

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ЕНЕРГОРЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ

Посібник для виконання індивідуальної роботи
при вивченню дисципліни «Енергоефективність та енергоресурсозбереження»
для студентів спеціальності
«Теплогазопостачання і вентиляція» і «Енергетичний менеджмент, енергоефективні
муніципальні, промислові та побутові теплові технології»
всіх форм навчання

КИЇВ 2015

Укладачі: Е.С. Малкін, доктор техн. наук, професор

Коваленко Н.О., аспірант

Лисак О.В., аспірант

Пасічник П.О., аспірант

Погосов О.Г., асистент

Рецензент: А.В. Тимощенко, канд. техн. наук, доцент

Відповідальний за випуск: Е.С. Малкін, доктор техн. наук, професор

Затверджено на засіданні кафедри теплотехніки, протокол № ____ від ____ р.

Енергоефективні будівлі і споруди. Посібник по курсовому проектуванню/ Уклад.: Малкін Е.С., Коваленко Н.О., Лисак О.В., Пасічник П.О., Погосов О.Г. - К.: КНУБА, 2015. – ____ с.

Описано сучасні тенденції в розвитку нетрадиційної та відновлювальної енергетики, окрему увагу приділено використанню вторинних енергетичних ресурсів. Наведено методики та приклади розрахунків сучасних комплексних енергоефективних систем опалення, гарячого водопостачання та вентиляції. Показано методики виконання техніко-економічного обґрунтування систем.

Зміст

Розділ 1.	Основні положення	4
1.1.	Нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії в Україні та світі.....	4
1.2.	Загальна характеристика можливих вторинних енергетичних ресурсів.....	13
Розділ 2.	Зміст дисципліни	19
Розділ 3.	Склад та вимоги до курсового проекту	22
Розділ 4.	Техніко-економічне обґрунтування систем	28
Розділ 5.	Методики та приклади розрахунків.....	29
5.1.	Методика інженерного розрахунку теплових навантажень за укрупненими показниками	29
5.2.	Приклад виконання та методика виконання інженерного розрахунку електрокабельної термоаккумуляційної системи опалення (ЕКСО ТА)	30
5.3.	Методика та приклад розрахунку роторного рекуператора	35
5.4.	Методика та приклад розрахунку пластинчатого рекуператора.....	40
5.5.	Методика та приклад інженерного розрахунку теплообмінника типу «труба в трубі» системи ГВП.....	42
5.6.	Розрахунок системи водяної теплої підлоги	51
5.7.	Методика інженерного розрахунку ґрунтового теплового насосу (ґрунтового колектору та U-подібного зонду).....	56
5.8.	Методика розрахунку сонячних колекторів.....	61
Розділ 6.	Каталоги та допоміжна інформація	64
	Список використаних джерел	66

Розділ 1. Основні положення.

1.1. Нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії .

Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії стали останнім часом одним із важливих критеріїв сталого розвитку світової спільноти. Здійснюється пошук нових і вдосконалення існуючих технологій, виведення їх до економічно ефективного рівня та розширення сфер використання. Головними причинами такої уваги є очікуване вичерпання запасів органічних видів палива, різке зростання їх ціни, недосконалість та низька ефективність технологій їхнього використання, шкідливий вплив на довкілля.

Використання традиційних вуглеводнів шляхом спалювання супроводжується загальними втратами енергії до 80-90% і тому вже на сьогодні розроблено технології електрохімічного їх перетворення, які зменшують втрати до 10 % та є більш екологічно безпечними.

Альтернативна енергетика стає одним із базових напрямів розвитку технологій у світі, разом із інформаційними та нанотехнологіями вона стає важливою складовою нового постіндустріального технологічного укладу.

До НВДЕ відносяться:

гідроелектростанції (великі, середні та малі), геотермальна, сонячна, фотоелектрична та теплова енергія, енергія припливів, хвиль океану, вітру, тверда біомаса, гази з біомаси, рідкі біопалива та відновлюванні муніципальні відходи (ці види енергії за визначенням МЕА – відновлювані джерела енергії), а також теплоенергію „створювану” завдяки тепловим насосам; торф, шахтний метан та вторинні джерела енергії, такі як: скидне тепло, муніципальні промислові відходи, тиск доменного газу та природного газу під час його транспортування.

На сьогодні частка НВДЕ у виробництві енергії у світі ще не є значною (близько 14 %), але їх потенціал на кілька порядків перевищує рівень світового споживання паливно-енергетичних ресурсів. Темпи зростання обсягів виробництва енергії НВДЕ також значно перевищують аналогічні для традиційних видів енергії. Так, у найближчі 10 років, прогнозується щорічне зростання світових обсягів виробництва електроенергії традиційної електроенергетики порядку 2,8 %, а електроенергії НВДЕ – 9,2 %.

