ердманн, Т.І. Шевченко

Практичний досвід у використанні твердопаливних котлів



О.М. Демчевський, директор ПП «Агро-Терм»

Стрімке зростання цін на викопні енергоресурси сприяє пошуку альтернативних видів палива і вимагає відповідних систем теплогенеруючого обладнання.

В статті викладено досвід ПП «Агро-Терм», що є дилером СП «Укрінтерм» у Черкаській області, у використанні твердопаливних котлів.

Твердопаливні котли (котли, що використовують тверді види палива) призначені для обігріву приміщень різного призначення (виробничих, житлових, побутових, складських, теплиць), а також для виробництва та подачі ГВП, і використовують відновлювальні джерела енергії.

В якості палива вони використовують: дрова, вугілля та паливні брикети, гранули (пелети), які з успіхом можуть замінити дорогі, імпортовані газ та нафту. Використання наведених вище видів палива додатково вирішує проблему утилізації відходів деревообробки та сільськогосподарського виробництва.

Сучасні твердопаливні котли відрізняються від попередніх моделей високим ступенем автоматизації всіх процесів, розширенням функцій, простотою і зручністю у використанні і обслуговуванні. І все це, у поєднанні з новим, більш привабливим для людського ока дизайном, підвищує їх конкурентну спроможність.

Переважає більшість марок сучасних твердопаливних котлів можуть автоматично підтримувати задану температуру води. Це досягається за рахунок піднімання/опускання заслонки, що уповільнює чи прискорює горіння. Наявність вентиляторів та автоматики дозволяє програмувати процес горіння в залежності від виду палива та потреб споживача. Вентилятор котла працює у модульованому режимі, забезпечуючи значну економію палива. Автоматика дозволяє програмувати роботу котла залежно від навантаження.

Дедалі більшої популярності у споживача набувають піролізні котли, які використовують явище газової генерації та котли з автоматичною подачею палива. В камері піролізного котла паливо лише тліє, виділяючи горючі гази, згорання якого відбувається в камері вторинного згорання.

Котли з автоматичною подачею палива мають в своєму складі вузол, який складається з поршня подачі палива, нагнітача (вентиляторна система подачі повітря) і електронного контролера температури. Перевага цих котлів полягає у простоті обслуговування, що зводиться до періодичної подачі чергової порції палива у контейнер (засипний кошик) та видалення попелу. Зупинка роботи котла (гасіння) ця технологія не передбачає.

Дотримання технології дозволяє спалювати мінімальну кількість палива, яке необхідно для підтримки температури, заданої на пульті споживачем. На пульті відбувається постійне вимірювання температури води в котлі. На основі цих показань регулюється подача палива та робота вентилятора. Усі системи твердопаливних котлів придатні для використання паливних брикетів, сировиною для яких також служать поновлювані джерела енергії.

Паливні брикети, на нашу думку, є ідеальним видом біопалива. Практичний досвід довів, що для щоденного опалення котеджу (200 м. кв.) в зимовий період у центральних областях України потрібно не більше 30 кг брикетів. Цей обсяг складає 0,030 куб м. При цьому помилковою є думка про неможливість автоматизації процесу завантаження брикетів у систему. В дійсності процес легко автоматизується - на ринку представлена велика кількість зразків завантажувальних пристроїв.

Паливні брикети - найбільш доцільний вид палива для побутових потреб, що дозволяє дотримуватися всіх екологічних і санітарних вимог.

Як це не парадоксально, але паливні брикети на практиці економічніші та зручніші у використанні від деревного вугілля..

Паливний брикет - це паливо, яке може використовуватися скрізь, де потрібні висока температура, стійке бездимне полум'я. Воно забезпечує тривале горіння, практично не залишаючи після згорання відходів. Їх зольність не перевищує 1,1% (для порівняння: зольність кам'яного вугілля - 30-40%, дров - 8 -15%). Попіл від згорання паливних брикетів може використовувати як екологічно чисте добриво.

Перевагами паливних брикетів являється незначна кількість чадного газу CO₂, що виділяється при їх згоранні. Викид сірки при їх згоранні становить лише 0,07%, що практично не становить загрози для довкілля.

Ріст вартості традиційних видів енергоносіїв і зростаючі труднощі доступу до них, сприяють пошуку альтернативних видів палива та відповідних їм систем обладнання.

Подібні системи доцільні для забезпечення головним чином невеликих об'єктів котельного типу.

Разом з тим наведені приклади показують, що система «Укрінтерм» спроможна ефективно працювати і в цьому сегменті енергетичного ринку, забезпечуючи споживачу поставку, монтаж і обслуговування систем теплозабезпечення. При реалізації подібних проектів досягається висока економічна ефективність і екологічна безпека.

Новітні технології — шлях до зростання якості життя (досвід Німеччини)

У статті розглянуто алгоритм переходу до альтернативних видів палива та енергії на прикладі Німеччини. Проаналізовано основні перепони на шляху до широкого впровадження сучасних енергозберігаючих технологій і обладнання в житлових і промислових будівлях та стан цієї проблеми в Україні.

В статье рассмотрен алгоритм перехода к альтернативным видам топлива и энергии на примере Германии. Проанализированы основные преграды для широкого распространения современных энергосберегающих технологий и оборудования в жилых домах и на промышленных предприятиях, а также состояние данной проблемы в Украине.

In article the algorithm of transition to alternative kinds of fuel and energy on an example of Germany is considered. The basic barriers to a wide circulation of modern power saving technologies and equipment in apartment houses and at the industrial enterprises, and also a condition of the given problem in Ukraine are analysed.



У Німеччині енергоефективні та екологічно чисті продукти можна знайти практично в усіх галузях, що забезпечують товари на ринку: починаючи із природних ресурсів і завершуючи індустрією переробки. На сьогоднішній день ринок не сприймає та й не потребує інших продуктів, хоча й має змогу закуповувати інші, менш коштовні, проте й менш ефективні технології. Отже ті виробники, що не знаходяться так би мовити на «передовій» технічного розвитку, мають бути готовими до зниження попиту і об'єму продажу.

Крім того, у недалекому майбутньому в країнах ЄС буде діяти обов'язкова урядова програма стосовно виробництва високоефективних циркуляційних насосів, яка буде впроваджена до 2020 року у декілька етапів. Метою даної директиви є наближення енергоспоживаючих продуктів до екологічно чистих, що означає скорочення темпів забруднення навколишнього середовища.

Ще одним заходом, спрямованим на популяризацію екологічно чистих технологій є запровадження високих субсидій для певних ринкових галузей. До того ж постійно створюються все нові і нові державні програми підтримки, які дозволяють отримати фінансову допомогу при капітало-вкладенні у енергозберігаючу домашню техніку.

Таким чином, у Німеччині існує безліч стимулів для використання енергоощадних, а значить і екологічно чистих технологій, не дивлячись на те, що у більшості випадків вони є більш дорогими. Чому ж у Німеччині тема екології та енергоекономії відіграє таку велику роль і як можна позиціонувати дані переконання в інших країнах, зокрема в Україні?

На початку 70-х років минулого сторіччя, після «економічного дива», яке дало народу Німеччини певний добробут, з'явилися перші екологічні об'єднання громадян. Вони були занепокоєні фактом обмеженості природних ресурсів (нафти, газу, лісу, води, тощо), які інтенсивно використовуються. Неможливість їх відновлення ставить під загрозу добробут населення і викликає тривогу за його майбутнє.

Неконтрольовані, хижацькі методи видобутку спричинили постійне зростання їх вартості і завдають невідправної шкоди природі, породжуючи «кислотні дощі», сприяючи відмиранню лісів, розширенню зони пустель, отруюючи повітря і воду, тощо.

З усією гостротою постала проблема захисту оточуючого людину середовища і природи в цілому, задля збереження самої людини і продовження життя на землі. Гаслом прихильників цього руху стало давнє індійське прислів'я: «Ми не отримали цю планету у спадок від наших предків, але позичили її у наших нащадків».

Масові протести породили партію «Зелених» у Німеччині, яка у 80-і роки стала парламентською і сприяє зростанню екологічного компонента національного законодавства. Поступово були створені законодавчі рамки, які сьогодні формують умови для яскраво вираженої екологічної свідомості Німеччини. В країні нормою стали очисні споруди для нейтралізації небезпечних викидів, вторинна переробка відходів (рециклінг), спеціальні заходи для бережливого видобутку корисних копалин та розподілення енергії, що не заподіє шкоди навколишньому середовищу. Швидкими темпами розвиваються технології виробництва, що використовують відновлювальні джерела енергії.

Сьогодні навколишнє середовище у Німеччині набагато чистіше, проте це має свою ціну. Екологічна свідомість та потреба у впевненості та забезпеченні належної якості життя завжди знаходиться поза конкуренцією із економічними факторами. Моральним шоком для нації стала аварія на японській АЕС Фукусіма, яка радикально змінила ставлення уряду до енерговидобувних технологій.



Представники компанії Vortex (Німеччина)

Було прийнято рішення у відносно короткий строк (до 2022р.) зупинити діяльність АЕС та переорієнтуватись на видобуток енергії без шкоди для оточуючого середовища. Реалізація екологічного мислення у повсякденному житті пов'язана з витратами, які у підсумку лягають на плечі споживача. Якщо промисловість не може обійти законодавчі вимоги, то в межах вільної ринкової економіки все ще існує можливість вибору між недорогим та екологічно безпечним, проте частіше більш дорогим, продуктом. Найбільш показово цю картину можна спостерігати на прикладі харчів. Так, наприклад, «біо-банан» коштує дорожче ніж банан без «біо» етикетки. Відповідно і промисловість прагне надати своїй продукції характеристики екологічно чиста - «Blue Tech».

Таким чином з початкової думки про необхідність захисту природи народився повноцінний ринковий фактор. І індустрія вмilo цим користується. Сьогодні виробництво, використовуючи законодавство, індивідуальне екологічне мислення та дії окремої людини, пропонує відповідну «екологічно чисту продукцію». Проте, щоб продукт користувався попитом, він має не лише носити печатку «екологічно чистого», але й бути доступним. У випадку більш високої ціни він повинен мати додаткові аргументи для неї. Стосовно промислового виробу, таким аргументом мають бути його більш високі технічні характеристики і менші енергетичні витрати. Адже, врешті-решт, більш вигідним продуктом виявляється не дешевший, а той, що в цілому несе за собою менше витрат. Так, наприклад, ціна на продаж опалювального циркуляційного насоса тільки на 5% складається з витрат життєвого цикла виробу, тоді як 85% складають виключно енергетичні витрати.

Понад 40% глобальних витрат енергії припадає на технічне оснащення житлового фонду. Тому «розумний» бізнес



Нова Теха №3/2011



з допомогою енергоощадної техніки створює робочі місця та зберігає природу. Безумовно збільшувати прибутки можна ще й за рахунок просування існуючої продукції на нові ринки.

Проте лише випуск більш досконалої продукції закладає підвалини для довгострокового існування підприємства, оскільки діє неписаний закон вільного ринку, за яким лише технічне лідерство є запорукою збереження присутності на ринку. Крім цього, інноваційна продукція сприяє зростанню іміджу підприємства.

За рахунок використання більш досконалої продукції виграє і споживач. Але, коли очікувана вигода можлива лише в перспективі, переконати в недоцільності придбання «дешевого» виробу можна лише матеріальними втратами в майбутньому.

Наприклад, можна купити дешевий циркуляційний насос, але він зламається через три роки, і тоді купівля другого насоса понесе за собою більш високі витрати, ніж покупка більш довговічного та зносостійкого насоса. Цю математику можна віднести до поняття «життєвого цикла виробу». Вирішальним моментом для успішного продажу є кваліфіковане роз'яснення клієнту того факту, що рано чи пізно вища (краща) якість окупиться і буде більш економічно вигідною.

Достатньо легко проілюструвати цю аргументацію на циркуляційних насосах. Сучасні опалювальні насоси енергоощадного класу А у порівнянні зі звичайними моделями, споживають настільки мало енергії, що різниця в їх вартості окупиться вже через рік-два.

Аналогічного ефекту економії, хоча й менш значної, можна досягти і при використанні енергоощадних насосів для циркуляції питної води. За умови взаємодії інтелектуального регулятора насоса та енергоощадного мотора, можна досягти такої економії, що завищена ціна, у порівнянні з іншими моделями, окупиться так само швидко, як і при заміні циркуляційного насоса.

Разом із тим з'являються різні перепони на шляху до широкого впровадження сучасних енергоощадних технологій і обладнання в житлових і промислових будівлях. У різних країнах вони різняться, проте, виходячи із результатів міжнародних досліджень та опитувань, основними з них є:

- недостатня обізнаність з можливостями енергоощадливості;
- недостатній фаховий рівень виконавців при реалізації проектних рішень;
- сумніви щодо обіцяних розрахунків реалізації енергоощадних проектів;
- недостатність капіталовкладень для інвестицій.

Певну роль у прийнятті рішень може відігравати також функціональність та дизайн проекту. Проте головною перепорою на шляху скорочення витрат енергії є необхідність первинних фінансових витрат. Адже, навіть якщо у середньостроковий період кошти можна заощадити, то спочатку їх все одно треба викласти. Саме тому навіть у високорозвинених західних державах власники намагаються уникнути чи відтермінувати фінансування енергоощадних та ресурсощадних технологій та обладнання.

Необхідність скорочення споживання енергії для всіх країн світу давно стало важливою спільною темою, задля збереження і покращення рівня життя людей. Інвестиції у екологічно чисті, енергоощадні технології збільшуються за рахунок підвищення цін на електроенергію, що особливо яскраво можна спостерігати в Україні останніми роками.

Зросла потреба у реформах та програмах, що сприяють збільшенню енергозаощадження у житлових будівлях, тепло- та електромережах, які сприяють переходу на

альтернативні види палива та джерела енергії. Адже, у такий спосіб можна буде скоротити залежність від тих джерел енергії, що постійно дорожчають (наприклад, газ). Для України ця проблема поглиблюється її залежністю від імпорту енергоносіїв і вкрай нераціональним їх використанням. Проблему мають вирішити системні реформи та програми, які стимулюють впровадження енергоощадних технологій та обладнання в житлових і промислових будівлях.

У цій же площині стоїть питання широкого впровадження у будівництво та реконструкцію технологій і обладнання, що працює з використанням відновлювальних і нетрадиційних видів енергії. Подібні завдання Європа вирішувала, економічно стимулюючи як виробника енергоощадного обладнання, так і споживача цієї продукції. Слід чекати, що і Україна піде цим шляхом.

Те, що Україна вже стала на вірний шлях доводить значна кількість семінарів, нарад, виставок, які організовуються і проводяться органами влади, самоврядними і фаховими організаціями та союзами. Особливу надію вселяє зростання в Україні ринку енергоощадних технологій і продукції.



О ВОПРОСАХ РАЗВИТИЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В ЮЖНОМ РЕГИОНЕ УКРАИНЫ



В.В. Скороход, директор южного филиала «УкрНДІінжпроект», г. Херсон

Директор южного филиала Проектного и научно-исследовательского института по газоснабжению, теплоснабжению и комплексному благоустройству городов и сел Украины «УкрНДІінжпроект» (г. Херсон) Владимир Васильевич Скороход поделился с читателями журнала «Новая тема» своим мнением по некоторым принципиальным вопросам в сфере развития теплоэнергетики в регионе.

Институт во все времена определяет техническую политику государства в вопросах теплогазоснабжения. Какова сегодня роль и миссия института?

— Институт и сегодня определяет техническую политику государства в вопросах газоснабжения и теплоснабжения. Он является разработчиком нормативных документов по этим направлениям. Это и ДБН «Газоснабжение», и ДБН «Котельные установки», и «Правила безопасности систем газоснабжения Украины», и много других нормативных документов. Самые сложные проекты систем газоснабжения, схемы газоснабжения и теплоснабжения населенных пунктов выполняются специалистами института. В 2006 году создан южный филиал в г. Херсоне, который выполняет те же функции, что и головное предприятие, но с большим уклоном на системы теплоснабжения.

Расскажите подробнее о схемах теплоснабжения?

— В соответствии с законом Украины «О теплоснабжении» разработка схем обязательна для населенных пунктов с численностью свыше 20 тыс. человек. Схемы теплоснабжения являются очень важным документом городского энергетического планирования. Во-первых, это полный и объективный анализ существующего положения дел в тепловом хозяйстве города, во-вторых, это определение направления развития коммунальной теплоэнергетики на какой-то период (как правило, в соответствии с действующими нормами, это конкретно на первые 5 лет и описательно на следующие 5, т. е. всего на 10 лет). В-третьих, - инвестиционная программа реализации мероприятий, работ по совершенствованию системы. Проблема при разработке схем теплоснабжения заключается в сложности определения направления развития и шагов по их реализации. Организационные мероприятия и технические решения, принятые схемой, призваны остановить негативные тенденции в коммунальной теплоэнергетике и должны основываться на мировых достижениях, достоверных прогнозах и с учетом Национальной стратегии теплоснабжения, разработка которой подходит к завершению.

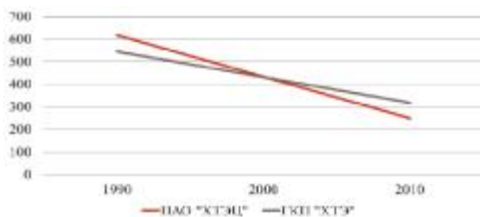


Рис.1. Динамика снижения подключенной тепловой нагрузки.

Как можно охарактеризовать нынешнее состояние коммунальной теплоэнергетики?

— Сказать, что оно плачевное, значит, ничего не сказать. На фоне общей разрухи и вседозволенности в конце 80-х начале 90-х годов у систем централизованного теплоснабжения, характерных в то время для республик Советского Союза, появился мощный конкурент в виде источников индивидуального теплоснабжения, который и определил вот это положение, в котором оказалась коммунальная теплоэнергетика. Т.е. пошел хаотичный отказ от централизованных систем теплоснабжения (рис. 1) и замещение мощностей автономными, индивидуальными системами теплоснабжения, что в свою очередь увеличило стоимость тепловой энергии за счет уменьшения сбыта, несправедливых тарифов по энергоносителям, многолетнее отсутствие средств на капитальный ремонт и реконструкцию источников и тепловых сетей.

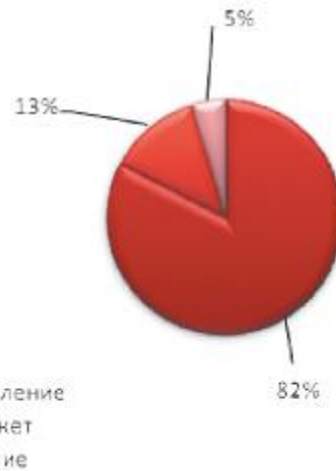


Рис.2. Среднестатистическая структура потребителей.

Изменилась также структура потребителей (рис. 2), т.е. если ранее хозрасчетные предприятия, как правило, занимали в структуре потребления более 50 % тепловой энергии, то сегодня этот показатель близок к 5%.

Основным потребителем стало население (до 80%), которое, по причине высокой стоимости услуг и неготовности зданий цивилизованно использовать тепло, не рассчитывается за теплоэнергию.

Бюджетные организации, стремясь перейти на автономные системы теплоснабжения, еще более ухудшают экономику коммунальной энергетики.

Таким образом, сегодня во многих городах, как правило, до 100 тысяч населения, предприятия коммунальной теплоэнергетики уничтожены совсем. К примеру, по Херсонской области из когда-то 14 предприятий осталось «живых» 6. Огромную роль в существующем положении сыграла наша неготовность к резкому подорожанию природного газа (рис. 3).

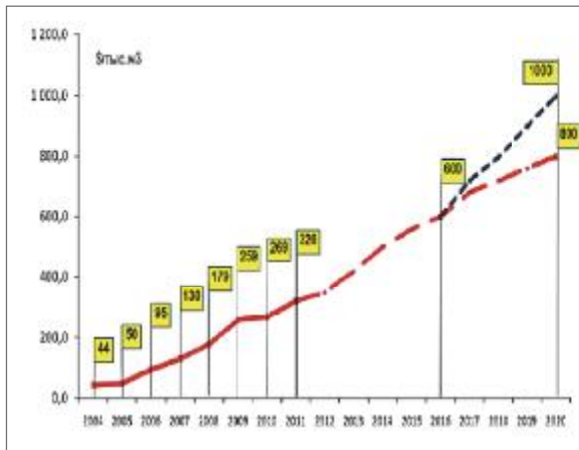


Рис.3. Прогноз цены на газ

Темпы роста расходов на оплату энергоносителей бюджетных организаций значительно превышают темпы роста доходов (рис. 4, 5). Уже сегодня не единичный случай, когда защищенные статьи бюджета населенных пунктов занимают более 90 % в структуре расходной части бюджета, и, если не принять радикальных мер по снижению потребления энергии, нам вскоре не будет хватать средств не только на оплату энергетических носителей, но и просто на существование. Единственный путь — адекватное росту стоимости газа снижение потребления энергоносителей.

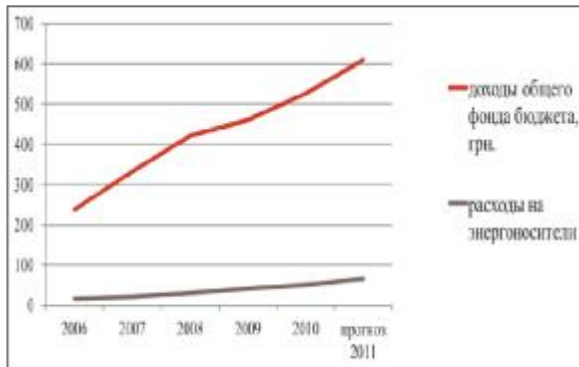


Рис.4. Динамика роста доходов общего бюджета и расходов на энергоносители бюджетных учреждений

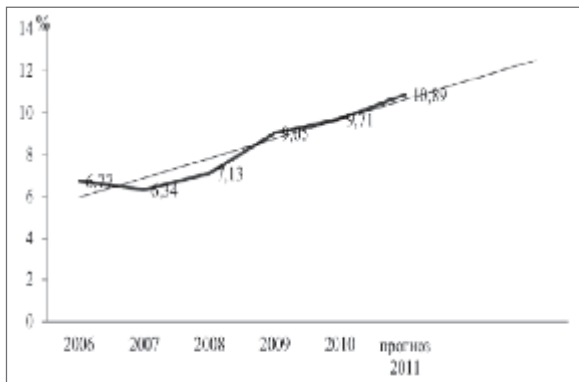


Рис.5. Динамика роста удельного веса

Принятая в конце прошлого года директива EPBD 2010 Европейского союза как раз и предусматривает значительное снижение потребления энергии жилыми и общественными зданиями, т. е. при уровне потребления тепловой энергии в Украине

порядка 300 кВт час/м2 площади в год директива предусматривает к 2020 году всего лишь до 15 кВт час/м2 в год. По сути сегодня общество не готово реализовать такие мощные проекты, но эта цифра 15 кВт час/м2 в год получена расчетным путем и предусматривает сохранение той пропорции, которая сегодня сложилась в структуре расходной части бюджета.

Соответственно при таких уровнях потребления тепловой энергии существующие системы теплоснабжения никому не нужны.

Какой Вы видите коммунальную теплоэнергетику в будущем?

— Для понимания возможных сценариев и долгосрочного прогнозирования варианта развития нужно вспомнить преимущества и недостатки централизованной и децентрализованной систем теплоснабжения. Преимущества централизованного теплоснабжения это: во-первых, повышение энергетической эффективности использования топлива за счет возможности совместного производства электрической тепловой энергии, (имеется в виду ТЭЦ, когенерация на предприятиях, использование синтетического газа и биогаза), во-вторых, система может быть мультитопливной, т.е., имея централизованную сеть теплоснабжения можно подключать в них возобновляемые, альтернативные источники, можно утилизировать туда излишнее тепло промышленных предприятий, при этом получается достаточно высокая устойчивость и гибкость системы теплоснабжения, появляется конкурентная среда; в-третьих, улучшены, по сравнению с децентрализованной, экологические показатели, так как на крупных предприятиях теплоэнергетики проще создать устройства для очистки дымовых газов, чем на многочисленных маленьких котельных или котлов, и в-четвертых, низкая себестоимость тепловой энергии при справедливых тарифах на энергоносители.

К недостаткам централизованных тепловых сетей можно отнести повышенные по сравнению с индивидуальным отоплением потери тепловой энергии в тепловых сетях. В то же время индивидуальные источники теплоснабжения имеют такие недостатки как: зависимость от одного вида топлива, электроэнергетики по III категории надежности (имеется в виду жилые дома и большинство объектов бюджетной сферы, которые имеют III категорию надежности); это дополнительная повышенная опасность, так как мы имеем дополнительный источник, который при неправильной эксплуатации может привести к беде; отсутствие как таковой системы технического обслуживания индивидуальных систем отопления, т.е. очень большая номенклатура газовых котлов, зачастую отсутствуют предприятия способные выполнять качественно техническое обслуживание этого оборудования, и, безусловно, плохие экологические показатели по сравнению с централизованным источником.

В результате анализа состояния коммунальной теплоэнергетики в Украине, изучив опыт ведущих стран Европы, институтом предполагается следующая схема теплоснабжения населенных пунктов с 2025 года:

1. Низкотемпературные (60/35°C), «закольцованные» системы теплоснабжения.
2. Диверсифицированная мультитопливная система.
3. Единое коммунальное предприятие по эксплуатации тепловых сетей.
4. Доступность подключения к тепловым сетям и генерирования тепловой энергии.
5. Круглогодичное потребление горячей воды бюджетом и населением.
6. Реконструированные до европейских норм здания жилых и бюджетных организаций (термомодернизация, рекуперация воздуха, поквартирный учет тепловой энергии, низкотемпературная система отопления зданий).

Досвід використання теплогенеруючого обладнання системи «Укрінтерм» у Запорізькій області



Д.С. Філін, інженер-теплотехнік ПП «Хортиця-Інтерм»

У статті проаналізовано екологічні та економічні переваги використання теплогенеруючого обладнання системи «Укрінтерм» на прикладі об'єктів у Запорізькій області.

В статье проанализированы экологические и экономические достоинства использования теплогенерирующей установок системы «Укринтерм» на примере объектов в Запорожской области.

In this article the ecological and economic results of «Ukrinterm» heatgenerating equipment on an example of Zaporizhya district companies are analyzed.

Поступове вичерпання світових покладів викопних вуглеводів і невпинне зростання витрат на їх видобуток, провокує підвищення їх вартості. Для України ця проблема загострюється вкрай неефективним їх використанням. Так, енергоємність одиниці національного ВВП в три рази перевищує середньоєвропейські показники. Додатково, надзвичайно гостро встала проблема забруднення оточуючого середовища шкідливими викидами від спалення енергоносіїв.

Найбільш депресивними в цьому питанні є промислові райони країни. До них відноситься і Запорізька область. Корінного поліпшення ситуації можна досягти лише впровадженням в усіх галузях народного господарства системних заходів з енергозбереження. Ці заходи, окрім запровадження нових технологій (теплові насоси, сонячні колектори, вітроенергетика, тощо,) передбачають використання досконалих систем теплогенеруючого обладнання, яке використовує традиційні джерела енергії, зокрема, природний газ.

Приватне підприємство «Хортиця-Інтерм» працює на енергетичному ринку Запорізької області. За більше як десятиліття успішної діяльності, підприємство опанувало повний цикл виробництва у складі проектування систем теплопостачання, монтажу обладнання і його обслуговування протягом всього періоду експлуатації. За цей період збудована в містах та селах області понад 90 великих енергетичних об'єктів. Зокрема: котельня на даху 16-типоверхового будинку Головне управління Державного казначейства України в Запорізькій області, де встановлено вісім модулів нагріву МН-120 ЕКО. Модулі мають температуру відхідних газів в діапазоні від 121 до

133 °С та коефіцієнт надлишку повітря 1,74. ККД котельні коливається в межах 92,15 - 93,36 % (враховуючи втрати по прямому та зворотньому балансам). При цьому викид шкідливих речовин по СО становить від 26 до 42 мг/м³, а по NO_x 4-12 мг/м³. Питомі витрати умовного палива не перевищують 154,18 кг у.п./Гкал

ТОВ «Дніпрокераміка», м. Пологи. Котельня призначена для опалення підприємства та для забезпечення технологічних потреб. В котельні встановлено 10 модулів нагріву МН-120 ЕКО. Температура відхідних газів від всіх модулів знаходиться в діапазоні замість від 110 до 134 °С. Коефіцієнт надлишку повітря в межах 1,6-1,71, ККД модулів сягає 94,35 %. Шкідливі викиди: СО від 25 до 36 мг/м³; по NO_x 10-16 мг/м³. Питомі витрати умовного палива складають 151,4 кг у.п./Гкал.

Запорізький Юридичний Інститут ДДУВС. На території інституту встановлено чотири модульної котельні системи СП «Укрінтерм»: ТМКУ-240, ТМКУ-360, ТМКУ-600 та вбудована котельня потужністю 160 кВт — всього десять модулів МН-120 ЕКО та два модулі МН-80 ЕКО. Температура відхідних газів від всіх модулів знаходиться в діапазоні від 110 до 133 °С, коефіцієнт надлишку повітря від 1,66-1,88. Викиди шкідливих речовин: по СО від 29 до 54 мг/м³; по NO_x 4-23 мг/м³, ККД модулів коливався від 92 до 93,58 %. Питомі витрати умовного палива не перевищили 155,15 кг у.п./Гкал.

Зазначимо, що відповідно діючого ГОСТ 30735-2001 «Котлы отопительные водогрейные теплопроизводительностью от 0,1 до 4,0 МВт» для атмосферних пальників концентрація шкідливих речовин в сухих нерозчинних відхідних газах (тобто, при h = 1) для оксиду вуглецю

не повинна перевищувати 160 мг/м³, а для оксидів азоту не більше 250 мг/м³.

Як витікає з наведених прикладів, для комплектації об'єктів було обрано обладнання системи «Укрінтерм». Це не випадковий вибір, а обумовлений цілим рядом його переваг у порівнянні з аналогічними типами:

По-перше: модулі нагріву «Укрінтерм» мають три окремо працюючих теплообмінника з своїми окремими пальниками, це дозволяє плавно регулювати навантаження на обладнання, не використовуючи при цьому ступеневого модуляційного регулювання із застосуванням автоматичних сервоприводів положення газового дроселя та повітряної заслінки. Відпадає необхідність ступеневого налагодження вентиляторного пальника та складання більш точних графіків навантаження. Індивідуальне випробування модуля проходить при всіх трьох працюючих пальниках, а ось комплексне налагодження котельні залежить лише від розбору тепла системою опалення.

По-друге: невеличкі перепади тиску перед пальниками (навіть 5-10 мм вод. ст.) суттєво не впливають на екологічні та теплотехнічні характеристики роботи обладнання через те, що пальник бере необхідну кількість повітря за рахунок швидкості руху газу. Тому у випадку аварійного зменшення тиску газу коефіцієнт надлишку повітря зберігається на тому ж рівні, що був вказаний в режимних картах.

По-третє: відпадає необхідність налагодження ліній рециркуляції перед входом в котел (в Т2), контролю та перевірки вибухових клапанів в топці, не потрібно постійно контролювати тиск в топці або оберти димососу.

По-четверте: гідравлічний опір котельні значно менший ніж в інших системах обладнання, через те що нагріта вода з модуля подається в той самий колектор з якого її було взято. Тобто немає окремо колектору Т1 та колектору Т2, а між ними паралельно підключених котлів. Це дає хоч і малий, але достатній для мережевих насосів підпор. Опір в модулях компенсується насосами, які забезпечують циркуляцію теплоносія окремо через кожен теплообмінник.

По-п'яте: завдяки малій металоемності модулів час на розігрів обладнання та необхідна кількість тепла незначні. Тому витрати газу на власний розігрів не значні. Модулі швидко виходять на максимальне навантаження, маючи при цьому малу теплову інерційність.

По-шосте: невелика вага і незначні розміри модулів не вимагають для їх монтажу використання підйомної техніки, великих приміщень для їх розташування та облаштування спеціальних фундаментів.

По-сьоме: модулі конструкції «Укрінтерм» у порівнянні з аналогічним обладнанням інших виробників споживають на 30% менше газу і електроенергії, не вимагають постійного обслуговуючого персоналу. За рахунок цих переваг заощаджується до 35 % вартості комунальних платежів.

Зауважу, технічні характеристики обладнання системи «Укрінтерм» одержані за результатами лабораторних вимірювань. Така лабораторія працює у склад ПП «Хортиця-Інтерм» і проводить режимно-налагоджувальні роботи на об'єктах тепlopостачання. Лабораторія укомплектована необхідними приладами та атестована, має необхідні дозвільні документи на регіональному рівні.

Завданням виконання режимно-налагоджувальних робіт є:

визначення залежності кількості CO, NOx від надлишку повітря;

визначення теплових витрат і ККД «брутто» модулів в робочому діапазоні навантажень;

визначення залежності витрат газу від тиску газу на пальнику;

визначення питомих витрат палива;

визначення гуртових викидів CO і NOx;

визначення меж регулювання і спрацьовування автоматики безпеки;

визначення мінімально стійких і максимальних фактичних навантажень модулів;

розробка заходів, спрямованих на підвищення надійності та економічності роботи модулів нагріву і розробка пропозицій по зниженню викидів забруднюючих речовин від котельні в цілому.

В об'єм налагоджувальних робіт входить:

налагодження теплового режиму модульної котельні;

налагодження системи автоматики безпеки і автоматичного регулювання горіння;

налагодження водно-хімічного режиму роботи котельні та ХВП;

визначення еколого-теплотехнічних характеристик модулів.

Розглянувши еколого-теплотехнічні показники роботи модулів, хочеться заострити увагу на тому, що концентрація оксиду вуглецю (CO) та оксидів азоту (NOx) у відхідних газах значно менша за нормативні, а також за показники іншого аналогічного обладнання — це обумовлюється конструкційною характеристикою модулів нагріву «МН-120» ЕКО. Особливістю конструкції є водоохолоджувальне дно атмосферного пальника — зворотна вода перед тим як потрапити в теплообмінник проходить через дно пальника та частково знімає його теплове навантаження, що призводить до більш якісного протікання окислювально-відновлювальної реакції.



Модуль нагріву «МН-120» ЕКО, виробництва СП "Укрінтерм"

Енергетичні критерії визначення мінімально допустимого коефіцієнту перетворення теплових насосів



Мирончук Ю.А., к.т.н., ТОВ «Полісся-інтерм»

У статті проведено аналіз критеріїв визначення мінімально допустимого коефіцієнту перетворення теплових насосів.

В статье проведен анализ критериев определения минимально допустимого коэффициента превращения тепловых насосов.

In article the analysis of definition criteria of heating pumps minimum admissible factor transformation is carried out.

Енергетичну ефективність теплових насосів прийнято оцінювати коефіцієнтом перетворення, який рівний відношенню кількості теплової енергії, відданої тепловим насосом у тепломережу до кількості енергії, спожитої для приводу теплового насосу в дію

$$\varphi_{\phi} = \frac{Q_{m.n.}}{N_{m.n.}} \quad \text{дїї}$$

Для ідеального теплового насосу, котрий працює по теоретичному циклу Карно, коефіцієнт перетворення залежить лише від температур джерел низькопотенційного та високопотенційного тепла

$$\varphi_K = \frac{T_e}{T_e - T_n} > 1 \quad \text{дїї}$$

Для парокompресійних теплових насосів є три основних причини, по яких їх фактичний коефіцієнт перетворення менший за теоретичний.

Із-за необхідності температурних напорів у конденсаторі та випаровувачі збільшується різниця робочих температур циклу. При цьому

$$\varphi' = \frac{T_{к0}}{T_{к0} - T_0} = \frac{T_e + \Delta t_{к0}}{(T_e + \Delta t_{к0}) - (T_n - \Delta t_0)} < \varphi_K \quad \text{Q}$$

Процеси стиснення холодильного агенту у компресорі супроводжуються втратами на тертя, на теплообмін між агентом і стінками циліндра, на проштовхування газу через отвори клапанів, механічними та електричними втратами в приводі компресора. Із-за цього фактичне споживання електроенергії приводом компресора більше, ніж теоретично необхідне для виконання роботи адиабатного стиснення

$$\varphi'' = \frac{Q_{m.n.}}{N_{ад} + \Delta N_{втрат}} < \frac{Q_{m.n.}}{N_{ад}} \quad \text{дїї}$$

У теоретичному циклі Карно холодильний агент при поверненні з конденсатора у випаровувач адиабатно розширюється – для цього необхідна спеціальна машина – детандер. При розширенні в детандері частина внутрішньої енергії холодильного агенту перетворюється у роботу, яку можна повернути до приводу компресора. Детандери по складності конструкції й вартості співставимі з компресорами. Оскільки кількість енергії, яка може бути повернута від них до компресора у реальних циклах відносно невелика, то доцільність застосування детандерів обмежена. У бездетандерних установках при поверненні холодильного агенту з конденсатора у випаровувач через дроселюючий пристрій виконання роботи не відбувається, тому

$$\varphi''' = \frac{Q_{m.n.}}{N_{компр}} < \frac{Q_{m.n.}}{N_{компр} - N_{дет}} \quad \text{дїї}$$

Термодинамічна досконалість теплового насосу характеризується відношенням його фактичного коефіцієнту перетворення до теоретичного

$$\xi_t = \frac{\varphi_{\phi}}{\varphi_K} \quad \text{дїї}$$

Термодинамічна досконалість теплових насосів перебуває в межах 0,4÷0,65 [2, ст. 21] – менші значення відповідають тепловим насосам малої продуктивності, а більші – великої продуктивності. Залежність фактичних значень коефіцієнту перетворення фреонових теплових насосів від температурного режиму їх роботи по даних [2] наведено на рис. 1.

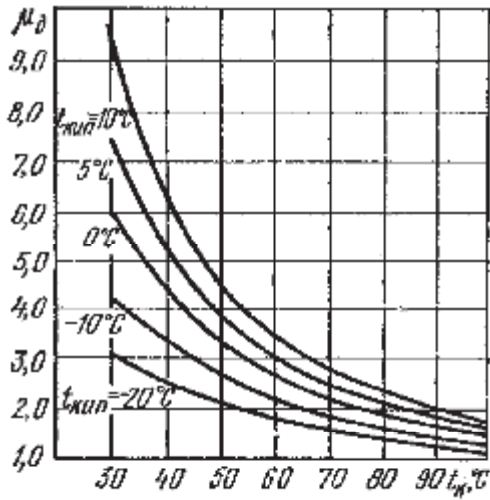


Рис. 1. Дійсний коефіцієнт перетворення теплових насосів з поршневими фреоновими компресорами в залежності від температур кипіння і конденсації.

Поширена думка, що теплові насоси доцільно застосовувати лише тоді, коли їх коефіцієнт перетворення $\varphi > 2,2 \div 2,5$. В ході урбанізації 70-х років, набули поширення централізовані системи опалення від котелень, котрі працювали переважно на вугіллі та мазуті. В пошуках шляхів радикального вирішення проблеми поліпшення стану повітряного середовища міст, які стрімко розростались, розглядалась можливість заміни централізованих котелень теплонасосними пунктами. При цьому згорання палива з шкідливими викидами в атмосферу відбувалось би на електростанціях, винесених далеко за межі міст, а в міста подавалась би «чиста» електрична енергія, котра на теплонасосних пунктах знову перетворювалась би у теплову, але уже без забруднюючих викидів у повітряне середовище. При такій схемі тепlopостачання необхідно було визначити умови, за яких не відбувалось би перевитрат палива порівняно з традиційними котельними.

Із розгляду теплового балансу котельні, кількість тепла, яку отримують споживачі

$$Q_{сл} = Q_{пал} \cdot \eta_{котла} \cdot \eta_{т.м.} \quad \delta \text{ і}$$

Якщо опалювальні котли замінити тепловими насосами, то теплонасосний пункт повинен віддавати у тепломережу

$$Q_{т.н.} = Q_{пал} \cdot \eta_{котла} \quad \delta \text{ і}$$

У випадку електричного приводу теплового насосу його тепла продуктивність

$$Q_{т.н.} = N_{ел} \cdot \varphi \quad \delta \text{ а і}$$

З розгляду схеми теплового балансу конденсаційної електростанції (рис. 2), кількість електроенергії, котру споживає тепловий насос, можна виразити через теплоту згорання палива на електростанції

$$N_{ел} = Q_{пал} \cdot \eta_{ел} \cdot \eta_{е.м.} \quad \delta \text{ і о і}$$

Із сумісного розв'язку (8), (9), (10), мінімально-допустиме значення коефіцієнту перетворення

$$\varphi_{min} = \frac{\eta_{котла}}{\eta_{ел} \cdot \eta_{е.м.}} \quad \delta \text{ і н і}$$

При підстанції у (11) $\eta_{ел} \approx 0,35$; $\eta_{е.м.} \approx 0,9$; $\eta_{котла} \approx 0,8$ отримуємо $\varphi_{min} \approx 2,54$

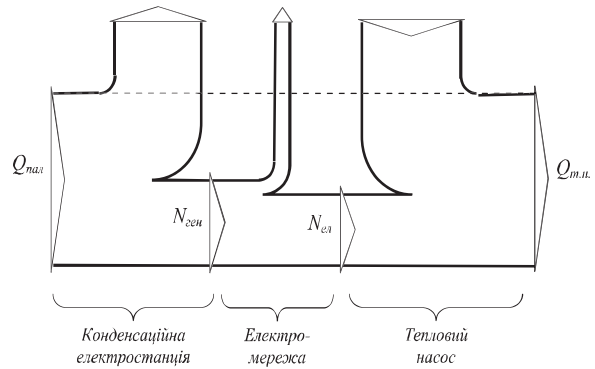


Рис. 2. Схема енергетичного балансу системи «конденсаційна електростанція – електромережа – тепловий насос» для визначення мінімально допустимого значення коефіцієнту перетворення теплового насосу.