В Україні також існує значний потенціал використання НВДЕ. З іншого боку, проблеми ефективності використання традиційних джерел енергії в Україні стоять ще гостріше, ніж у світі чи країнах ЄС. Причинами цього є застарілі технології, вичерпання ресурсу використання основних фондів генерації електроенергії і тепла, що разом з низькою ефективністю використання палива призводить до значних обсягів шкідливих

викидів. Значні втрати при транспортуванні, розподілі та використанні електроенергії і тепла, а також монопольна залежність від імпорту енергоносіїв ще більш ускладнюють ситуацію на енергетичних ринках країни. Частка НВДЕ в енергетичному балансі країни становить 7,2 % (6,4 % — позабалансові джерела енергії; 0,8 % — відновлювані джерела)

На даний час на відновлювані джерела енергії (ВДЕ) припадає близько 14 % у світовому споживанні первинної енергії, з них на спалювані види і відходи біомаси припадає 11 %, гідроенергію – 2,3 %, енергію вітру – 0,026 %, сонячну енергію – 0,039 %, геотермальну енергію 0,442 %.

Частка відновлюваної енергії у виробництві електроенергії досягає 18 %, тепла – майже 26 %. Тобто НВДЕ у світовому забезпеченні електроенергією і теплом вже вийшли на той рівень, який дозволяє надіятись на ефективне вирішення енергетичних проблем у майбутньому.

Існуючі технології НВДЕ не є досить досконалими, мають різний рівень економічної ефективності та різний технічний рівень. Однак всі вони мають такі визначні переваги як дуже низький рівень (або зовсім не мають) викидів парникових газів і мають невичерпний (відновлюваний) запас палива необхідний для їх реалізації. Деякі з цих технологій вже сьогодні є конкурентоспроможними і є всі підстави сподіватись, що в майбутньому їх економічна ефективність буде зростати на фоні зростання ціни і ускладнення умов видобутку традиційних енергоресурсів.

Саме тому ринок НВДЕ у світі набуває все більших темпів розвитку. Минулого року у нові потужності ВДЕ у світі було інвестовано понад 71 млрд доларів США (не рахуючи великої гідроенергетики), з них 47 % - у вітроенергетику, 30 % - на фотоелектрику. До цього треба додати 10 млрд.дол. США інвестицій у нові фотоелектричні виробничі потужності, понад 4 млрд – у нові заводи з виробництва біопалива та 16 млрд дол. у дослідження і розробки .

До країн, які найбільш інтенсивно розвивають технології і ринки НВДЕ, слід віднести: США, країни ЄС (в першу чергу, Швецію, Австрію, Фінляндію, Німеччину, Португалію, Іспанію), Японію, Китай. Останнім часом активізувалися в цьому напрямі Бразилія і Індія. Зростає вартість акцій компаній, які займаються НВДЕ. Все це дасть можливість пришвидшити розвиток технологій та їх впровадження у промислове виробництво.

Різні країни і регіони надають перевагу різним видам ВДЕ, адаптуючи їх використання до місцевих умов. Найбільш динамічно розвиваються такі види НВДЕ як: вітроенергетика, біоенергетика, сонячна енергетика та використання низькопотенційної енергії із застосуванням теплових насосів.

У вітроенергетичному секторі на даний час працюють біля 70 країн світу. Серед країн з найбільшими потужностями вітроенергетики – Німеччина, США, Іспанія, Індія, Китай, Данія. Зростає загальна потужність таких установок (річний приріст у 2007 році - 26,6 %), так і одинична потужність, яка на найближчий період може досягти 1 ГВт, розвивається вітроенергетичне машинобудування. В країнах ЄС до 2010 року планується довести виробництво вітрової електроенергії до 10 % від загального обсягу електрогенерації. В США до 2020 року планується досягти 15 % виробництва електроенергії за рахунок вітру, вдосконалюються турбіни, розширюється діапазон швидкостей вітру, які можуть бути використані вітроустановками.

Біомаса відіграє домінуючу роль серед інших видів НВДЕ, формуючи біля 46 % ринку відновлюваних джерел енергії. Вона може забезпечувати виробництво тепла, електроенергії та різних видів газоподібного (біогаз), рідкого (біоетанол, біодизель) та твердого палива. Технології переробки біомаси дозволяють також вирішувати проблему утилізації шкідливих побутових та промислових відходів, одержувати як побічні продукти високоякісні добрива, будівельні та інші корисні матеріали, так за рахунок біогазу вже сьогодні в країнах ЄС отримується щороку понад 10 млн МВт год електричної та близько 10 млн Гкал теплової енергії. Лідерами з використання біогазових технологій є такі країни як: Німеччина, Велика Британія, США, Канада, Бразилія, Данія, Китай, Індія та інші.