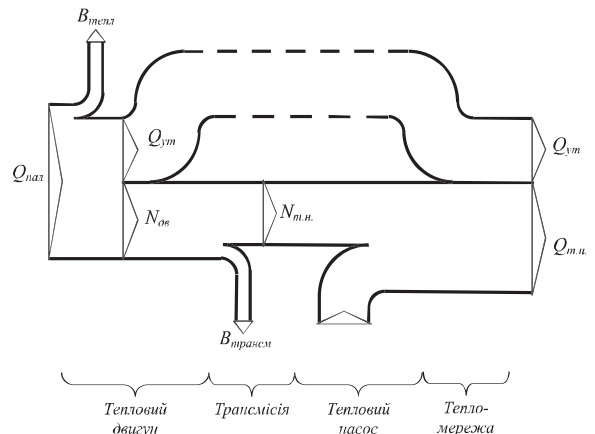


Рис. 3. Схема енергетичного балансу виробництва тепла когенераційною установкою з тепловим насосом.

Якщо замість централізованих теплонасосних пунктів застосувати установку теплових насосів безпосередньо в опалюваних ними приміщеннях, то допустиме мінімальне значення коефіцієнту перетворення буде нижчим, оскільки в цьому випадку тепловий насос не повинен випрацювати тепло на компенсацію втрат в тепломережі

$$\varphi_{min} = \frac{\eta_{котла} \cdot \eta_{т.м.}}{\eta_{ел} \cdot \eta_{е.м.}} \quad \delta \text{ і о і}$$

При граничному значенні $\eta_{т.м.} \approx 0,87$ отримуємо $\varphi_{min} \approx 2,24$. Можливим варіантом модернізації центральних котелень є застосування когенераційних установок. У них тепло згорання палива використовується для приводу теплового двигуна з послідуною передачею механічної енергії на генератор та її перетворення у електричну. Залишкова частина теплової енергії від системи охолодження двигуна та від вихлопних газів утилізується і використовується на потреби тепlopостачання.

При використанні когенераційної установки винятково для потреб тепlopостачання, механічну енергію її двигуна доцільно спрямовувати на привід компресора теплового насосу – рис. 3.

При роботі такої установки частина $W_{тепл}$ енергії згорання палива втрачається із-за неповноти згорання та теплообміну з оточуючим середовищем. Ще частина $W_{трансм}$ втрачається у трансмісії при передачі механічної роботи з валу двигуна на вал компресора теплового насосу.

Для забезпечення економії палива повинна виконуватись умова

$$Q_{ум} + Q_{т.н.} \geq Q_{нал} \quad \text{шО}$$

Для цього, згідно схеми енергетичного балансу, теплопродуктивність теплового насоса повинна бути не нижчою за

$$Q_{т.н.} = N_{т.н.} + B_{тепл} + B_{транс} \quad \text{шУі}$$

Втрати енергії палива із-за неповноти згорання та теплообміну

$$B_{тепл} = Q_{нал} \cdot (1 - \eta_{дв} - \eta_{ум}) \quad \text{шні}$$

де $\eta_{дв}$ - коефіцієнт корисної дії двигуна;

$\eta_{ум}$ - коефіцієнт утилізації теплової енергії двигуна.

Енергоспоживання компресора теплового насоса

$$N_{т.н.} = Q_{нал} \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{транс} \quad \text{шїі}$$

Втрати в трансмісії

$$B_{транс} = Q_{нал} \cdot \eta_{дв} \cdot (1 - \eta_{транс}) \quad \text{шїі}$$

Мінімально допустиме значення коефіцієнту перетворення

$$\phi_{min} = \frac{Q_{т.н.}}{N_{т.н.}} = \frac{1 - \eta_{ум}}{\eta_{дв} \cdot \eta_{транс}} \quad \text{шїі}$$

При значеннях $\eta_{дв} \approx 0,35$; $\eta_{транс} \approx 0,95$; $\eta_{ум} \approx 0,60$ отримуємо $\phi_{min} \approx 1,2$.

Когенераційна установка може забезпечувати прибуток як за рахунок реалізації електроенергії, так і за рахунок реалізації тепла. При різних відпускних цінах перетворення електроенергії у тепло з допомогою теплового насоса доцільне за умови отримання більш високого прибутку. Для цього мінімально допустиме значення коефіцієнту перетворення

$$\phi_{min} = \frac{C_{ел}}{C_{тепла}} \quad \text{шїі}$$

Для бюджетних організацій ціна тепла ≈ 685 грн/Гкал ($\approx 0,1635$ грн/МДж). Ціна електроенергії ≈ 1 грн/(кВт/год) ($\approx 0,2771$ грн/МДж). При вказаних цінах $\phi_{min} \approx 1,7$.

Доукомплектування когенераційної установки тепловим насосом та його експлуатація вимагають відповідних затрат. З їх урахуванням мінімально допустиме значення коефіцієнту перетворення (20) буде вищим за (19).

$$\phi'_{min} = \frac{C_{ел} + \frac{3_{т.н.}}{T \cdot N_{т.н.}}}{C_{тепла}} > \frac{C_{ел}}{C_{тепла}} \quad \text{шїі}$$

де: T - плановий термін окупності затрат;

$3_{т.н.}$ - сума капіталовкладень в тепловий насос та затрат на його експлуатацію протягом планового терміну окупності.

Останніми роками у житловому секторі відбувається масовий перехід на автономне опалення. Оскільки при автономному опаленні втрати тепла у внутрішніх тепломережах можуть вважатись відсутніми, то при порівнянні автономного теплового насоса з автономною котельною мінімальне значення коефіцієнту перетворення по умові рівних витрат палива визначатиметься по (11). Так як при автономному опаленні широко застосовуються конденсаційні котли, у яких $\eta_{котла} \approx 1,2$, то для цих умов $\phi_{min} \approx 3,56$.

Оскільки різні види енергоносіїв мають різні ціни, то при порівнюванні доцільно співставляти витрати не самого палива, а грошових затрат на енергоносії. В цьому випадку автономний тепловий насос з приводом від електромережі стає конкурентним з автономним котлом при

$$\phi_{min} = \eta_{котла} \cdot \frac{C_{ел}}{C_{нал}} \quad \text{шїі}$$

При ціні газу для бюджетних та інших організацій $\approx 4,043$ грн/м³, що в перерахунку на енергію становить $\approx 0,1155$ грн/МДж, автономний тепловий насос по витратах на енергоносії стає конкурентним з конденсаційним газовим котлом при $\phi_{min} \approx 2,68$, а зі звичайним – при $\phi_{min} \approx 2,16$.

Ціна газу для населення зберігається $\approx 1,309$ грн/м³, що в перерахунку становить $\approx 0,0374$ грн/МДж. В цьому випадку $\phi_{min} \approx 8,28$ при порівнянні з конденсаційним котлом та $\phi_{min} \approx 6,67$ при порівнянні зі звичайним.

Побутові опалювальні котли і побутові теплові насоси мають хоч і близькі, але різні терміни служби та затрати на придбання, монтаж та технічне обслуговування протягом терміну служби. З їх урахуванням (21) набуває вигляду

$$\phi_{min} = \eta_{котла} \cdot \frac{C_{ел}}{C_{нал}} \cdot \frac{T_{котла}}{T_{т.н.}} \cdot \frac{3_{т.н.}}{3_{котла}} \quad \text{шїі}$$

Проведений порівнювальний розгляд показує, що для теплових насосів мінімально допустиме значення коефіцієнту перетворення в першу чергу залежить від схеми системи теплопостачання та способу включення до неї теплового насоса.

Від мінімально допустимих значень коефіцієнту перетворення залежать ті температурні діапазони, у яких можуть бути застосовані теплові насоси – рис. 1. Допустимі температурні режими, в свою чергу, накладають обмеження на можливі технічні рішення щодо систем теплопостачання та конструкцій теплових насосів.

Наприклад, при застосуванні теплових насосів у системах централізованого теплопостачання на базі когенераційних установок низьке допустиме значення ϕ_{min} дозволяє встановити температуру конденсації на рівні $\approx 90^\circ\text{C}$, що відповідає температурним режимам існуючих тепломереж. При цьому широкий діапазон робочих температур вимагає конструкції теплового насоса з двоступеневим стисненням. Якщо в якості низькопотенційного джерела тепла використовується річкова вода, то фактичне значення коефіцієнту перетворення майже вдвічі перевищує мінімально-необхідне, що дає можливість ефективного централізованого теплопостачання по схемі з проміжним теплоносієм без переобладнання існуючих тепломереж. «Прикладом можуть слугувати ТНУ потужністю 10 МВт і вище, установлені в м. Стокгольмі, які використовують, переважно, теплоту водоймищ» [1, ст. 474].

Для застосування автономних побутових теплових насосів при існуючих низьких цінах на газ для населення вимагаються високі значення коефіцієнтів перетворення. Це значно звужує допустимий температурний діапазон роботи такого теплового насоса та, згідно з (3), обмежує можливість застосування схем з проміжним теплоносієм. Так, для забезпечення конкурентоздатності, побутові теплові насоси, які зазвичай вілтку працюють в режимі кондиціонерів, мають одноступеневе стиснення та виконуються по схемі безпосереднього теплообміну з повітрям.

Список літератури:

Клименко В.Н. Когенераційні системи з тепловими двигачами: справочное пособие. – В 3-х частях. Часть 1. Общие вопросы когенерационных технологий / Клименко В.Н., Мазур А.И., Сабашук П.П.; под ред. А.И. Мазура: Ин-т прикладных исслед. в энергетике. К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2008. - 560 с.

Справочник. Холодильная техника. Холодильные машины / [редкол.: А.В. Быков и др.]. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 224 с.

Корисна інформація

Затрати на виробництво 1 кВт тепла при використанні різних енергетичних джерел

№ №	Найменування	Одиниця	Ціна одиниці з п.д.в.	Пряма ціна кВт тепла, Грн	Враховуючи амортизацію обладнання та експлуатаційні затрати, Грн
-----	--------------	---------	-----------------------	---------------------------	--

1.1. Природний газ, 9,46 кВт*г/куб.м, к.к.д. котла 92%

1	Промислові та бюджетні споживачі	куб.м	4,069	0,47	0,50
2	Річний обсяг споживання газу: не перевищує 6 000 куб.м.	куб.м	1,098	0,13	0,15

1.2. Природний газ, 9,46 кВт*г/куб.м, к.к.д. котла 103%

1	Промислові та бюджетні споживачі	куб.м	4,069	0,42	0,48
2	Річний обсяг споживання газу: не перевищує 6 000 куб.м.	куб.м	1,098	0,11	0,15

2. Електрична енергія

1	2 клас напруги (27,5 кВт і більше)	кВт*г	1,003	1,00	1,01
2	3-зонний тариф (7 годин вночі)	кВт*г	0,351	0,35	0,43
3	Населенню, яке проживає в будинках, обладнаних... електроопалювальними установками	кВт*г	0,282	0,28	0,30

3. Теплові насоси

1	2 клас напруги (27,5 кВт і більше)	кВт*г	1,003	0,33	0,55
2	Населенню, яке проживає в будинках, обладнаних... електроопалювальними установками	кВт*г	0,282	0,09	0,41
3	Населенню, яке проживає в будинках, обладнаних... електроопалювальними установками (сонячний тепловий насос)	кВт*г	0,282	0,04	0,50

4. Альтернативні види палива

1	Вугілля, 8,1 кВт*ч/кг	кг	1,220	0,12	0,24
2	Ірова, 3,8 кВт*ч/кг, 250 грн/куб	кг	0,420	0,09	0,18
3	Брикети з деревини, 4,1 кВт*ч/кг	кг	0,750	0,16	0,23
ö	Пелети, 4,3 кВт*ч/кг	кг	1,100	0,22	0,31
ö	Рідке паливо, 11,9 кВт*ч/кг	кг	4,700	0,36	0,43

5. Сонячна енергія

1	Сонячний колектор		0,000	0,00	0,26
---	-------------------	--	-------	------	------

**Розрахунок собівартості 1Гкал 81 кв. житлового будинку
на 10.10.2011 в м Київ**

1. Вихідні дані:

Вартість котельні з обладнанням СП "Укрінтерм", :

Вартість обладнання котельні, грн	376953,00
f онтаж, пусконаладка, грн	188476,5
Всього, вартість обладнання котельні, грн:	565429,5
Ціна на газ, грн/1000м3	4042,76
Теплотворність споживання газу в Білоцерківтепломережі, Ккал/м3	8008
Ціна за електроенергію, грн/кВт	1,0027
Опалювальна площа, м2	5350
Розрахункові теплові навантаження, кВт:	
опалення	423
ц{ x	345
Всього:	s] ~
Середньорічні розрахункові витрати газу, м3/рік:	174300
Середньорічні розрахункові витрати електроенергії, кВт/рік:	10981
Середньорічні розрах. витрати хол. води для пригот. гарячої., м3/рік:	9420
Середньорічні розрахункові витрати тепла, Гкал/рік на:	
опалення	820,00
ц{ x	471,00
Всього, Гкал/рік:	1291,00
2. f атеріальні витрати:	
Вартість споживання газу, грн	704653
Вартість споживання електроенергії, грн	11011
Всього:	715664
3. Накладні витрати:	
Амортизація, грн/рік (14 років)	40388
Вартість сервісного обслуговування	14400
Всього:	öös~
Загальні витрати:	770452
Вартість 1 Гкал =770451,54:1291	öAj ЃA
Витрати на приготування гарячої води, грн/рік: 596,79x471,00	281087
Вартість нагрівання 1 м3 води, грн/м3:	29,84
Витрати на опалення будинку, грн/опал період: 596,79 x 820	489365
Вартість опалення 1 м2 житлової площі, грн/м2 в місяць:	13,07



ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ВОДОГРІЙНИХ КОТЛІВ

УДК: 621.311



М. А. Мартинук, аспірант Національного університету «Львівська політехніка»
Й. С. Мисак, д.тн., проф., завідувач кафедри «Теплотехніки та теплових електричних станцій» Національного університету «Львівська політехніка».

У статті розглянуто можливість встановлення в камері згорання випромінювача, як варіанту досягнення ефекту підвищення продуктивності та зменшення утворення викидів у котлах.

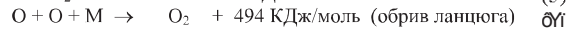
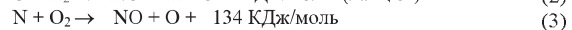
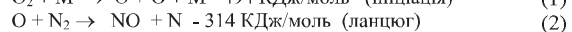
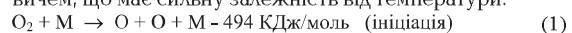
В статье рассмотрена возможность установления в камере сгорания излучателя, как варианта достижения эффекта повышения производительности и уменьшения образования выбросов в котлах.

The paper considers the possibility of establishing in the combustion chamber emitter, as an option to achieve the effect of increasing productivity and reducing the formation of emissions in boilers of large capacity.

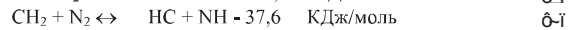
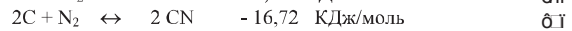
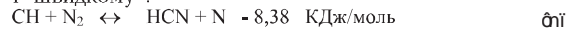
Актуальною проблемою теплоенергетики України є ефективне зниження викидів оксидів азоту при мінімальних капітальних та експлуатаційних витратах. Метою даного дослідження був пошук технічних рішень та способів їх реалізації з переважно обмеженим бюджетом. Спалювання палива - типовий теплоенергетичний процес. Основна частина палива споживається в електроенергетиці, промисловості та житловому секторі. Досліджено розробки та впровадження зразків методів та устаткування (нові пальники, додаткові поверхні нагріву), що скоротили потребу у природному газі на 10-12% та відповідно викиди і \dot{m}_{NO} до атмосфери.

Оксиди азоту утворюються при спалюванні всіх без винятку палив: вугілля, мазуту, природного газу, а також водню — за трьома механізмами: «термічним», «паливним» і «швидким».

При спалюванні газу утворення оксидів азоту відбувається за «термічним» механізмом, розробленим Я. Б. Зельдовичем, що має сильну залежність від температури:



і «швидкому»:



Для «швидкого» механізму, а також і для «паливного» характерні:

а) слабка залежність від температури;

б) порівняно сильна залежність від надлишку окислювача;

в) утворення NO в початковій зоні горіння.

Одним з шляхів досягнення бажаного ефекту підвищення продуктивності і зменшення утворення викидів оксидів азоту в котлах великої потужності є можливість встановлення в камері згорання випромінювача, при застосуванні якого тепловіддача зростає до 26 %, при чому при збільшенні навантаження вплив випромінювача зростає.

Отже, спільна робота випромінювача і газопальникового пристрою має відповідати таким вимогам:

випромінювач не повинен призводити до змін в аеродинаміці потоку;

введення чи видалення в камеру згорання випромінювача не повинне впливати на процес горіння;

процес горіння має бути достатньо повним, щоб можна було не враховувати втрати від хімічної неповноти згорання палив;

пальник не може бути додатковим випромінювачем; необхідно, щоб відбувалося достатнє попереднє змішування повітря з газом, що забезпечить попереднє згорання газу в малих ядрах факелу.

Для зниження утворення оксидів азоту в факелі перевагу слід надати проміжним випромінювачам, які вводяться безпосередньо в зону горіння. Вони мають бути виготовлені з вогнестійких матеріалів і можуть вводитися безпосередньо в факел у вигляді інертного порошку. Принцип їх дії полягає в тому, що вони сприймають тепло селективним випромінюванням (випускають енергію тільки у визначених інтервалах довжини хвиль) і конвекцією від продуктів згорання і в повному спектрі передають його водоохолоджувачим поверхням, які знаходяться паливні [1, 2].

Підвищення ККД (тільки від застосування 1 ряду випромінювачів) становить, в середньому, 0,24%. При експлуатації котла в зимовий період на повному навантаженні 191 дні та забезпеченні гарячою водою в літній період (25% навантаження) витрата газу складе:

$$V_{\text{газ}} = 191 \cdot 24 \cdot \frac{Q}{\eta \cdot Q^p} + 190 \cdot 24 \cdot \frac{0,25 \cdot Q}{\eta \cdot Q^p} + 190$$

Ефективність проміжних випромінювачів збільшується пропорційно збільшенню їхньої поверхні (чи відношенню поверхні випромінювачів до поверхні екранованих стінок топки - ω)

$$\omega = F_{\text{випр}} / F_{\text{рал}}$$

Дослідивши результати пусконаладжувальних робіт котла великої потужності ННІСТУ-5 з випромінювачем показали, що котел площею обігріву якого сягає до 50 м², розрахункова теплопродуктивність до 0,6 Гкал/год, який обладнаний двома подовими пальниками та дообладнаний 2 рядами гірлянд-випромінювачів з легкого матеріалу, які набираються з елементів січенням 45 45 мм. Котел «ННІСТУ-5» є найбільш розповсюдженим в Україні водогрійним котлом потужністю до 1 Гкал/г, що працює на газі. Котел складається з паливни і конвективної шахти. Котел має два бокових екрани, що переходять у стельовий екран, та фронтний і задній екрани. Розташовуються гірлянди вище рівня максимальних температур в якому і відбувається утворення оксидів азоту. Застосування цих випромінювачів дозволило знизити температуру вихідних газів на 8-14 °С, також був помічений незначний приріст ККД до 1% і додаткової теплопродуктивності котла, а також знизити утворення оксидів азоту на 20-30% [1, 2].

Аналізуючи вплив проміжних випромінювачів на теплообмін, відзначимо, що:

- застосування проміжних випромінювачів дозволяє інтенсифікувати паливниковий теплообмін, збільшити тепловіддачу в паливні і відповідно підвищити ККД котлів;
- ефективність застосування проміжних випромінювачів зростає зі збільшенням відношення площі поверхні випромінювачів до площі поверхні екранованих стінок паливни;

в) найбільший ефект по підвищенню тепловіддачі при застосуванні проміжних випромінювачів досягається в паливнях з малим ступенем чорноти факелу, тобто у малих паливникових камерах котлів, що працюють на природному газі;

г) при виборі матеріалу випромінювача варто враховувати, що він повинен забезпечувати тривалу експлуатацію при середній температурі до 800÷900°С, максимальній – 1300÷1400 °С в окислювально-відновному середовищі;

д) проміжний випромінювач не повинен істотно зменшувати паливниковий об'єм котла.

Як висновок, можна сказати, що збільшити тепловіддачу від факела в паливникових камерах котлів можна за допомогою застосування проміжних випромінювачів, якими служать неекрановані ділянки паливни, а також амбразури пальників, що беруть участь у процесі теплообміну. У сучасних паливнях котлів з повним екрануванням стінок і порівняно малою "гарячою" поверхнею амбразур і ділянок футеровки при роботі на газі, з погляду інтенсифікації теплообміну і надійної стабілізації факелу, доцільно установлювати спеціальні проміжні випромінювачі. Відзначимо, що для зниження утворення оксиду азоту в факелі варто віддати перевагу випромінювачам, що вводяться безпосередньо в зону горіння.

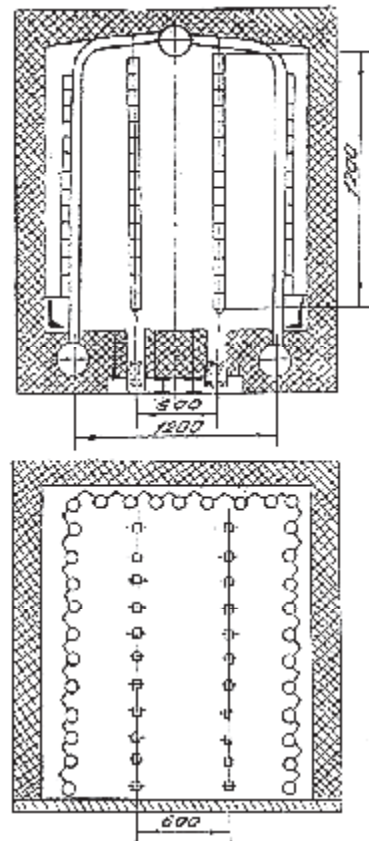


Рис. 1. Схема розміщення проміжних випромінювачів в котлі

Список літератури:

- Низьник С.С., Сігал І.Я., Овчар В.М., Сігал А.И., Падерно Д.Ю., Марковський А.В. Промежуточные излучатели для отопительных и промышленных котлов, ИГ НАНУ г. Киев, ИПГ г. Киев
- Звіт про науково-дослідну роботу. Розробка, дослідження та впровадження маловитратних технологій зменшення парникового ефекту при спалюванні газу в Україні. І. Я. Сігал, Київ - 2002

ЕФЕКТИВНОСТІ КОМБІНОВАНОГО ГЕЛІОНАГРІВНИКА



Возняк О. Т. - к.т.н., доц.
Шаповал С. П. – аспірант, Національний університет «Львівська політехніка»

У цій статті розглянуто спосіб підвищення ефективності використання сонячної енергії комбінованим геліонагрівником. Описано результати досліджень надходження сонячної радіації на комбінований геліонагрівник. Встановлено залежності між різними орієнтаціями теплопоглиначі і конструктивними розмірами геліонагрівника.

В этой статье рассмотрен способ повышения эффективности использования солнечной энергии комбинированным солнечным коллектором. Описаны результаты исследований поступления солнечной радиации на комбинированный солнечный коллектор. Установлены зависимости между разными ориентациями абсорбера и конструктивными размерами солнечного коллектора.

This article studies the method of efficiency increase of solar energy using by combined solar collector. The results of investigation of solar radiation incoming on the combined solar collectors are described. The dependences between different orientations of the absorber and constructional overall dimensions are determined.

На території України річний потенціал сонячної теплової енергії може сягати до 28 кВтгод/м². Існує дуже багато типів сонячних колекторів та схемних вирішень сонячного теплопостачання. Використання систем сонячного теплопостачання дозволяє не тільки економити кошти, але й зменшувати кількість шкідливих викидів від отримання теплоти за рахунок традиційних видів палива.

Сучасні системи сонячного теплопостачання складаються з багатьох елементів, тому такі установки є досить дорогими і не знаходять широкого застосування. Важливим є використання комбінованих геліонагрівників у яких теплопоглинач поєднано із баком-акумулятором. Таке виконання дозволяє значно здешевити систему сонячного теплопостачання.

Дієвим методом підвищення ефективності плоских сонячних колекторів у ранішні та вечірні години є встановлення їх із потрібною орієнтацією. Дослідження такої системи показало можливість підвищення ефективності геліосистеми з плоскими сонячними колекторами у вечірні та ранішні години роботи [1]. Також для більш ефективного використання сонячної енергії протягом дня використовують теплопоглиначі круглої форми [2]. Поєднання теплопоглиначі і бака-акумулятора значно спрощує геліоустановку [3]. Проте необхідно детальніше проаналізувати конструктивні рішення комбінованих геліонагрівників для отримання максимальної їх ефективності при мінімальній вартості.

Експериментальні дослідження комбінованих геліонагрівників (КГ) проводились з метою виявлення найефективніших конструктивних розмірів.

Експериментальні дослідження були проведені при таких

умовах та спрощеннях: надходження сонячної радіації на геліоколектори приймалось у долях відносно максимально можливої; всі сонячні колектори поставлені в заданих оптимальних площинах; лінійний розмір геліоколекторів не змінювався; було прийнято незмінну (стаціонарну) орієнтацію колекторів; прийнято довірчу ймовірність результатів експерименту і апроксимації $\alpha = 0,95$.

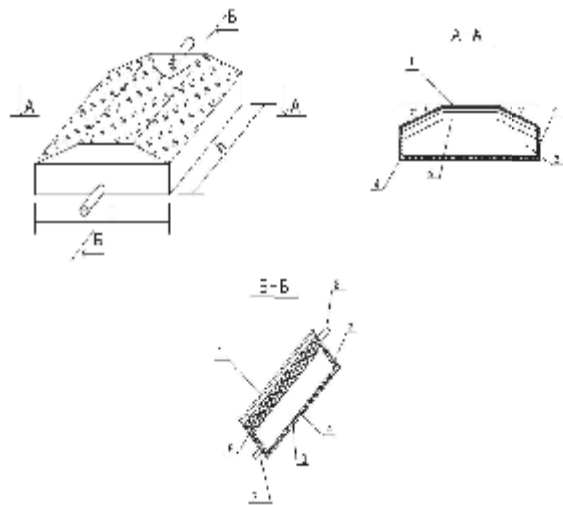


Рис. 1. Схема комбінованого геліонагрівника: 1 - прозоре покриття; 2 - корпус; 3 - внутрішній об'єм; 4 - теплоізоляція; 5 - перегородка.

Інтенсивність сумарної та розсіяної радіації вимірювалась стаціонарним альбедометром 3x3 в парі із гальванометром ГСА – 1. Температура теплоносія у комбінованих геліонагрівниках вимірювалась термоперетворювачами опору 50М, що працюють із регулятором-вимірвачем типу РТ-0102. Температура зовнішнього повітря та його швидкість вимірювалась термоелектроанемометром TESTO 405 – V1.

На рис. 1 зображена схема комбінованого геліонагрівника, що має потрійно-орієнтований теплопоглинач та циркулюючу перегородку. На рис. 2 показано схему експериментальної установки, яка складеться із 4-ох комбінованих геліонагрівників з різними конструктивними рішеннями. Була складена двофакторна матриця планування із взаємодією факторів. Факторами вибрані азимутальний кут нахилу бічних граней γ - X1 та відношення довжини до висоти по периметру основи геліонагрівника l/h – X2.

Таблиця 1. Рівні факторів та інтервали варіювання

Назва фактора	Кодове позначення	$\Delta_{\text{мін}}$		Інтервал варіювання
		-1	X ñ	
Азимутальний кут повороту граней геліонагрівника, γ°	j ñ	ó	ññ	ññ
Відношення висоти до довжини, l/h	j ó	ó	ññ	ññ

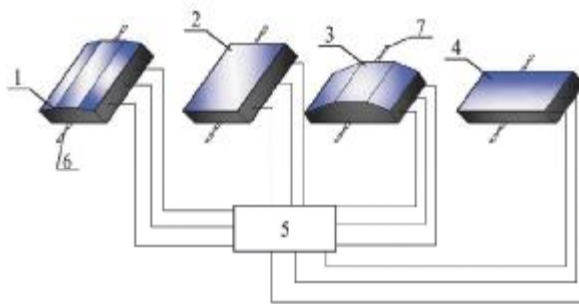


Рис. 2. Схема експериментальної установки:

- 1 - ПОГ з $l/h = 0,5$ та $\gamma = 150$; 2 - ПГ з $l/h = 0,5$ та $\gamma = 150$
- 3 - ПОГ з $l/h = 1,5$ та $\gamma = 150$; 4 - ПГ з $l/h = 1,5$ та $\gamma = 150$
- 5 - вимірвач температури типу РТ-0102; 6 - зливний трубопровід;
- 7 - трубопровід заливу теплоносія.

Параметром оптимізації обрано коефіцієнт ефективності Кеф, що покаже наскільки відрізняється отримана за день тепла енергія плоского геліонагрівника (ПГ) від потрійноорієнтованого (ПОГ).

$$K_{\text{эф}} = \frac{Q_{\text{ст}}}{Q_i} \cdot 100 \quad \text{дб}$$

де $Q_{\text{ст}}$ – тепла енергія отримана протягом дня від плоского геліонагрівника ($\gamma = 0$ і $l/h = 1,5$); Q_i – отримана за день тепла енергія від інших варіантів геліонагрівників (при інших значеннях γ і l/h).

Таблиця 2. Матриця планування експерименту

\bar{N}	{ z	{ ζ	{ ϵ	{ $\zeta \epsilon$	Кеф
ζ	X	X	X	X	1,07
ϵ	X	-	X	-	ñ
ϵ	X	X	-	-	1,16
ζ	X	-	-	X	1,04

На основі даних таблиці 2 отримується рівняння регресії:
 $K_{\text{эф}} = 1,07 + 0,05x_1 - 0,03x_2 - 0,01x_{12} \quad \text{дб}$

З рис. 3. видно, що найефективніше працює протягом дня комбінований геліонагрівник із параметрами $l/h = 0,5$ та $\gamma = 150$

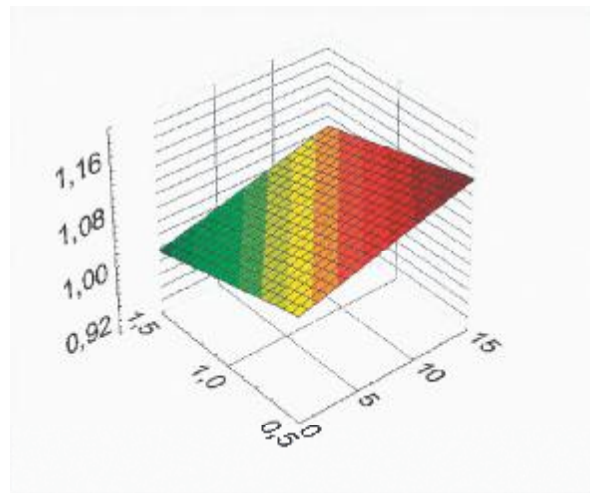


Рис. 3. Результати експериментальних досліджень

Методом найменших квадратів отримана емпірична формула:

$$K_{\text{эф}} = 1,085 + 0,0063\gamma + 0,065\frac{l}{h} \quad \text{дб}$$

Дослідження комбінованих геліонагрівників показали ефективність таких установок та дозволили виявити найефективніші конструктивні параметри ($l/h = 0,5$ та $\gamma = 150$) для максимальної ефективності.

Список літератури:

1. **Новаковский Е.В.** Анализ эффективности солнечных коллекторов типа «дельта-система» для альтернативных систем теплоснабжения //Е.В. Новаковский, А.Е.Денисова, А.С. Мазуренко //Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003. –№ 6. – С.14-17.
2. **Харченко Н. В.** Индивидуальные солнечные установки /Харченко Н. В. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 208 с.
3. **Wisniewski G., Golebiowski S., Grycik M.** i in. Kolektory słoneczne: energia słoneczna w mieszkalnictwie, hotelarstwie i drobnym przemyśle. – Warszawa: «Medium», 2008. – 201 s.

Розрахунок теплоутилізатора з еластичною поверхнею теплопередачі



Степанов М.В., к.т.н., доцент Дідик Л.В., асистент Київський національний університет будівництва і архітектури

У статті запропоновано метод розрахунку для визначення коефіцієнтів теплообміну теплообмінника-утилізатора з еластичною поверхнею теплопередачі для систем вентиляції та кондиціонування повітря.

В статье предложен метод расчета для определения коэффициентов теплообмена теплообменника-утилизатора с эластичной поверхностью теплопередачи для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

In article the method of calculation for factors' definition of heat exchange for heat exchanging waster with an elastic surface of a heat transfer for ventilation and air conditioning systems is offered.



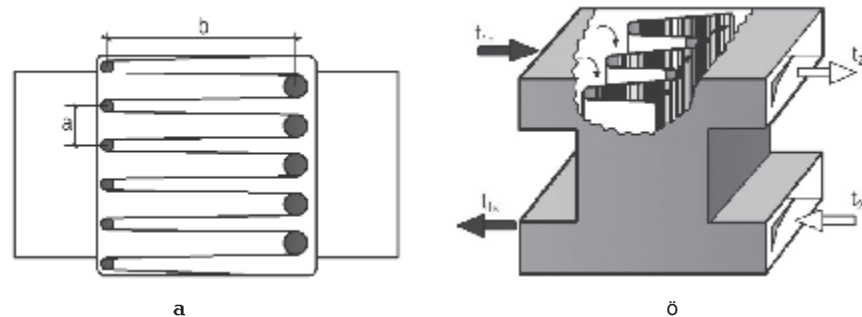


Рис. 1. Теплообмінник з еластичною поверхнею теплопередачі:
а – схема утворення каналів еластичною стінкою; б – загальний вигляд експериментального зразка.

Для економії теплової енергії в системах вентиляції та кондиціонування повітря широко застосовуються методи утилізації витяжного повітря, яке відноситься до класу низькопотенційних вторинних енергоресурсів. Утилізація теплоти вентиляційних викидів можлива двома основними способами – рециркуляція витяжного повітря та застосування спеціальних теплообмінних апаратів. Оскільки можливості рециркуляції повітря обмежені вимогами санітарних норм, то більш поширеним є застосування теплообмінників – утилізаторів різних конструкцій. Використання теплоутилізаторів дозволяє зменшити витрату теплоти в системах припливної вентиляції майже на 40% при порівняно невеликих затратах.

У сучасних системах вентиляції будинків, наприклад, в системах фірми VENTS, найбільш розповсюдженими є пластинчасті повітряно – повітряні рекуперативні теплообмінники, які досить ефективно працюють при невеликих різницях температур взаємодіючих середовищ та відрізняються простотою конструкції, надійністю в експлуатації і порівняно низькою вартістю.

Форма пластин визначає теплотехнічні показники утилізатора, його аеродинамічний опір, габаритні розміри. Найпростішими є плоскі пластини, але вони мають найменшу інтенсивність теплопередачі. Застосування пластин із складним профілем поверхні сприяє інтенсифікації процесів теплообміну. Попарне з'єднання таких пластин створює дві системи каналів з теплопередаючою стінкою між ними. Режим руху рідини (газу) в каналах визначається числом Рейнольдса. Відомо, що при русі рідини в круглій прямолинійній трубі перехідний режим руху знаходиться в інтервалі $2300 < Re < 10000$, але в пластинчастих хвилястих каналах перехід до турбулентного режиму відбувається вже при $Re = 200 \dots 500$. [1]

Особливістю повітряно – повітряних пластинчастих теплообмінників є періодична дестабілізація потоку, обумовлена наявністю поворотів, відстань між якими менша необхідної довжини прямолинійної ділянки стабілізації. Тому режим руху повітря в каналах теплообмінника завжди зберігається турбулентним.

Обмерзанню поверхні теплопередачі, що є головною проблемою при експлуатації рекуперативних утилізаторів, можна запобігти включенням обвідних каналів, використанням засобів автоматичного контролю температури. Більшість рекуператорів оснащені пристроями для збору і зливання утвореного конденсату.

До групи пластинчастих теплообмінників – утилізаторів можна віднести і теплообмінник з еластичною поверхнею теплопередачі [2]. В такому теплообміннику поверхня теплопередачі виконана з тонкої синтетичної або іншої вологостійкої тканини, натягнутої на стрижні з утворенням каналів для руху витяжного та припливного повітря. Канали, утворені еластичною стінкою, мають форму

поперечного перерізу близьку до рівнобедреного трикутника з основою a , а при збільшенні кількості стрижнів форма каналів змінюється і наближається до прямокутника з меншою стороною, рівною a , і довжиною b (рис. 1,а). В суміжних каналах, розділених стінкою, рухається припливне та витяжне повітря в прямоструминному або в протиструминному напрямку (рис. 2,б) з постійною швидкістю незалежно від зміни поперечного перерізу каналів.

При русі повітря вздовж еластичної поверхні товщина прилежого шару на теплопередаючій стінці зменшується, в результаті чого теплообмін між поверхнею і потоком повітря інтенсифікується. Інтенсифікації теплопередачі сприяє також зміна напрямку потоків повітря в колінах на вході в теплообмінник та на виході з нього.

В інженерній практиці теплових та гідравлічних розрахунків спочатку виконується теплотехнічний розрахунок, а на основі цього розрахунку визначаються розміри теплообмінника та виконується гідравлічний розрахунок. Якщо гідравлічний опір теплообмінника не відповідає заданим вимогам, приходиться змінювати швидкості потоків повітря в теплообміннику, змінюючи конструктивні розміри, та виконувати повторні розрахунки.

Тепловий розрахунок теплообмінника базується на спільному вирішенні рівняння теплового балансу та рівняння теплопередачі. Рівняння теплового балансу необхідне для визначення кількості теплоти, переданої від одного теплоносія (витяжного повітря) до іншого (припливного повітря). Це рівняння має вигляд

$$Q = 3,6G_1c(t_{1n} - t_{2k}) = 3,6G_2c(t_{2k} - t_{2n}) + Q_{emp}, \quad \text{дн}$$

де G_1 та G_2 - масова витрата витяжного та припливного повітря, $kg / год$

t_{1n}, t_{1k} - початкова та кінцева температури витяжного повітря, $^{\circ}C$

t_{2n}, t_{2k} - початкова та кінцева температури припливного повітря, $^{\circ}C$

Q_{emp} - втрати теплоти в навколишнє середовище. Для теплоізованих теплообмінників ці втрати незначні і їх можна не враховувати.

З рівняння (1) можна визначити кількість припливного повітря, яке можна нагріти до заданої температури, або температуру нагрітого припливного повітря при відомій чи заданій його витраті.

Загальна площа поверхні теплопередачі F визначається з рівняння теплопередачі

$$Q = kF\Delta\bar{t}, \quad \text{дн}$$

де $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}$ - середній для всієї поверхні

коефіцієнт теплопередачі, $\bar{\Delta T}$ - середній температурний напір, °С
 Середній температурний напір залежить від взаємного напрямку руху теплоносіїв і визначається за формулою

$$\bar{\Delta T} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{st}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{st}}} \quad \text{або}$$

При відношенні $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{st}} \leq 1,7$ середній температурний напір $\bar{\Delta T}$ визначають як середньоарифметичну різницю темпера-

тур, тобто $\bar{\Delta T} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{st}}{2}$

Якщо термічний опір стінки $\frac{\delta}{\lambda} = 0$, ($\delta \rightarrow 0$ або $\lambda \rightarrow \infty$), то рівняння коефіцієнта теплопередачі приймає вигляд

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (4)$$

З формули (4) виходить, що при приблизно рівних значеннях коефіцієнтів теплообміну $\alpha_1 \approx \alpha_2$ коефіцієнт теплопередачі стінки $k \approx \frac{\alpha}{2}$, де α - менше значення із α_1 і α_2

З врахуванням термічного опору стінки δ/λ значення коефіцієнта теплопередачі змінюється і дорівнює

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \frac{\delta}{\lambda}}$$

Поділивши цей вираз на k_0 , отримаємо

$$\frac{k}{k_0} = \frac{1}{1 + \frac{\delta}{\lambda} k_0}$$

Як видно з останнього виразу, із збільшенням термічного опору стінки значення k зменшується тим сильніше, чим більшим є значення k_0 без врахування опору стінки. Тобто, при великих значеннях k_0 термічним опором стінки нехтувати не можна.

Коефіцієнти тепловіддачі α в формулі (4) можна визначити з рівняння критерію Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha d_{екв}}{\lambda}, \quad \text{звідки}$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_{екв}}$$

де $d_{екв}$ - еквівалентний діаметр каналу для руху повітря, який в даному випадку приймається рівним $d_{екв} = 0,58a_1$

В умовах руху повітря ($Pr = 0,71$) в каналі некруглої поперечної перерізу вздовж еластичної теплопередаючої стінки критерій Нуссельта визначається за одержаною нами експериментальною формулою

$$Nu = 0,023 Re^{0,77} \varepsilon_I \varepsilon_R, \quad \text{або}$$

де $\varepsilon_R = 1,22 + \frac{0,12}{1 + h/b}$ - поправковий коефіцієнт, який враховує періодичну зміну напрямку руху повітря в каналі висотою h

$$\varepsilon_I = 1 + \frac{2}{1 + h/d_{екв}}$$

Запропонована формула (6) для розрахунку числа Nu співпадає з дослідними даними в інтервалі числа

$Re = (10...90) \times 10^3$ при криволінійному русі повітря вздовж еластичної поверхні теплопередачі (рис. 2).