Сонячна енергетика має дещо обмежені можливості використання (залежить від погоди, широти розташування території та ін.), але розвивається досить інтенсивно (до 50 % в рік). В країнах ЄС широко використовуються так називані „сонячні зобов’язання” відносно будівництва з використанням нових сонячних технологій. Це сприяє істотним змінам у житловому фонді, готуючи його до неминучого дефіциту викопного палива, дає потужний сигнал для користувачів і для будівельного бізнесу. Серед заслужуваних уваги останніх ініціатив можна назвати проект „Тисяча дахів” у Німеччині (2250 будинків були обладнані фотоелектричними установками) та програма „Мільйон сонячних дахів” у США. Серед лідерів сонячної енергетики також є Японія та Італія. З огляду на довгострокову перспективу сонячна енергетика в значній частині може забезпечити розв’язання енергетичних проблем у житловому фонді.

Іншим видом НВДЕ який вже сьогодні в окремих країнах та регіонах забезпечує вагомий внесок в обігрівання житлового фонду є тепла енергія довкілля (води, ґрунту, повітря), яка за допомогою теплонасосних установок (ТНУ) переводить енергію низькопотенціальних джерел у придатну для використання енергію. Економічна доцільність використання ТНУ підтверджена світовим досвідом. Вже сьогодні у розвинутих країнах ТНУ широко використовуються для систем опалення та

кондиціювання (США, Канаді, Швеції, Швейцарії, Німеччині, Австрії та ін.), налагоджено промисловий випуск ТНУ у досить широких масштабах (США – 1 млн ТНУ щороку, у Японії – 3 млн).

Оскільки відновлювані джерела енергії в своїй більшості поки що не можуть на рівних конкурувати з традиційними джерелами, їх розвиток підтримується різними засобами на державному рівні. У світі існують різні моделі державної підтримки НВДЕ, основні з яких засновані на використанні квот на використання НВДЕ (британська система) та на використанні дотацій проєктів НВДЕ і тарифній політиці (німецька система). Враховуючи тенденції до зменшення вартості НВДЕ, а також зростання ціни енергії традиційних джерел, державна підтримка буде носити тимчасовий характер.

Разом з іншими, перевагами НВДЕ є відносно малі терміни введення в експлуатацію, можливість поблочного нарощування потужностей з близькими до традиційної енергетики термінами окупності (в середньому 8-10 років). Завдяки цьому, необхідний рівень інвестицій є доступним не тільки для великого, але і для середнього бізнесу.

Як показує світовий досвід, увага державних інституцій до проблем розвитку НВДЕ, а головне практичні дії в цьому напрямку дають досить серйозні результати. Цифрові показники, на які спочатку орієнтувались країни, зростають. Так, у Китаї, де у 2000 році планували досягти 3 % ВДЕ у балансі до 2020 р., тепер мова йде вже про 17 %. Каліфорнія три роки тому мала 10 %, а тепер 33 %, Німеччина планувала досягти 20 % НВДЕ до 2020 року, тепер планує це зробити до 2012 р., приклад активізації розвитку НВДЕ подає ЄС. На саміті ЄС 9 березня 2007 року було схвалено план створення нової Енергетичної політики для Європи. Головною метою, окресленою у затвердженому документі ЄС, стало збільшення виробництва енергії з ВДЕ до 20 % на 2020 рік.

Нова Директива ЄС, запропонована Європейською Комісією 23 січня 2008 р., присвячена саме ВДЕ. Цілі досягнення 20 % НВДЕ стали обов'язковими. Для їх виконання зроблено розподіл між країнами ЄС квот обов'язкового використання ВДЕ в залежності від стартових умов та економічного розвитку. Гнучкий механізм досягнення визначених цілей дозволяє використовувати потенціал інших країн учасників, якщо там відновлювана енергія виробляється за нижчими цінами.

Для подолання перешкод (в тому числі адміністративних) у Директиві окреслено конкретні заходи щодо розв'язання цих проблем.

Відносно біопалива в Директиві пропонуються критерії „стабільності” для різних видів палива, які дозволяють, з одного боку досягти 10 % використання рідких біопалив на транспорті, з іншого – зберегти біорізноманіття довкілля. Головний акцент зроблено на

дотриманні законодавства із землекористування, виконання якого дає можливість одержати державну підтримку.

Ще одна рекомендація Єврокомісії стосується будівельних кодексів, в яких вносяться критерії використання НВДЕ. В першу чергу, це стосується нових та реконструйованих будівель. Таким чином, нові європейські ініціативи дають можливість закріпити тенденцію до розвитку ВДЕ, створити умови „стабільності” для залучення інвестицій у цю сферу.