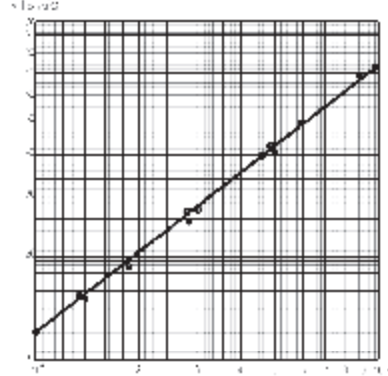


Рис. 2. Залежність коефіцієнта тепловіддачі α від числа $Re: h/b = 0...4$

В умовах стабілізованого турбулентного руху газу, коли гідравлічний опір визначається в основному силами тертя, середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою [3]

$$Nu = \frac{\xi}{8} Re Pr, \quad \text{де } \xi - \text{коефіцієнт гідравлічного тертя.}$$

Для руху повітря вздовж еластичної поверхні коефіцієнт ξ більш точно можна визначити за формулою, одержаною експериментальними дослідженнями (рис. 3)

$$\xi = 0,23 Re^{-0,23} \quad \text{або}$$

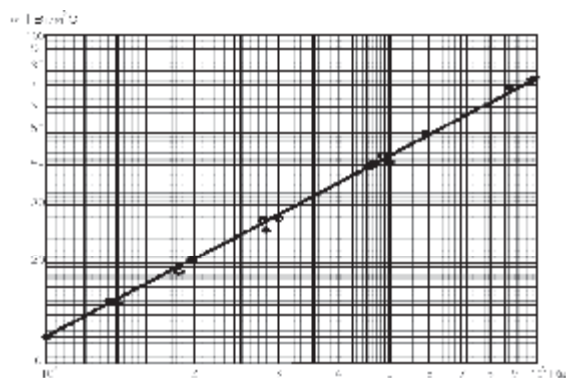


Рис. 3. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору тертя в теплообміннику від числа Рейнольдса.

Підстановка (8) в формулу (7) дає в результаті формулу (6). Фізичні параметри повітря в формулах (6), (7), (8) віднесені до температури повітря на вході в канал. Запропоновані формули для визначення коефіцієнтів теплообміну спрощують розрахунки теплообмінника-утилізатора з еластичною по верхньою теплопередачі для систем вентиляції і кондиціонування повітря.

Список літератури:

Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М., "Машиностроение", 1973. -288с.
 Степанов М.В., Дідик Л.В., Берегова П.Г. Дослідження теплообміну між повітрям і еластичною поверхнею // Вентиляція, освітлення та теплозапостачання. Вип. 11 - К.: КНУБА, 2007 - с. 67...71.
 Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981.-416с.

УДК 621.577

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ГРУНТОВОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ



Харлампиди Д.Х., к.тн.
 Редько А.А., д.тн.
 Тарасова В.А., к.тн.
 Институт проблем машиностроения им. А.А.Підгорного НАН України

Предложен комплексный подход к проектированию грунтового теплообменника, позволяющий учесть взаимное влияние режимов теплотребления объекта и сбора тепла с грунтового массива в течение периода эксплуатации теплонасосной установки.

Запропоновано комплексний підхід до проектування ґрунтового теплообмінника, що дозволяє врахувати взаємний вплив режимів теплоспоживання об'єкта і збору тепла з ґрунтового масиву протягом періоду експлуатації теплонасосної установки.

A complex approach to the design of the ground sources heat exchanger, which allow taking into account in calculation of its constructive parameters the interaction of the regimes of heat supplying of the heating system and heat extraction from the soil, have been proposed.

При проектировании геотермальных теплонасосных установок (ТНУ) необходим комплексный подход, который предусматривает рассмотрение системы: «источник теплоты – ТНУ – потребитель» как единого целого, с учетом взаимовлияния параметров основных подсистем. В отличие от традиционного подхода, когда расчет грунтового теплообменника (ГТ) производится на некую минимальную или же максимальную величину теплосъема, предлагаемый нами подход предусматривает выбор конструктивных параметров ГТ на основе анализа величин удельного теплосъема с массива грунта для каждого месяца отопительного периода с учетом режима работы ТНУ.

Основные предпосылки к применению комплексного подхода к проектированию геотермальных ТНУ на наш взгляд следующие.

Из опыта эксплуатации геотермальных ТНУ известно, что режим постоянного расхода хладагента через ГТ способствует повышению коэффициента преобразования ТНУ η , однако при этом температура хладагента на входе в ГТ T_{s2} будет изменяться в зависимости от изменения тепловой мощности ТНУ в течение отопительного периода. Из этого следует вывод, что при проектировании геотермальных ТНУ с постоянным расходом хладагента через ГТ нельзя произвольно задаваться величиной T_{s2} . Она должна быть получена на основе совместного расчета ГТ и ТНУ для каждого месяца отопительного периода. Для этого необходимо решение двух взаимосвязанных задач. Первой задачей, является расчет нестационарного температурного поля грунтового массива. Второй задачей, является определение рациональных термодинамических режимов работы ТНУ с учетом теплового состояния грунта и характера теплотребления объекта в течение отопительного периода.

Рассмотрим задачу определения температурного поля

массива грунта вблизи горизонтального ГТ при его эксплуатации.

Изменение температурного поля грунта находится путем решения краевой задачи теплопроводности

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T$$

где T – температура грунта, °С; t – время, с; a – температуропроводность грунта, м²/с.

На рис. 1 представлена схема массива грунта с полиэтиленовым трубопроводом (внешний диаметр $d_2=0,040$ м, внутренний диаметр $d_1=0,035$ м), проложенным на глубине $h=1,5$ м, в качестве грунтового теплообменника. Внутри рассматриваемого ГТ змеевикового типа, прокачивается хладагент, 30% раствор этиленгликоля, со скоростью 1 м/с.

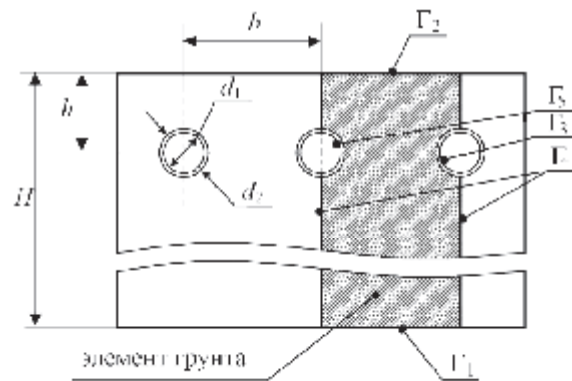


Рис. 1. Схема массива грунта с проложенным ГТ змеевикового типа

При формировании математической модели был выбран элемент грунта шириной b В м и глубиной H В м (рис. 1). Модель позволяла варьировать этими величинами. Одним из важных вопросов при расчете температурного поля ГТ, является вопрос корректного задания граничных условий, которые соответствовали бы реальному физическому процессу в массиве грунта. В качестве начальных условий принималось равномерное распределение температуры в элементе грунта $T_0 = \text{const}$, при этом начальная температура T_0 задавалась равной среднегодовой температуре наружного воздуха.

Были приняты следующие граничные условия (рис.1): на границе Г1 было задано граничное условие второго рода $q = \text{const}$. Согласно работе [1] значение радиогенной теплоты для зоны Центральной Европы принимается равным $0,1 \text{ Вт/м}^2$;

на границе Г2 были учтены сезонные колебания температуры наружного воздуха и задано условие третьего рода

$$\alpha(T - T_c) = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0}, \quad \text{дГ}$$

где α – коэффициент теплоотдачи от поверхности грунта к наружному воздуху, $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$; T – температура грунта, $^{\circ}\text{C}$; T_c – среднемесячная температура наружного воздуха $^{\circ}\text{C}$, изменяющаяся в течение года, $^{\circ}\text{C}$.

на границах Г3 и Г5 было задано условие третьего рода

$$\alpha_{\text{ГТ}}(T - T_s) = -\lambda_{\text{ГТ}} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0}, \quad \text{дГ}$$

где $\alpha_{\text{ГТ}}$ – коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к хладоносителю (рассолу), $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$; T_s – температура рассола, $^{\circ}\text{C}$; $\lambda_{\text{ГТ}}$ – коэффициент теплопроводности трубы, $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

$$\text{на границе Г4} - \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0} = 0,$$

Для решения уравнения (1) с краевыми условиями использовался метод конечных элементов.

Длина трубопровода ГТ с учетом изменения теплосъема с массива грунта по длине теплообменной поверхности ГТ при течении хладоносителя (30 % раствор этиленгликоля) рассчитывалась по следующему алгоритму:

Для задания граничных условий III рода на внутренней поверхности трубы (граница Г3, рис. 1), определялся коэффициент теплоотдачи от хладоносителя на участке ΔL_n . Теплофизические свойства хладоносителя находились при средней температуре

$$T_s^{\text{cp}} = \frac{T_{s2}^{\Delta} + T_{s1}^{\Delta}}{2}, \quad \text{дГ}$$

где T_{s2}^{Δ} – температура на входе в участок ГТ длиной ΔL ; T_{s1}^{Δ} – температура на выходе из участка ГТ длиной ΔL . В первом приближении считалось, что температура на входе в ГТ T_{s1}^{Δ} равна температуре T_{s2} , таким образом $T_s^{\text{cp}} = T_{s2}$

Для расчета коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности ГТ к рассолу использовались известные критериальные уравнения для вынужденного течения жидкости в трубах.

Если температура хладоносителя на входе в ГТ в течение года изменяется, то для каждого месяца получаем различные значения коэффициента теплоотдачи на участке ΔL_n

Определяется распределение температуры в выделенном элементе грунта, а также значения температур стенки на внутренней поверхности трубы (Г3) в течение отопительного периода. Для нахождения теплового потока с грунта находим осредненные значения температур стенки T_{cm}^{cp} по внутренней поверхности трубы.

Тепловой поток, отдаваемый хладоносителем, определяется по формуле

$$Q_{\Delta L} = \alpha_{\text{ГТ}}(T_{cm}^{\text{cp}} - T_s^{\text{cp}}) \pi d_1 \Delta L, \text{ Вт}$$

где $\alpha_{\text{ГТ}}$ – коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к рассолу (скорость течения $w = 1 \text{ м/с}$);

d_1 – внутренний диаметр трубы, равный $0,032 \text{ м}$.

Из уравнения теплового баланса определяется температура T_{s1}^{Δ} на выходе из участка ΔL для каждого месяца

$$Q_{\Delta L_n} = \alpha_{\text{ГТ}}(T_{cm}^{\text{cp}} - T_s^{\text{cp}}) \pi d_1 \Delta L_n = \frac{\rho w \pi d_1^2}{4} c_p (T_{s1}^{\Delta} - T_{s2}^{\Delta}),$$

$$T_{s1}^{\Delta} = T_{s2}^{\Delta} + \frac{4 Q_{\Delta L_n}}{\rho w \pi d_1^2 c_p} \quad \text{дГ}$$

В уравнение (4) подставляется полученное значение T_{s1}^{Δ} и определяется уточненное значение $\alpha_{\text{ГТ}}$

Для нахождения величины теплосъема со следующего участка трубы ΔL_{n+1} значение T_{s1}^{Δ} , полученное по (5), присваивается значению температуры на входе в следующий участок $T_{s2}^{\Delta} = T_{s1}^{\Delta}$. Далее расчет повторяется с п.1.

Расчет ведется совместно с расчетом статических характеристик ТНУ до выполнения условия, когда сумма теплосъемов с участков ГТ будет покрывать тепловую мощность испарителя ТНУ (холодопроизводительность) или превышать ее для каждого месяца отопительного

периода. $Q_{0i} \geq \sum_{n=1}^i Q_{\Delta L_n}$ а температуры на входе и на выходе из ГТ и из испарителя ТНУ будут равны.

Полная длина трубопровода ГТ равна сумме участков

$$L = \sum_{n=1}^i \Delta L_n$$

Как известно, наиболее характерными для работы в системе отопления ТНУ, являются два режима. Первый режим работы – моновалентный, когда ТНУ покрывает всю нагрузку системы отопления. При этом система отопления создается низкотемпературной с параметрами теплоносителя в подающей и в обратной магистрали в расчетном режиме $55/45 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Второй режим работы ТНУ – бивалентно-альтернативный, согласно которому ТНУ покрывает отопительную нагрузку и обеспечивает требуемые температуры теплоносителя в подающей и обратной магистрали только до определенной температуры наружного воздуха (точка бивалентности), далее нагрузку покрывает котел-доводчик. В этом случае система водяного отопления, является высокотемпературной с расчетными параметрами теплоносителя $95/70 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

В качестве тестовой задачи для проверки работоспособности предложенной методики расчета ГТ, моделировались режимы работы одной и той же ТНУ для различных систем отопления.

Для случая бивалентного режима работы ТНУ теплотребление объекта при расчетной температуре наружного воздуха составляло 35 кВт . Для моновалентного режима ТНУ теплотребление объекта равно 15 кВт . Основные режимно-конструктивные характеристики ТНУ: массовый расход хладоносителя в ГТ $1,01 \text{ кг/с}$; массовый расход теплоносителя $0,33 \text{ кг/с}$; Объемная подача компрессора $29 \text{ м}^3/\text{ч}$; поверхность испарителя $6,7 \text{ м}^2$; поверхность конденсатора $6,8 \text{ м}^2$; длина ГТ 1600 м ; глубина заложения $1,5 \text{ м}$. Хладагент ТНУ - R134a.

Температура теплоносителя на входе в конденсатор ТНУ принималась равной температуре в обратной магистрали системы отопления. Для рассматриваемых систем отопления предварительно были построены графики качественного регулирования. Статические характеристики ТНУ определялись при помощи методики, изложенной в [3, 4]. При анализе работы ТНУ принимался постоянный расход теплоносителя в системе отопления в обоих режимах.

Расчетные характеристики ТНУ и ГТ длиной $L = 1600 \text{ м}$ для различных систем отопления приведены в табл. Длина

грунтового теплообменника L определена по выше приведенному алгоритму при условии обеспечения требуемой холодопроизводительности ТНУ. В расчетах ГТ и ТНУ учитывался режим кондиционирования, при котором в летний период на вход ГТ подается рассол с постоянной расчетной температурой $T_{\text{в2}} = 21^\circ\text{C}$.

Табл. Расчетные характеристики ТНУ «рассол-вода» при работе в низкотемпературной (верхняя строка) и высокотемпературной (нижняя строка) системах отопления

Параметры	Октябрь	Ноябрь	декабрь	январь	Февраль	март
Среднемесячная температура наружного воздуха, °C	-	-1	0	1	2	0
Теплопроизводительность ТНУ, кВт	15,21	14,17	13,31	12,39	12,18	12,47
Холодопроизводительность ТНУ, кВт	11,38	9,81	8,90	8,07	8,53	8,53
Тепловая мощность ГТ, кВт	11,40	10,30	10,09	9,10	9,00	8,90
Потребляемая мощность компрессора, кВт	4,91	5,82	6,54	6,52	6,03	5,36
Температура рассола на входе в испаритель ТНУ, °C	9,22	8,7	2,77	0,57	-0,64	-0,28
Температура рассола на выходе из испарителя ТНУ	7,19	3,99	1,065	-1,007	-2,24	-1,98
Температура теплоносителя на входе в конденсатор ТНУ, °C	32,0	40,0	42,0	46,0	43,0	38,0
Температура теплоносителя на выходе из конденсатора ТНУ, °C	33,8	43,0	49,0	55,12	51,88	46,93
Требуемая температура теплоносителя в подающей магистрали, °C	38,0	47,0	50,0	55,0	51,0	41,0
Кoeffициент преобразования ТНУ	3,09	2,43	2,22	1,95	2,05	2,32
Эксергетический КПД, %	28,9	35,8	36,0	35,0	33,6	31,39

Как видно из табл. при выбранных режимно-конструктивных параметрах ГТ его тепловая мощность покрывает требуемую холодопроизводительность ТНУ. Уменьшение холодопроизводительности ТНУ с декабря по март связано с увеличением температурных границ цикла, обусловленных возрастанием теплотребления объекта в этот период. Коэффициент преобразования ТНУ m в бивалентно-альтернативном режиме работы ТНУ к марту месяца ниже на 7,75 % по сравнению с моновалентным режимом. Это связано с тем, что в этот период теплоноситель из системы отопления поступает в конденсатор с более высокой температурой (42°C), чем при моновалентном режиме (38°C) и его параметры оказывают гораздо большее влияние на изменение m , чем параметры рассола в испарителе.

Существует несколько видов прокладки ГТ горизонтального типа (змеевиковая, коллекторная, смешанная). В каждом из этих случаев трубопроводы ГТ прокладываются параллельно друг другу с определенным шагом. В этом случае, при проектировании ГТ следует учитывать влияние тепловой интерференции между участками трубопровода [5]. Для этого на границе Г5, так же как и на Г3, задавалось условие III рода (рис. 1) с учетом увеличения температуры по длине ГТ. Распределение температуры в рассматриваемом элементе грунта в конце марта месяца при заложении ГТ змеевикового типа на глубину 1,5 м с шагом в 1 м показано на рис. 01



Рис. 2. Распределение температуры в элементе грунта при работе ТНУ в моновалентном режиме в конце марта месяца

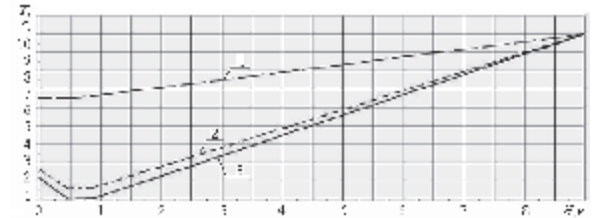


Рис. 3. Зависимость температуры элемента грунта от его глубины в конце марта месяца на оси ОУ (см. рис.9):
1 – для непо потревоженного состояния;
2 – при температуре на входе в ГТ в бивалентном режиме работы ТНУ;
3 – при температуре на входе в ГТ в моновалентном режиме работы ТНУ

Из рис. 3 видно, что при моновалентном режиме работы ТНУ грунт охлаждается на 0,7 оС больше, чем при бивалентном режиме. Это объясняется тем, что температуры рассола на входе в ГТ для двух режимов в марте месяце отличаются на 0,83 оС (см. табл.). Таким образом, перерыв в работе ТНУ при бивалентном режиме практически не влияет на восстановление теплового потенциала грунта. По результатам многовариантных расчетов установлено, что на восстановление теплового потенциала грунта существенное влияние оказывает повышение температуры наружного воздуха к концу отопительного периода. Этот эффект проявляется при неглубоком заложении ГТ до 2 м. Анализ рис. 3 также показал, что температура поверхности грунта, является результатом взаимного влияния наружного воздуха и режима работы ТНУ.

Влияние интерференции на величину удельного теплосъема с грунта для ГТ змеевикового типа при работе ТНУ в моновалентном режиме представлено на рис. 4. Для сравнения на графике приведены данные для аналогичного режима только без учета тепловой интерференции.

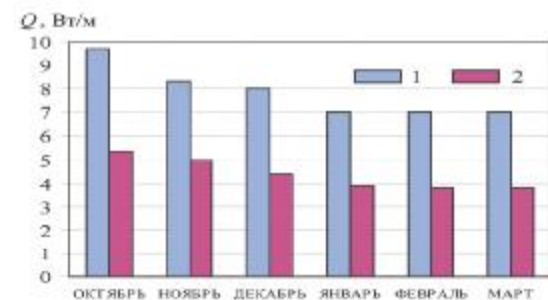


Рис. 4. Удельный тепловой поток от грунта к ГТ
1 - без учета тепловой интерференции; 2 - с учетом тепловой интерференции

Предлагаемая нами методика расчета предполагает учет изменения величины теплосъема с грунта к ГТ с уточнением температуры теплоносителя по его длине.

Рассмотрим, как влияет учет изменения теплосъема с грунта по длине трубопровода на выбор проектной длины ГТ. Расчеты проведены для следующих вариантов (рис. 5): 1- при постоянном теплосъеме по длине ГТ; 2- при переменном теплосъеме по длине ГТ, но без учета

тепловой интерференции; 3 – при переменной величине теплосъема по длине ГТ змеевикового типа, с учетом тепловой интерференции между участками трубопровода. Как видно из рис. 5 для обеспечения требуемой холодопроизводительности ТНУ $Q = 11,4$ кВт (октябрь месяц), проектная длина ГТ может изменяться от $L=1200$ м до 6000 м в зависимости от учета влияния соответствующих параметров.

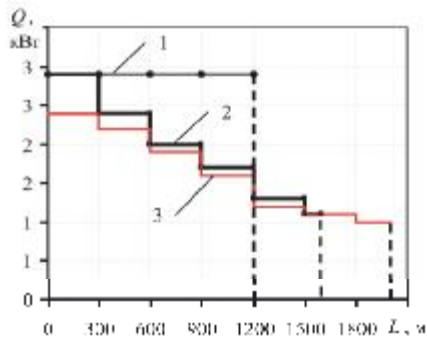


Рис. 5. Зависимость проектной длины ГТ в от способа расчета теплосъема с грунта:
1 - при постоянном теплосъеме по длине ГТ;
2 - при переменном теплосъеме по длине ГТ, но без учета тепловой интерференции;
3 – при переменной величине теплосъема по длине ГТ змеевикового типа, с учетом тепловой интерференции между участками трубопровода

Выводы. Предложенная методика расчета грунтового теплообменника горизонтального типа позволяет сделать долгосрочный прогноз восстановления теплового состояния грунта при чередовании режимов отбора и сброса теплоты в грунт. Методика учитывает влияние тепловой интерференции между участками грунтового теплообменника, а также изменение температуры хладагента по его длине.

Комплексный подход к проектированию геотермальных ТНУ позволяет определить рациональную

длину ГТ с нескольких позиций: обеспечение максимальной энергетической эффективности ТНУ; сокращение периода восстановления температурного потенциала грунта.

Эксплуатация ГТ с бивалентной схемой работы ТНУ для отопления в зимний период и соответственно для кондиционирования в летний период приводит к снижению теплового воздействия на грунт, однако при этом уменьшается и энергетическая эффективность ТНУ отнесенная к числу часов использования ее установленной мощности.

С повышением $Ts2$ увеличивается проектная длина ГТ, при этом также увеличивается коэффициент преобразования ТНУ η . При снижении $Ts2$ и повышении температуры воды на входе в конденсатор $Tw1$ величина η уменьшается, при этом уменьшится и проектная длина ГТ.

Список литературы:

Васильев Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной энергии поверхностных слоев Земли. – М.: Издательский дом «Граница», 2003. – 176 с.

Денисова А. Е. Использование энергии грунта в теплонасосных геосистемах энергоснабжения / А. Е. Денисова, А. С. Мазуренко, Ю. К. Тодорцев, В. А. Дубковский // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – № 1. – С. 27 – 30.

Костиков А. О., Харлашвили Д. Х. Влияние теплового состояния грунта на эффективность работы теплонасосной установки с грунтовым теплообменником // Энергетика: экономика, технологии, экология. – №1. – 2009. – С. 32 – 40.

Редько А. А., Харлашвили Д. Х. Исследование термодинамических режимов геотермальных теплонасосных установок // Вісник донецької національної академії будівництва та архітектури. – Вип. 2 (76). – 2009. – С. 86 – 98.

Mei V. C. Heat Pump Ground Coil Analysis With Thermal Interference // Journal of Solar Energy Engineering. – 1988. – Vol. 110. – P. 67 – 73.

Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

Шиманьскі В. Пристосування системи центрального опалення до реального споживача тепла // Ринок інсталяційний, – 2000. – №4. – С. 9 – 12.

Сакун И. А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение. – 1987. – 190 с.





ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА ПОТОКИ ЕКСЕРГІЇ У ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИНАХ SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ

УДК 697.94.(075)



В. Й. Лабай, канд. техн. наук, доцент,
Національний університет "Львівська політехніка"

У статті наведено ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин split-кондиціонерів. Встановлено залежність вхідного та вихідного потоків ексергії split-кондиціонера фірми „Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт від температури навколишнього середовища.

В статье приведен эксергетический метод анализа одноступенчатых хладоновых холодильных машин split-кондиционеров. Установлена зависимость входящего и исходящего потоков энергии split-кондиционера фирмы «Sanyo» холодопродуктивностью 2020 Вт от температуры окружающей среды.

In article it is resulted an exergical method of the analysis of the split-conditioners' one-stage frion refrigerating machinery. Dependence of entering and proceeding streams of energy of the split-conditioner «Sanyo» 2020 Vt from ambient temperature is established.

Дослідження досконалості холодильних процесів, а також розроблення і вдосконалення холодильних машин для split-кондиціонерів потребує використання сучасних надбань термодинаміки. Класичний апарат цієї науки часто виявляється недостатнім для розв'язування нових завдань. Під впливом цих вимог в останні десятиріччя був розроблений ексергетичний метод. Його основна ідея полягає у запровадженні поряд із загальним, фундаментальним поняттям енергії, додаткового показника – ексергії, який дозволяє врахувати той факт, що енергія залежно від зовнішніх умов може мати різну цінність для практичного використання [1, 2, 3].

Холодильні процеси, відбуваються незворотно; в кожному випадку незворотність є причиною зменшення досконалості процесу. Це зменшення відбувається не через втрати енергії; воно пов'язано зі зниженням її якості. У незворотних процесах енергія не зникає, а розсіюється. Кожне незворотне явище – це причина безповоротної втрати ексергії у різних ланках холодильного процесу. Виявлення і кількісна оцінка причин зменшення досконалості процесу та отримання інформації про можливість підвищення цієї досконалості є головною метою ексергетичного аналізу холодильних процесів. Отже, для оцінки енергоефективності холодильного обладнання split-кондиціонерів застосовують узагальнений показник енергетичної ефективності, або ексергетичний ККД.

Сучасні split-кондиціонери, які використовують для створення відповідного мікроклімату у невеликих приміщеннях, досягли певного технічного вдосконалення. Для подальшого підвищення ефективності роботи цих кондиціонерів потрібний детальний аналіз їхнього функціонування. Для цього автором розроблений ексергетичний метод аналізу холодильних машин split-кондиціонерів, який є методом термодинамічного дослідження холодильної машини як загалом, так і її окремих частин, щоб отримати повну інформацію про процеси перетворення енергії, які мають місце в таких системах [4, 5]. Результатом аналізу є знаходження ексергетичного ККД процесу загалом та втрат ексергії в окремих елементах технічної системи.

Метою цієї роботи є визначення залежності вхідного та вихідного потоків ексергії холодильних машин split-кондиціонерів від температури зовнішнього повітря. Для цього потрібно встановити:

- вхідний та вихідний потоки ексергії, наприклад, split-кондиціонера "Sanyo" стандартної холодопродуктивності 2020 Вт, за різних робочих зовнішніх температурних умов випробування;
- аналітичну залежність між вхідним та вихідним потоками ексергії вибраного split-кондиціонера "Sanyo" і

температурою зовнішнього повітря.

Ексергетичний ККД η_e одноступеневої парокompресорної хладонової холодильної машини split-кондиціонерів визначали з її ексергетичного балансу для 1 кг/с витрати циркулюючого робочого холодильного агента, який має вигляд:

$$e_{вх} = e_{вхк} + \Sigma d, \text{ кДж/кг, кДж/кг,} \quad \text{дДі}$$

де $e_{вх} = l = e_{вх}^{\text{компр}}$ – вхідний питомий потік ексергії у компресор кондиціонера (питома робота компресора), кДж/кг; $e_{вхк} = e_{вхк}^{\text{вип}}$ – вихідний питомий потік ексергії з випарника кондиціонера, або ексергетична питома холодопродуктивність кондиціонера, кДж/кг; Σd – загальні питомі втрати потоку ексергії у всіх апаратах холодильної машини кондиціонера, кДж/кг.

Виходячи з цього, ексергетичний ККД η_e визначали за рівнянням:

$$\eta_e = \frac{e_{вхк}}{e_{вх}} = 1 - \frac{\Sigma d}{e_{вх}} \quad \text{дДі}$$

Тому, з формули (2) виходить, що ексергетичний ККД η_e холодильних машин split-кондиціонерів зумовлений вихідним $e_{вхк}$ та вхідним $e_{вх}$ питомими потоками ексергії, які у свою чергу залежать від температури навколишнього середовища $t_{вп}$.

Вхідний питомий потік ексергії визначається за формулою

$$e_{вх} = l = \frac{i_2 - i_1}{\eta_{ем}}, \quad \text{дДі}$$

де i_2 та i_1 – питома ентальпія холодильного агента у відповідних точках холодильного процесу (рис. 1, б); $\eta_{ем}$ – електромеханічний ККД компресора.

Абсолютна середня температура повітря на випарнику дорівнює:

$$\bar{T}_c = \frac{t_{c1} + t_{c2}}{2} + 273, \quad \text{дДі}$$

де t_{c1} та t_{c2} – відповідно, початкова та кінцева температура повітря на вході та виході випарника холодильної машини кондиціонера, °С.

Коефіцієнт роботадатності отриманого повітрям холоду на випарнику розраховується за формулою

$$\bar{\tau}_c = \frac{T_{пс}}{T_c} - 1 \quad \text{дДі}$$

Питома кількість ексергії, яка відводиться від випарника кондиціонера у вигляді ексергетичної холодопродуктивності дорівнює

$$e_{вхк} = q_0 \cdot \bar{\tau}_c, \quad \text{дДі}$$

де $q_0 = i_1 - i_4$ – питома холодопродуктивність кондиціонера, кДж/кг (рис. 1, б).

Для проведення досліджень використана розроблена автором програма ексергетичного аналізу холодильної машини split-кондиціонера без ефективного охолодження

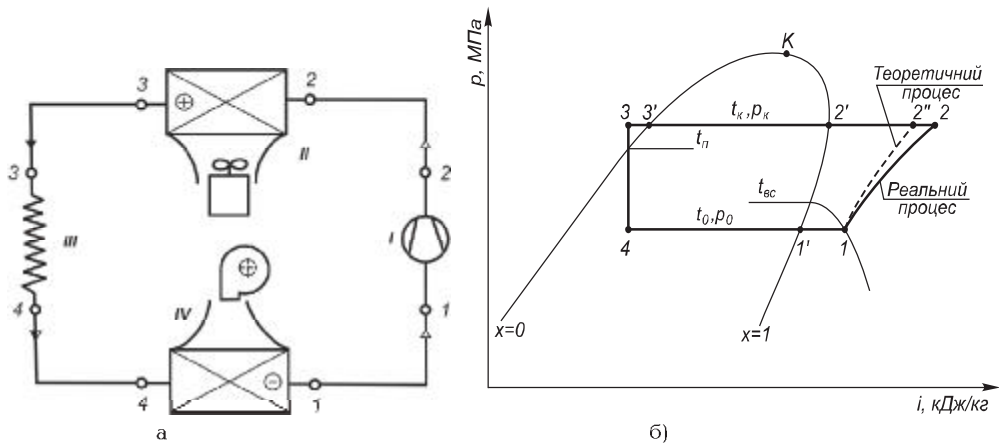


Рис. 1. Принципова схема холодильної машини (а) та побудова процесів її роботи на p,i-діаграмі (б): I – компресор; II – конденсатор; III – капілярна трубка (дросель); IV – випарник

компресора.
Технічні характеристики вибраного для досліджень split-кондиціонера "Sanyo" за стандартних зовнішніх температурних умов $t_{H1} = +35^{\circ}\text{C}$ і $t_{C1} = +27^{\circ}\text{C}$: холодопродуктивність $Q_k^{ст} = 2020$ Вт, споживана потужність $N_{ст}^{ст} = 610$ Вт, кількість конденсату $W_{конд} = 0,9$ л/год і, відповідно, ексергетичний ККД $\eta_e = 0,249$, холодильний агент хладон-22 (R22). Витрати повітря на випарнику $L_{вип}^{ст} = 450$ м³/год і конденсаторі $L_k^{ст} = 1360$ м³/год кондиціонера під час розрахунків зберігали сталими і такими, які встановлені фірмою;

Для встановлення залежності вхідного та вихідного потоків ексергії вибраного кондиціонера від температури навколишнього середовища, яка суттєво впливає на його роботу, прийняли такі умови функціонування кондиціонера: роботу температуру навколишнього середовища $22 \leq t_{H1} \leq 40^{\circ}\text{C}$ (зовнішнього повітря); робочу температуру внутрішнього (рециркуляційного) повітря відповідно до температури навколишнього середовища $20 \leq t_{C1} \leq 29^{\circ}\text{C}$; кінцеву різницю температур у випарнику (внутрішнього повітря на виході з випарника і киплячого холодильного агента) $\Delta t_{вип} = 2,8^{\circ}\text{C}$; кінцеву різницю температур у конденсаторі (холодильного агента, який конденсується, і зовнішнього повітря на виході з конденсатора) $\Delta t_k = 4,2^{\circ}\text{C}$; різницю температур перегрівання у випарнику $\Delta t_{пергр} = 6^{\circ}\text{C}$; різницю температур переохолодження у конденсаторі $\Delta t_{перох} = 5^{\circ}\text{C}$; адиабатичний (індикаторний) ККД компресора $\eta_i = 0,8$; електромеханічний ККД компресора $\eta_{ем} = 0,9$; принципова схема холодильної установки (рис. 1, а).

Отримані результати наведені у таблиці (жирно зазначені технічні характеристики кондиціонера за стандартних умов) та зображені графічно на рис. 2 і 3.

Залежність вхідного питомого потоку ексергії у компресорі вибраного кондиціонера від температури навколишнього середовища $22 \leq t_{H1} \leq 40^{\circ}\text{C}$ апроксимована формулою

$$e_{вх} = 0,43 \cdot t_{H1} + 13,7, \quad \text{б}^{\circ}\text{Г}$$

а залежність вихідного питомого потоку ексергії з випарника, відповідно, формулою

$$e_{вих} = 0,26 \cdot t_{H1} - 2,0, \quad \text{б}^{\circ}\text{Г}$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (7) становить 0,4%, а за формулою (8) – 5,2%.

Таблиця 1. Вхідний і вихідний питомі потоки ексергії та ексергетичний ККД split-кондиціонера "Sanyo" залежно від температури зовнішнього повітря

t_{H1} °C	t_{C1} °C	$Q_k^{роб}$ Вт	η_e	$e_{вх}$ кДж/кг	$e_{вих}$ кДж/кг
35	27	2020	0,249	28,8	7,17
22	20	2050	0,166	23,2	3,85
25	22	2071	0,185	24,5	4,52
28	24	2091	0,201	25,7	5,16
31	26	2111	0,214	26,9	5,76
34	27	2060	0,238	28,2	6,73
37	28	2010	0,258	29,6	7,66
40	29	1959	0,274	31,0	8,50

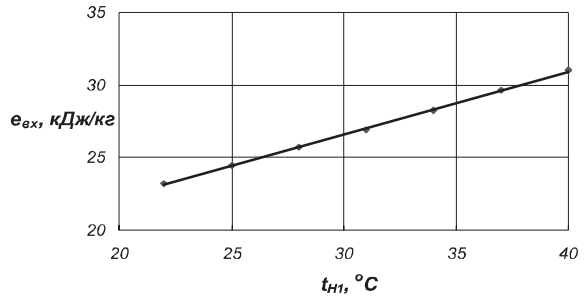


Рис. 2. Залежність вхідного питомого потоку ексергії у компресорі $e_{вх}$ від температури навколишнього середовища t_{H1}

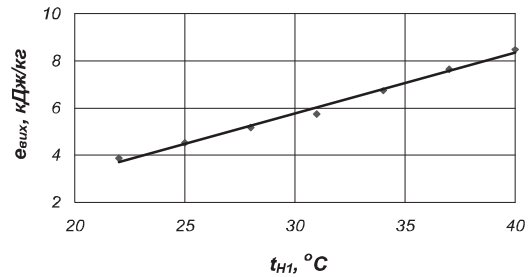


Рис. 3. Залежність вихідного питомого потоку ексергії з випарника $e_{вих}$ від температури навколишнього середовища t_{H1}

Висновок. Зростання температури зовнішнього повітря від 22 до 40^oC призводить до зростання вхідного питомого потоку ексергії у компресорі вибраного кондиціонера від 23,2 до 31,0 кДж/кг, а вихідного питомого потоку ексергії з випарника – від 3,85 до 8,50 кДж/кг, тобто в 2,21 рази. Аналіз роботи холодильної машини split-кондиціонера у робочому режимі показав, що максимальні значення ексергетичного ККД в неї є за високих температур навколишнього середовища і, відповідно, за незначно нарощеного вхідного питомого потоку ексергії у компресорі і значно нарощеного вихідного питомого потоку ексергії з випарника. Тому з точки зору ексергетичного аналізу застосовувати вибраний split-кондиціонер стандартної холодопродуктивності 2020 Вт для забезпечення мікроклімату в приміщенні охладніше з вищим ексергетичним ККД $\eta_e \geq 0,214$ за температур навколишнього середовища $t_{H1} \geq 31^{\circ}\text{C}$ та, відповідно, за вхідного питомого потоку ексергії у компресорі кондиціонера $e_{вх} \geq 26,9$ кДж/кг і вихідного питомого потоку ексергії з випарника $e_{вих} \geq 5,76$ кДж/кг.

Список літератури:

1. Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. пособие для вузов. - 2-е изд., перераб. / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. - М.: Энергоиздат, 1981. - 320 с.
2. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петеля. - М.: Энергия, 1968. - 280 с.
3. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / [В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др.]; под ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского; Ин-т технической теплофизики АН УССР. - Киев: Наук. думка, 1991. - 360 с.
4. Лабай В.И. Эксергетичний аналіз місцевих автономних кондиціонерів / В.И. Лабай, О.В. Омельчук // Науковий вісник: зб. наук.-техн. праць. - Львів: НЛТУ України, 2005. - Вип. 15.3. - С. 262-266.
5. Лабай В.И. Термодинамічні основи знаходження ексергетичного ККД холодильних машин split-кондиціонерів / В.И. Лабай, Й.С. Мисак // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія». - Одеса: ОДАХ, 2010. - № 5 (127). - С. 15-19.

Вплив на повітряне середовище поквартирних систем теплопостачання



Шовкалюк М. М., асистент, кафедра теплотехніки та енергозбереження ІЕЕ НТУУ «КПІ»
Шовкалюк Ю. В., асистент, кафедра теоретичної та промислової теплотехніки ТЕФ НТУУ «КПІ»

У статті розглянуто актуальну проблему впливу на навколишнє повітряне середовище впровадження поквартирної системи опалення багатоповерхової будівлі, що проектується, в умовах існуючої забудови центральної частини міста, наведено результати розрахунків екологічних показників.

В статье рассмотрена актуальная проблема воздействия на окружающую среду введения поквартирной системы отопления проектируемого многоэтажного строения в условиях действующей застройки центральной части города, приведены результаты подсчета экологических показателей.

In article the actual problem of influence on environment of introduction of doortodoor system of heating of a projected many-storeyed structure in the conditions of operating building of the central part of a city is considered, results of calculation of ecological indicators are presented.

Активному застосуванню децентралізованих джерел енергії сприяло незадоволення споживачів якістю послуг від теплопостачальних організацій, а також поява на ринку великої кількості сучасного котельного обладнання з можливістю місцевого регулювання, а також те, що часто відсутні вільні потужності існуючих джерел і нерозвинені інженерні мережі. Рішення про застосування автономного теплопостачання повинне прийматися в кожному конкретному випадку з міркувань доцільності на основі техніко-економічних обґрунтувань і порівнянь екологічних показників, що визначають вплив джерел викидів на навколишнє середовище.

Ефективні системи очистки та розсіювання продуктів згорання, нейтралізація шкідливих викидів та стоків економічно доцільні та технічно можливі тільки на потужних централізованих джерелах, де встановлюються великі одиничні потужності основного енергетичного устаткування, що дозволяє більш ефективно впроваджувати природоохоронні заходи (рециркуляція димових газів, двоступеневе спалювання). Спеціалісти стверджують [1], що можливості зниження викидів у атмосферу складають 45-50%, а парникових газів - до 20%.

Натомість у централізованих котельнях у порівнянні з автономними джерелами при однакових теплових навантаженнях відбувається підвищення витрат теплоти у зв'язку з втратами при транспортуванні в тепломережах, які складають іноді до 25% та вище, що викликає необхідність у підвищенні об'ємів палива. Це призводить до збільшення валових викидів забруднюючих речовин в атмосферу [2]. При організації системи поквартирного теплопостачання основною екологічною проблемою є димовидалення з приміщень, тому така система не повинна застосовуватися в будівлі, що спроектована для централізованого постачання теплоти [3]. У секційних будівлях на кожную секцію

потрібно встановлювати декілька димових труб чи пакет з димових труб, по потребує конкретних інженерних рішень на стадії проектування будівлі [4]. Потужність поквартирних теплогенераторів (в основному двоконтурних) підбирають за піковим навантаженням, що часто обумовлює його роботу в режимі «включено-виключено», тому димохід в таких випадках повинен бути газошільним та вологостійким. При будівництві дахових котелень ці питання вирішуються простіше [5]. Автономні та поквартирні джерела мають розсереджений в житловому районі викид продуктів згорання при відносно низькій висоті димових труб, що може впливати на екологічну обстановку.

Метою статті буде оцінка впливу на навколишнє повітряне середовище впровадження поквартирного теплопостачання житлового будинку, що проектується, безпосередньо в існуючій забудові міста.

Екологічні аспекти вибору систем теплопостачання

При виборі оптимального варіанту джерела теплової енергії приймаються до уваги наступні фактори: технологічні — покриття заданих теплових навантажень із забезпеченням резервування основного устаткування, надійності теплопостачання; екологічні — забезпечення мінімальних потужностей джерел викидів, мінімальних валових викидів та концентрацій забруднюючих речовин в приземному прошарку атмосфери. Особлива увага приділяється рівню забруднення оксидами азоту (NOx), як найбільш токсичній речовині; економічні — мінімальна вартість основного устаткування. Як вже було зазначено, в даній роботі розглянемо екологічні аспекти вибору системи опалення. Основними критеріями, що визначають ступінь негативного впливу джерел теплопостачання на навколишнє середовище, є потужність джерела викидів (г/с), питомий

викид забруднюючих речовин (г/Ткал) та загальна кількість забруднюючих речовин, що викидаються в атмосферу за рік, тобто величина річних валових викидів (т/рік). У загальному випадку рівень забруднення приземного шару атмосфери є функцією потужності викидів, обсягів продуктів згорання, висоти димової труби, кліматичних та географічних умов [6]:

$$C_{\mu} = f(A, M, F, H, V) \quad (5)$$

де А - коефіцієнт стратифікації;

М - потужність викидів, г/с;

F - коефіцієнт осідання;

H - висота димової труби, м;

V - обсяг продуктів згорання.

Регульованими параметрами є потужність викидів М (г/с) і висота димової труби Н (м).

Зниження рівня забруднення приземного шару атмосфери може бути досягнуто двома способами:

1-й спосіб (активний) дозволяє скорочення потужності і кількості викидів від джерела при збереженні номінальної продуктивності за рахунок застосування ефективних малотоксичних палинкових пристроїв, конструкцій котлів, або більш досконалих схем та технологій очистки.

2-й спосіб допускає зниження рівня забруднення за рахунок підвищення висоти димових труб. Незважаючи на те, що цей спосіб є ефективним, він застосовується у випадку, якщо вичерпані активні методи зниження викидів в атмосферу. Цей спосіб прийнято називати пасивним, тому що при загальному зниженні рівня забруднень потужність та річні валові викиди залишаються без змін.

З екологічної точки зору явні переваги мають централізовані джерела теплопостачання, тому що продукти згорання в цьому випадку віддаляються через високі димові труби, що забезпечують розсіювання забруднюючих речовин у приземному шарі атмосфери до значень концентрацій нижче гранично дозованих. Істотними недоліками систем централізованого теплопостачання є високі капіталовкладення в будівництво й експлуатацію теплових мереж, наявність значних теплових втрат і підвищених витрат електроенергії на перекачування води в теплових мережах, що врешті рещт призводить до невиправданої витрати палива і, відповідно, утворення додаткових викидів забруднюючих речовин.

У автономних, децентралізованих джерелах теплопостачання, включаючи і поквартирні, масові викиди шкідливих речовин набагато менші, ніж у великих промислових чи енергетичних котлів, але при низькій висоті димових труб різко погіршуються умови розсіювання. Тому концентрації або питомі викиди CO та NOx є важливими характеристиками, які повинні враховуватися при виборі системи теплопостачання, до того ж невеликі котельні розташовані як правило, поблизу житлової зони, і це здійснює негативний вплив на екологічну обстановку міста.

Ступінь екологічної безпеки котла характеризується величиною концентрації забруднюючих речовин у димових газах С, мг/м³ при теоретичних умовах згорання палива (α=1). Ця величина називається основною або універсальною екологічною характеристикою і залежить від конструктивних особливостей котла, палинкових пристроїв, а також умов згорання палива.

Основна екологічна характеристика використовується при виборі котлів на стадії проектування як рівноцінна з іншими параметрами, такими, як продуктивність, тиск, температура та ін. На жаль, вітчизняні та закордонні виробники в паспортах котлів малої потужності екологічні характеристики, як правило, не наводять.

Нормативна потужність викидів забруднюючих речовин Мн, г/с визначається як добуток значення екологічної характеристики на витрату продуктів згорання при

номінальній тепловій потужності котла [7]

$$M_n = C_n \cdot V \quad (6)$$

Умовою екологічної безпеки [8] є:

$$C_{\mu} + C_{\phi} \leq ГДК, \quad (7)$$

де: C_{μ} , мг/м³ – внесок джерела в рівень забруднень,

C_{ϕ} , мг/м³ – рівень фонових забруднень повітряного басейну на розглянутій території,

ГДК, мг/м³ - установлена гранично дозволена концентрація забруднюючої речовини.

Екологічна безпека забезпечується встановленням гранично-дозволених викидів (ГДВ) забруднюючих речовин, значення яких повинні бути нижче нормативних:

$$ГДВ \leq M_n \quad (8)$$

а при високих рівнях фонових забруднень ГДВ повинні бути значно нижче нормативної потужності викидів Мн, тобто

$$ГДВ \ll M_n \quad (9)$$

Оцінка прогнозного (розрахункового) рівня забруднення атмосферного повітря проводиться шляхом співставлення показника забруднення (ПЗ) однієї речовиною або сумарного показника забруднення (СПЗ) сумішшю речовин з показником гранично допустимого забруднення (ГДЗ). Допустимим визначається рівень, що не перевищує ГДЗ.

Показник фактичного або прогнозного забруднення атмосферного повітря на кордоні санітарно-захисної зони однією речовиною розраховується за формулою:

$$ПЗ = \frac{C}{ГДК} \cdot 100\% \quad (10)$$

де С – фактична або прогнозна концентрація конкретної речовини, мг/м³.

Основні технічні рішення та розрахунки екологічного впливу поквартирного теплопостачання житлової будівлі, що проектується

Об'єктом дослідження буде односекційний 10-поверховий багатоквартирний житловий будинок з нежитловими приміщеннями, побудований в одному з міст-супутників міста Києва на ділянці площею 0,4 га. Ділянка розташована на території міської забудови та межує з сусідніми житловими будівлями. Кількість мешканців – 140 осіб. На території розташована зона автостоянки на 6 машиномісць.

В будівлі встановлюються поквартирні котли згідно теплових навантажень споживачів. Для зниження викидів забруднюючих речовин і негативного впливу на стан навколишнього середовища передбачається застосування котлів, паливних яких мають високі екологічні характеристики. В кухнях запроєктовані димові та вентиляційні канали, квартирки у вікнах.

Джерела викидів – вентиляційні труби від поквартирних котлів (спалювання природного газу) та автостоянка (в'їзд та виїзд автомобілів, розігрів двигунів).

Від котлів, що працюють на газовому паливі, в атмосферне повітря виділяються: оксид вуглецю; діоксид азоту; оксид азоту; вуглекислий газ; ртуть; оксид діазоту; метан. Для зниження викидів забруднюючих речовин в атмосферне повітря необхідним є проведення режимної наладки котлів. При роботі устаткування виявляється незначний акустичний вплив у межах встановлених нормативів.

Забруднення приземного атмосферного повітря від відкритих автостоянок відбувається наступними шкідливими речовинами: діоксид азоту, оксид вуглецю, вуглеводні граничні С12-С19.

Кліматологічні дані, використані при розрахунках: температура повітря прийнята для найбільш теплого місяця - 25,6 оС (липень). Повторення напрямків вітру і штилів за рік: північ - 11%, північ-Схід - 10%, схід - 11%, південь-схід - 12%, південь - 9%, південь-захід - 11%, захід - 20%, північ-Захід - 16%. Коефіцієнт, залежний від температурної стратифікації атмосфери А=180, коефіцієнт рельєфу місцевості ПВ пі

Таблиця 1.

№ джерела	Найменування джерела	Параметри		Характеристика пилоповітряної суміші			Забруднюючі речовини		Потужність викиду	
		Висота, м	h _{іам} , м	об'єм, м ³ /год	швид.	темп.	код	назва	г/с	т/рік
1	2	3	δ	s	~	A	10	11	12	13
1÷6	Вент. труби	32,4	0,3	0,142	2,0	116	301	NM ₀	0,0072	0,032
							304	NM	0,00117	0,0052
							337	LM	0,005	0,025
s	Авто- стоянка	2				25,6	301	NM ₀	0,00007	0,00162
							337	LM	0,00409	0,00883
							2754	CH	0,00063	0,00135

Поквартирні газові котли як джерела викидів

Джерелом теплопостачання є індивідуальні газові двоконтурні котли фірми „Ferolli”, Італія, потужністю 24 кВт кожний, з закритою камерою згорання, що розміщені на кухні кожної квартири. Теплоносієм є вода з параметрами t_н = 80°C; t_г = 60 °С. ККД котлів η = 0,93і

Опалення технічних приміщень та сходової клітини передбачається від електричних конвекторів. Вентиляція приміщень житлового будинку - припливно-витяжна із природним спонуканням.

Викид димових газів та приплив повітря для горіння здійснюється через загальний димохід, внутрішній розмір шахти для припливу повітря – 450х450мм, діаметр димовідної труби – 300мм. Всього 6 квартир на поверсі, викиди продуктів згорання від квартир, що знаходяться одна над одною, об'єднуються та виводяться через 6 димових вентиляційних каналів на відмітку + 32,4. Схема розташування будинку з нанесенням джерел викидів наведена на рис. 1.

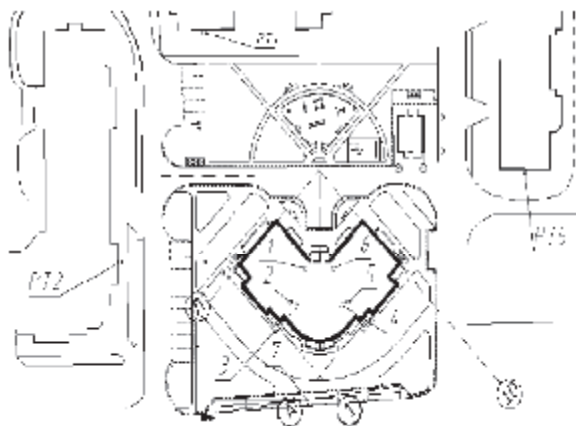


Рис. 1. Схема розташування будинку з нанесеними джерелами викидів

Витрата газу на квартиру становить: 1,2 + 2,42 = 3,62 м³/год, де 1,2 м³/год – норма витрати газовою плитою в кожній квартирі, 2,42 м³/год – норма витрати двоконтурним опаловальним приладом (24 кВт) у кожній квартирі.

Річна потреба в газі на опалення квартир та приготування гарячої води - 199,94 тис.м³/рік (111 м³/годину).

Екологічні характеристики котлів (при O₂B до її CO – 80 мг/кВт-год, d Z_m-141 мг/кВт-год.

Параметри джерел викидів забруднюючих речовин наведено в табл. 1.

Розрахунок потужності джерел викидів та річних валових викидів від котельні проводився за затвердженою методикою [7].

Розрахунки розсіювання в приземному прошарку

атмосфери виконані на ПК по затвердженій програмі „ЕОА-ПЛАЮС”, яка реалізує методику ОНД-86 [6].

Приземні концентрації визначені для розрахункового прямокутника 2000х2000 м у вузлах сітки з кроком 100 м. Точка відрахунку системи координат прийнята x = 1000, y = 1000. Результати розрахунків розсіювання, отримані за допомогою програмного забезпечення по речовині «301-діоксид азоту» наведено на рис. 2, по всім джерелам викидів наведено у таблиці 2.

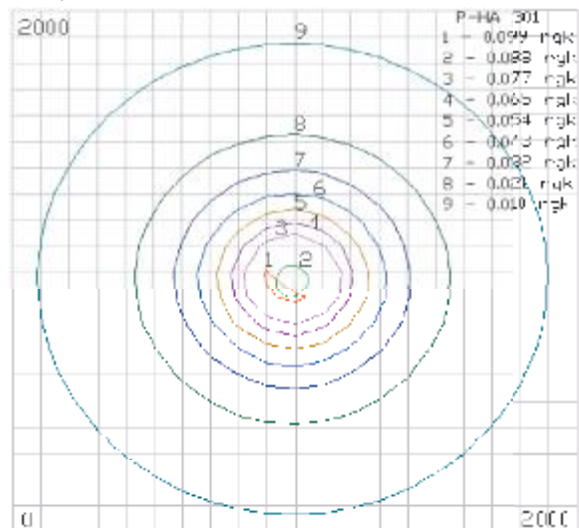


Рис. 2. Результати розрахунків розсіювання (в долях ГДК) по програмі „ЕОА-ПЛАЮС” по діоксиду азоту

Таблиця 2.

№ п/п	Найменування речовини	Розрахункова максимальна приземна концентрація		Джерела, які дають найбільший вклад в макс. концентрацію	
		мг/м ³	доли ГДК	№ джерела	% внеску
1	2	3	δ	δ]]
1	ніоксид азоту	0,0085	0,1	1	16,43
2	Оксид азоту	0,00136	0,0034	2	17,03
3	Оксид вуглецю	0,0365	0,0073	s	-]]
δ	Вуглеводні граничні	0,0049	0,0049	s	100

Як показали розрахунки, усі забруднюючі речовини створюють на території розсіювання навколоземні концентрації набагато нижче дозованих.

Таблиця 3

f марка автомобіля	Кількість	f марка палива	Норма витрати л/100км	f аса викидів CO		f аса викидів CH		f аса викидів NOx	
				г/с	т/рік	г/с	т/рік	г/с	т/рік
Легкові	6	Бензин	10	0,00385	0,00831	0,00048	0,00104		
Легкові	2	hх	A	0,00024	0,00052	0,00014	0,00031	0,00007	0,00162
Разом]]			0,00409	0,00883	0,00063	0,00135	0,00007	0,00162

Проведено розрахунки приземних концентрацій у п'яти контрольних точках (на рівні верхніх поверхів сусідніх житлових будинків: трьох 5-поверхових, та двох 9-поверхових). Максимальні концентрації в розрахункових точках становлять менше 0,1 ГДК.

Оцінку стану повітряного басейну для існуючого становища можна зробити на основі даних по фоновим концентраціях забруднюючих речовин. За відсутності даних допускається приймати їх у розмірі 30% від ГДК: діоксид азоту NO₂ - 0,0255 мг/м³, оксид азоту - 0,12 мг/м³, оксид вуглецю CO - 1,5 мг/м³.

Рівень забруднення викидами забруднюючих речовин від житлового будинку з автостоянкою є допустимим, а ступінь небезпечності – безпечний (підстава: пункт 8.16 [8]). Згідно розрахунків максимальний рівень забруднення діоксидом азоту не перевищує 0,1ГДК, оксидом азоту - не перевищує 0,0034 ГДК, оксидом вуглецю - 0,0073 ГДК, вуглеводнями граничними 0,0049 ГДК.

Оцінка прогнозного (розрахункового) рівня забруднення атмосферного повітря проведена шляхом співставлення сумарного показника забруднення (ПЗ) сумішшю речовин з показником гранично допустимого забруднення (ГДЗ). Рівень забруднення викидами від житлового будинку, який проектується, є допустимим, а ступінь небезпечності – безпечним.

Таким чином, викиди забруднюючих речовин суттєво не впливають на погіршення екологічної ситуації в районі розміщення житлового будинку з поквартирним опаленням.

Автостоянка як джерело викидів

протягом доби спостерігаються два типи інтенсивних циклів роботи двигуна на холостому русі при заведенні, розігріві та маневруванні автомобілів на території стоянки при виїзді та в'їзді на територію автостоянки. Розрахунок маси викиду в г/сек. За вказаний цикл розраховується за формулою [9]:

$$G_i = 1,3 \cdot Q \cdot \rho \cdot \Pi$$

де 1,3 - коефіцієнт, який враховує середню швидкість руху автомобіля в міських умовах, долю витрати палива при роботі в режимі холостого руху в циклі міського руху і перерахунок кг/годину в г/сек.; Q - нормативна витрата пального автомобіля на 1 км дороги; ρ - густина палива (кг/л) для бензину – 0,74, дизпалива – 0,825; Π – безрозмірний коефіцієнт, який характеризує відношення маси забруднюючих речовин, які виділилися до маси спалюваного палива.

Максимальний разовий викид забруднюючої речовини в г/сек від джерела визначається за формулою:

$$M_{вр} = G \cdot A \cdot a \cdot \frac{t_x}{t_y}$$

де A – кількість автомобілів даної марки; a=0,3 – коефіцієнт виходу автомобілів; t_x=480 – тривалість виходу, хвилин; t_y=20 – час усереднення інтервалу, хвилин.

Середньодобовий валовий викид i-ї речовини автомобілями по маркам визначається формулою:

$$M_{вр} = G \cdot A \cdot a \cdot r \cdot 1000_i$$

де r – середньодобовий час роботи двигуна на добовий цикл виходу автомобіля на лінію і повернення в парк (t₁+t₂=5+1=6 хв=360 сек.)

Річний валовий викид визначається, враховуючи фонд робочого часу T=250 діб. Викиди свинцю відсутні, так як бензин використовується неетилований.

Результати розрахунків наведено в табл. 3.

Висновки:

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок, що організація відведення димових газів від індивідуальних поквартирних котлів через вентиляційні канали є достатньою для розсіювання шкідливих речовин із забезпеченням мінімальних приземних концентрацій забруднюючих речовин в приземному прошарку атмосфери району розташування житлового будинку. В розрахунках впливу на повітряне середовище також врахована автостоянка, що є джерелом викидів шкідливих речовин в атмосферу.

Список літератури

1. Г.Б. Варламов, Г.М. Любчик, В.А. Маляренко. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії. Підручник. - К.: ТВЦ Видавництва «Політехніка», 2003. - 232 с.: іл.
2. В. І. Дешко, М. М. Шовкалюк, Т. М. Кудрицька, Ю. В. Хоренженко. Ефективність систем теплотостачання на регіональному рівні / Енергетика та електрифікація. - 2006. - № 10. - с. 8-13.
3. П. А. Хаванов. Автономная система теплоснабжения - альтернатива или шаг назад? // АВОК. - 2004. - №1. - С. 34-37.
- 4 СНиП II-35-76 «Котельні установки. Норми проектування» із змінами.
5. Рекомендації по проектуванню дахових, вбудованих і прибудованих котельних установок, працюючих на природному газі.
6. ОНД-86 Методика розрахунків концентрацій в атмосферному повітрі шкідливих речовин, які містяться в викидах підприємств - Л.: Держкомгідромет, 1987.
7. ІКД 34.02.305-2002. «Викиди забруднювальних речовин в атмосферу від енергетичних установок. Методика визначення» 2002 р.
8. ДСП-201-97. Державні санітарні правила охорони атмосферного повітря населених місць.
9. РД 238-УРСР «Установлення допустимих викидів шкідливих речовин в атмосферу підприємствами Мінтрансу України».

Оцінка технічного стану сталевих підземних газопроводів з врахуванням впливу блукаючих струмів на інтенсивність електрохімічної корозії



Ратушняк Г.С., ктн., проф,
Ободянська О. І. аспірант каф. ТП
Вінницький національний технічний університет

Проведено оцінку технічного стану сталевих підземних газопроводів прокладених у м. Вінниці з врахуванням впливу блукаючих струмів на інтенсивність протікання електрохімічної корозії.

Проведена оценка технического состояния стального подземного газопровода проложенного в г. Виннице с учетом влияния блуждающих токов на интенсивность протекания электрохимической коррозии.

The estimation of the technical state of steel underground gas pipeline is conducted laid in Vinnytsya taking into account influence of wandering currents on intensity of flowing of electrochemical corrosion.

Загальна протяжність газотранспортної системи України складає 37,1 тис. км, зокрема магістральних газопроводів – 22,2 тис. км та газопроводів-відгалужень – 14,4 тис. км, більшість з яких сталеві [1]. Пошкодження споруд елементів системи газопостачання може стати причиною пожеж, вибухів, виходу з ладу та пошкодження обладнання. В містах значна частина підземних сталевих газопроводів розташована поряд з транспортними мережами міського електротранспорту, електрифікованими залізничними коліями, а отже перебуває під впливом блукаючих струмів та потребує постійного захисту від електрохімічної корозії. Забезпечення надійної і безпечної роботи підземних металевих газопроводів і запобігання їх руйнуванню унаслідок корозії досягається за рахунок реалізації комплексу організаційно-технологічних та технічних заходів, які розробляються за результатами дослідження впливу блукаючих струмів на підземні металеві конструкції при різних умовах.

Метою даної статті є оцінка технічного стану сталевих підземних трубопроводів в газорозподільній мережі міста з врахуванням впливу блукаючих струмів на інтенсивність протікання електрохімічної корозії. Небезпека ґрунтової корозії підземних сталевих газопроводів, яка зменшує тривалість їх експлуатації, визначається трьома показниками: питомим електричним опором ґрунту, втратами маси зразків і густиною поляризуючого струму

Основним показником, що визначає небезпеку корозії сталевих підземних газопроводів під дією змінного струму електрифікованого транспорту, є зсув різниці потенціалів між газопроводом і землею в негативну сторону не менше ніж на 10мВ в порівнянні із стандартним потенціалом газопроводу [2]. З метою оцінювання та прогнозування технічного стану та розроблення організаційно-технологічних та технічних заходів протикорозійного захисту підземних сталевих газопроводів корозійні вимірювання необхідно здійснювати при проектуванні, будівництві та

експлуатації. За результатами аналізу вимірювання поляризаційних потенціалів на підземних сталевих газопроводах визначають ступінь корозійності та передбачають заходи та засоби із забезпечення надійної роботи газової мережі.

Оцінка технічного стану газопроводу з врахуванням впливу блукаючих струмів на інтенсивність корозії виконана нами на основі експериментальних досліджень. Визначення поляризаційного потенціалу між підземним газопроводом і землею полягає у вимірюванні поляризаційного потенціалу між підземним газопроводом і землею за допомогою переносного мідносульфатного електроду порівняння. Поляризаційні потенціали вимірювались на всій контрольованій ділянці в момент одночасного вимкнення установок катодного захисту, що поляризують зазначену ділянку підземного газопроводу. Синхронне вимкнення установок катодного захисту і вмикання для вимірювань приладу «ПРИМА-2000» здійснювалось за допомогою супутникового зв'язку (GPS).

Вимірювання захисного потенціалу здійснювалось у такій послідовності:

1. Відключити всі установки катодного захисту, що здійснюють поляризацію досліджуваної ділянки газопроводу.
2. Вимірювач (рис. 1) і переривачі струму програмуються на однакові режими роботи.
3. На установки катодного захисту підключити переривачі струму, дотримуючись полярності.
4. Встановити антену переривача для приймання сигналів від супутників зв'язку GPS. Установки катодного захисту перемикнути у ручний режим керування, встановити середню величину захисного струму і ввімкнути її.
5. Приєднати антену GPS та переносний мідно-сульфатний електрод порівняння. При вимірюванні електрод порівняння встановити на мінімальній відстані від осі газопроводу.
6. Клему 5 (рис. 1) приладу приєднують до контрольно-вимірального пункту газопроводу.
7. При натисканні на кнопку 8 (рис. 1) на індикаторі

приладу з'являється напис «Вимірювання». Протягом найближчого циклу вимкнення здійснюється вимірювання сумарного і поляризаційного потенціалу з індикацією у цифровому вигляді.

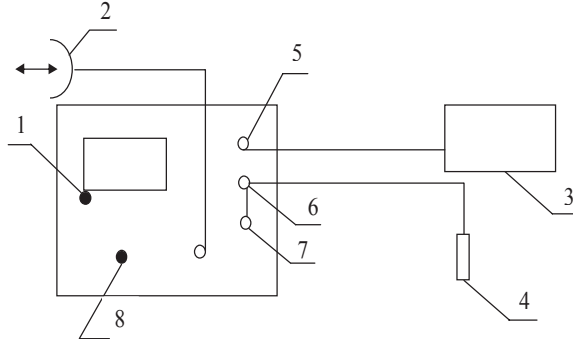


Рис. 1. Схема вимірювання поляризаційних потенціалів за допомогою приладу «Прима-2000»: 1 – вимірювач «Прима-2000»; 2 – антена GPS; 3 – контрольно-вимірювальний пункт; 4 – мідносольфатний електрод порівняння; 5 – клемма «Канал 1»; 6 – клемма «Загальний»; 7 – клемма «Канал 2»; 8 – кнопка «Вимірювання»

Для проведення експерименту вибрана ділянка підземного металевого газопроводу, прокладеного в м. Вінниця по вул. Некрасова в 1965 р. та введеного в експлуатацію 1966 р. в сухих суглинках на глибині 1,1 м. Газопровід (зовнішній діаметр 159 мм, товщина стінки 4,5 мм) довжиною 188,5 м, виготовлений із сталі з антикорозійною бітумною ізоляцією, і в ньому транспортується газ середнього тиску. Газопровід прокладено під полотном трамвайної колії у футлярі довжиною 8 м діаметром 325x8 мм із сталеві труби з діелектричними прокладками. Напруга контактної мережі становить 600 В. Повздовжній профіль траси газопроводу наведено на рис. 2.

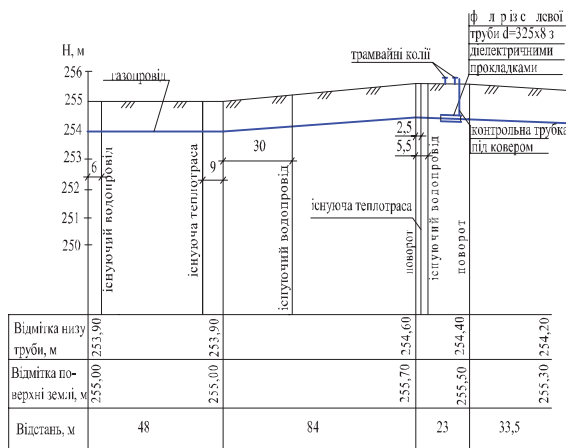


Рис. 2. Повздовжній профіль експериментальної ділянки траси газопроводу

Результати експериментальних вимірювань різниці потенціалів на газопроводі були виведені на комп'ютер у вигляді графіків і таблиць, що дозволило одержати точну і досить повну картину стану електрохімічного захисту на газопроводі, створити базу даних обстеження об'єкта для ефективного планування організаційно-технологічних та технічних заходів по захисту від корозії. За результатами вимірювання одержано графічну залежність зміни різниці потенціалів в часі в зонах впливу блукаючих струмів (рис. 3). Аналізуючи отримані значення зміни потенціалів на газопроводі, можна визначити наявність блукаючих струмів під впливом електрифікованих трамвайних колій.

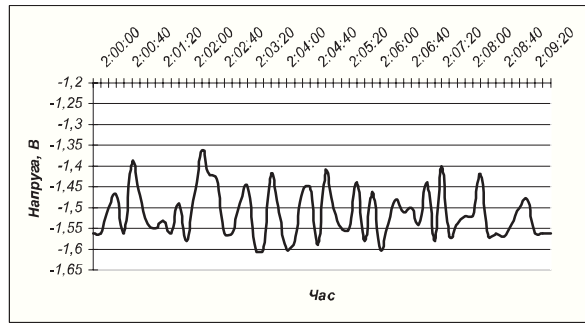


Рис. 3. Залежність зміни різниці потенціалів в часі в зонах впливу блукаючих струмів на газопроводі

Для підтвердження впливу блукаючих струмів на підземний сталевий газопровід визначено зміщення різниці потенціалів між газопроводом (рис. 2) та електродом порівняння (рис. 1). Наявність блукаючих струмів унеможливає визначення стаціонарного потенціалу E_c , тому його значення прийнято рівним мінус 0,7 В [2] щодо мідносольфатного електроду порівняння. При позитивних значеннях зміщення потенціалів, тобто $\Delta E > 0$, спостерігається анодна зона (зона електрохімічної корозії газопроводу), а при негативних значеннях, тобто $\Delta E < 0$ – катодна зона (зона захисту від корозії).

Максимальним зміщенням потенціалу ΔE_{\max} є різниця між максимальним вимірним миттєвим потенціалом ($E_{\text{вим, max}}$) (рис. 3) і стаціонарним потенціалом газопроводу (E_c), обчисленим за формулою

$$\Delta E_{\max} = E_{\text{вим, max}} - E_c = -1,60 - 0,70 = -2,3 \text{ В.} \quad \text{дд}$$

Мінімальне зміщення потенціалу (ΔE_{\min}) – це різниця між мінімальним вимірним миттєвим потенціалом ($E_{\text{вим, min}}$) (рис. 3) і стаціонарним потенціалом газопроводу, обчисленим за формулою:

$$\Delta E_{\min} = E_{\text{вим, min}} - E_c = -1,36 - 0,7 = -2,06 \text{ В.} \quad \text{дд}$$

Для перевірки впливу дії блукаючих струмів на газопровід визначено різницю між $E_{\text{вим, max}}$ та $E_{\text{вим, min}}$. Дана величина становить 0,24В, що перевищує допустиму норму, яка рівна 0,04В [2]. Це є підтвердженням негативної дії блукаючих струмів від трамвайних колій на сталевий газопровід. В зв'язку з цим, для забезпечення надійності функціонування системи газопостачання та продовження терміну експлуатації сталевих газопроводів необхідно розробити відповідні організаційно-технологічні та технічні заходи.

Висновки

Для зменшення електрокорозії підземного сталевого газопроводу від впливу блукаючих струмів рекомендуються такі організаційно-технологічні та технічні заходи [3]: укладання рейок на щелеву основу для збільшення опору між рейками електрифікованого транспорту і землею; просочування шпал електроізоляційними матеріалами; установлювання ізолюючих фланців на потенційних джерелах блукаючих струмів; на фланцевій арматурі газопроводу, що захищається необхідно встановлювати струмопровідні перемички.

Список літератури:

Экзлик Г.И. / Электрохимические методы защиты металлов / Г.И. Экзлик. – Ростов-на-Дону, 2004. – 52 с.
 Система газопостачання. Газопроводи підземні сталеві. Загальні вимоги до захисту від корозії: ДСТУ Б В.2.5-29:2006 – [Чинний від 2006-08-01]. – К.: Мінбуд України 2001. – 88 с. – (Національний стандарт України).
 Ратушняк Г.С. / Модель базиснофакторної оцінки технічного стану системи газопостачання / Г. С. Ратушняк, О. І. Ободяська // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. – 2010. – №1. – с. 125-131.

Геліосистема на основі українських вакуумних сонячних колекторів для гарячого водопостачання котеджів



Рассамакин Б.М.

Хайрнасов С.М.

Рассамакин А.Б.

Елисева Е.И.

Б.М. Рассамакін, канд. техн. наук,
С.М. Хайрнасов, канд. техн. наук,
А.Б. Рассамакін, канд. техн. наук,
Е.І. Елісеєва К.М., Національний технічний університет
України «Київський політехнічний інститут»

У статті розглядаються принципи функціонування геліосистеми з вакуумними сонячними колекторами для гарячого водозабезпечення котеджу. Наведено розрахунок ефективності систем та експериментальні результати темпу нагрівання води в системі гарячого водозабезпечення.

В статье рассматриваются принципы функционирования гелиосистемы с вакуумными солнечными коллекторами для горячего водоснабжения коттеджа. Представлен расчет эффективности систем и экспериментальные результаты темпа нагрева воды в системе горячего водоснабжения.

The article discusses the principles of operation of solar systems with a vacuum solar collectors for hot water cottages. The calculation of the efficiency of systems and experimental results of the rate of heating water in domestic hot water system are presented in the article.

У Національній енергетичній програмі України передбачено, що близько 10% енергетичних потреб країни слід задовольняти за рахунок використання нетрадиційних та відновлювальних джерел енергії у тому числі і за рахунок сонячної енергії [1]. Сонячне випромінювання може бути ефективним джерелом теплової енергії для котеджів і дачних будинків, особливо розташованих далеко від інженерних комунікацій [2].

До цього часу геліосистеми не набули широкого поширення через складність конструкції та високу ціну в порівнянні з традиційними джерелами енергії. Також серед недоліків таких систем були невисока енергоефективність, великі тепловтрати при температурах нижче нуля і низька поглинаюча здатність колектора. На сьогоднішній день сучасні установки на основі вакуумних сонячних колекторів мають додаткові переваги, оскільки енергоефективність їх значно збільшилася особливо при низьких температурах, ударостійка герметична конструкція колектора практично не має тепловтрат, а термін експлуатації може становити більш як 15-20 років [3].

У статті розглядається варіант застосування вакуумних сонячних колекторів у геліосистемі для гарячого водопостачання (ГВП) котеджу. Основне завдання, поставлене авторами, полягало у визначенні ефективності такої геліосистеми і темпу нагрівання води в системі ГВП при різних атмосферних умовах.

У розглянутій геліоустановці застосовуються українські вакуумні сонячні колектори АТТ-Solar [4, 5], які принципово відрізняються від всіх інших конструкцій, присутніх на українському ринку. Основною рисою таких сонячних колекторів, на відміну від зарубіжних, де застосовуються мідні теплові труби, є застосування алюмінієвих теплових труб. Така конструктивна особливість дала можливість підвищити ефективність роботи сонячного колектора на низьких температурах, а також різко знизити підравальний

опір і підвищити надійність теплообмінника сонячного колектора.

Геліоустановка з примусовою циркуляцією теплоносія змонтована на одному з котеджів (рис. 1) у м. Бровари Київської області в 2008 році. Сонячний колектор (СК) виконує роль першої ланки для попереднього підігріву води в системах гарячого водопостачання. Як основне джерело енергії використовується газовий котел.



Рис. 1. Загальний вигляд сонячних колекторів на даху котеджу.

Дана схема була обрана, виходячи з необхідності дооснащення геліосистемою системи ГВП котеджу з газовим котлом.

Таблиця 1. Середнє надходження сонячної радіації на горизонтальну поверхню в Київському регіоні

f місяць	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень	Сума за рік
Qпрямє, кВт*год/м2	5,21	8,74	16,11	27,18	42,17	60,67	72,65	80,42	73,95	53,7	37,2	18,6	717
Qрозс., кВт*год/м2	22,1	32,5	51,2	60,4	71,4	70,8	63,7	46,2	36,5	21,8	16,2	10,4	617
Середня температура зовнішнього повітря, С	-0,1	-4,2	0,7	5,7	15,1	18,2	19,3	18,6	13,9	8,1	2,1	-2,3	8,7

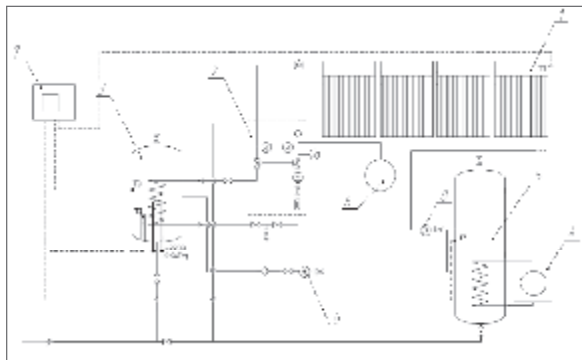


Рис. 2. Принципова схема геліоустановки: 1 – вакуумний сонячний колектор (4 шт.); 2 – насосний модуль; 3 – бойлер геліосистеми; 4 – газовий котел; 5 – бойлер котла; 6 – розширювальний бак; 7 - контролер; 8 – циркуляційний насос

Підчас попадання сонячних променів на поверхню абсорбера вакуумних сонячних колекторів (1) теплота досягає зони випаровування теплової труби (рис. 3) і, за рахунок замкнутого випарно-конденсаційного циклу, передається в її верхню частину (зону конденсації), де переданий тепловою трубою тепловий потік через спеціальний теплообмінник колектора передається теплоносію. Циркуляцію теплоносія забезпечує насосний модуль (2), що складається з циркуляційного насоса, зворотного клапана, двох вимірювачів температури, манометра, витратоміра і вентилів. Насосний модуль забезпечує циркуляцію теплоносія з витратою 3-5 л/хв. Теплоносієм – антифриз, що циркулює по змійовику, та нагріває воду в бойлері геліосистеми (3), далі вода поступає в бойлер газового котла (5), де догрівається до потрібної температури. Крім того, у випадку, якщо вода в бойлері геліосистеми нагрівається вище, ніж в бойлері котла, вмикається система рециркуляції, яка примусово змішує воду і відповідно підвищує температуру води у бойлері газового котла (5). Також при необхідності для додаткового підігріву води в системі використовується електричний нагрівач (ТЕН) потужністю 2200 Вт, який дозволяє догрівати воду до необхідної температури за рахунок електроенергії, наприклад, у випадку повного відключення газового котла у літній період. Автоматичне управління системою забезпечується контролером (7).

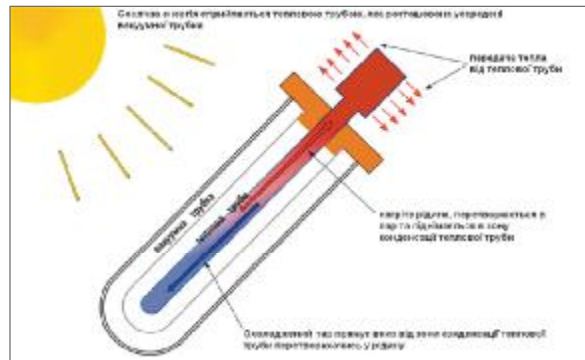


Рис. 3. Схема функціонування вакуумного сонячного колектору ATT-Solar

Запропонована схема розрахована на програмному забезпеченні, наданим швейцарським «Institut für Solartechnik SPF», з урахуванням кліматичних особливостей північних районів України. Підібрано оптимальну кількість колекторних модулів для необхідної витрати гарячої води з урахуванням пікових споживань. Результати розрахунку наведені на рис.4 та у табл. 1.

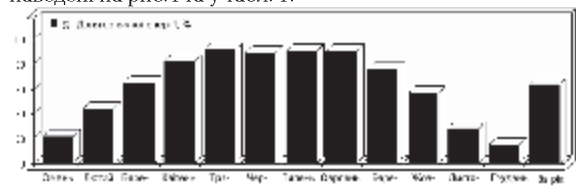


Рис.4. Доля сонячної енергії в загальних витратах на гаряче водопостачання

Загальна кількість сонячного випромінювання: пряме (Qпрямє) та розсіяне (Qрозс.), що приходить на 1 м2 протягом року, становить 1286 кВт*год/м2. Враховуючи те, що геліосистема протягом року працює із середньою ефективністю приблизно 60% (загальний середній ККД системи ≈ 0,6), то система водопостачання з 1 м2 встановлених колекторів отримує близько 771,6 кВт енергії за рік. При цьому, сумарна кількість сонячної енергії, яка йде на нагрівання води в чотирьох колекторах становить 6173 кВт*год. Для того, щоб довести доцільність використання геліосистеми протягом цілого року нижче наведено графік



залежності температури води в системі ГВС від щільності сонячного випромінювання (рис. 5). Важливим показником ефективності функціонування колектора та сонячної водонагрівальної установки відносно є мінімальне значення $E_{пад}$, при якому починається нагрівання води в бойлері.

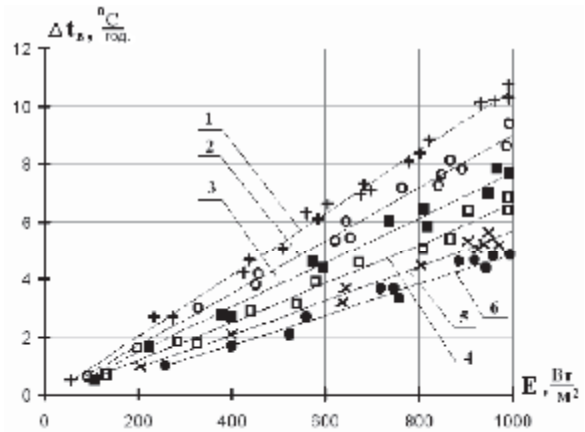


Рис. 5. Залежність перепаду температури води в бойлері від щільності сонячного випромінювання: початкова температура води: x – 10°C, 2 - 20°C, 3 - 30°C, 4 - 40°C, 5 - 50°C, 6 - 60°C

Як це впливає з отриманих експериментальних даних, мінімальна щільність падаючого на колектор сонячного випромінювання $E_{пад}$, за якого він починає функціонувати, залежить від початкової температури води в бойлері та перебуває в діапазоні так званого розсіяного випромінювання (від 60 Вт/м² при початковій температурі води 10°C до 250 Вт/м² при 60°C), тобто колектор «АТТ-Solar» успішно працює навіть за відсутності прямого сонячного випромінювання, що особливо важливо у зимовий, осінній та весняний періоди року.

Висновки

Експлуатація геліосистеми з українськими вакуумними сонячними колекторами для системи ГВП котеджу протягом 2,5 років показала:

- надійність і працездатність її як в цілому так і елементів, зокрема вакуумних сонячних колекторів «АТТ-Solar»;
- доцільність використання вакуумних сонячних колекторів на основі алюмінієвих теплових труб в якості високоефективних пристроїв, що перетворюють сонячну енергію в теплову.

Список літератури:

1. *Стан та перспективи використання альтернативних джерел енергії в Європі.* – 2008 р. О.Ю. Войтюк, М.П. Білозір – 1-2 с.
2. *Безручко К.В., Губин С.В. Автономные наземные энергетические установки на возобновляемых источниках энергии.* – Харьков: ХАИ, 2007. -310 с.
3. *U. Eisker – Solar Technologies for Buildings,* 2003
4. *С.М. Хайрнатов, А.Б. Рассалакин, И.А. Матвейко, В.В. Дубровская, В.И. Шкляр. Исследование работы вакуумного солнечного коллектора АТТ-б15°. 10-а Міжнародна науково-практична конференція „Відновлювальна енергетика ХХІ століття”, Крим, 14-18 вересня, 2009, С. 179-182.*
5. *Б.М. Рассалакин, С.М. Хайрнатов, В.К. Заритов, А.Б. Рассалакин. Солнечная водонагревательная установка с высокоэффективными типами коллекторов на основе алюминиевых тепловых труб // Новая тема. – 2010. – №3 (26). – С. 27-29.*