1.2. Загальна характеристика відновлювальних енергетичних ресурсів

Україна має значний потенціал для розвитку відновлюваної енергетики. Те ж можна сказати відносно інших альтернативних традиційних джерел енергії - таким, як: шахтний метан, торф, буре вугілля, скидний потенціал побутових і промислових стоків та ін. Можливості використання НВДЕ мають всі області країни, разом з тим, незважаючи на значний обсяг прийнятих законів, програм нормативних актів та інших документів, справа з впровадженням НВДЕ у країні йде занадто низькими темпами, вклад в енергетичний баланс країни є незначним.

Причин такого стану багато, головні з них це відсутність системи економічного стимулювання переходу до використання НВДЕ, декларативний характер нормативно-правових актів без конкретних механізмів впровадження, а також низька виконавча дисципліна. Не можна сказати, що в країні нічого не робиться в цьому напрямі, але того що робиться не достатньо для компенсації негативних тенденцій таких, як світове зростання цін на енергоносії, збільшення рівня енергетичної залежності країни та забруднення навколишнього середовища.

Серед факторів сприяння розвитку НВДЕ в Україні можна назвати: зростання цін на традиційні енергоносії; підвищення вимог екологічних норм і стандартів; можливості реалізації механізмів Кіотського протоколу для фінансування проектів впровадження НВДЕ; покращення можливості входження до європейської спільноти; необхідність заміни зношених основних фондів.

Серед пріоритетних видів НВДЕ, які вже в дійсний час можуть успішно розвиватись, можна назвати: біоенергетику, вітрову, малу гідроенергетику, сонячну та геотермальну енергетику. Значну перспективу має використання низькопотенційної енергії доквілля перетвореної до високопотенційної за допомогою теплових насосів.

Біоенергетика в Україні має широкий спектр сировинних ресурсів які можна використовувати як шляхом прямого спалювання, так і для виробництва біогазу, біодизелю, біоетанолу, твердих паливних брикетів та ін. Це і відходи лісового господарства, сільгоспгосподарства, побутові відходи і, нарешті, спеціально вирощувана

біомаса, зокрема – ріпак, сприятливі умови для вирощування якого є в багатьох регіонах України. Крім сировинної бази, в Україні є і технологічна та промислова база для розвитку промисловості з виробництва біодизелю, біоетанолу, біогазу. Але, незважаючи на це, а також на наявність нормативно-законодавчих актів, які повинні сприяти розвитку біоенергетики (Закон України «Про альтернативні види рідкого й газоподібного палива» від 14.01.2000 р. № 1391-XIV, Постанова КМУ від 04.07.2000 р. № 1044 «Про затвердження програми «Этанол», Закон «Про альтернативні джерела енергії» від 20.03.2003 р. № 555-IV, Указ Президента від 26.09.2003 р. № 1094/2003 «Про заходи щодо розвитку виробництва палива з біологічної сировини», Постанова КМУ від 22.12.2006 р. № 1774 «Про затвердження Програми розвитку виробництва дизельного біопалива», Розпорядження КМУ № 145 від 15.03.2006 р. «Про затвердження «Енергетичної стратегії України на період до 2030 року» та ін.), їх положення поки так і залишилися на папері.

Поодинокі приклади будівництва заводів з виробництва біопалива, розробки нових технологій переробки біосировини не роблять погоди на ринку. Розширення площ під ріпак носить спонтанний характер і практично весь урожай експортується. При цьому мало хто турбується про виснаження землі. Відсутні також технічні умови і регламенти на виробництво, зберігання, використання біодизельного пального, не створені умови для залучення інвестицій у будівництво заводів. Українські технологічні розробки та обладнання не знаходять попиту на українському ринку і експортуються.

Потрібно також поширити досвід виробництва котлів опалення, які працюють на відходах деревини та іншій біомасі, які в Україні вже є. Це особливо стосується західних областей України, де сировинна база (відходи лісового господарства) дозволяє заміщати використання дорогого та дефіцитного природного газу для опалення приміщень.

Вітроенергетика на даний час є найбільш розвиненим видом НВДЕ в Україні. Україна має власні розробки вітроенергетичних установок (ВЕУ) та власне промислове виробництво, є і ліцензійні ВЕУ. Працюють вісім вітрових електростанцій (ВЕС) в Криму, Приазов'ї та в Карпатському регіоні. Починаючи з 1997 року, коли була прийнята Комплексна програма будівництва ВЕС, вітроенергетика в Україні отримала державну підтримку у виді надбавки до тарифу за електроенергію та прямого фінансування.

Порогова швидкість вітру для економічної доцільності використання вітроенергетики становить 7-7,5 м/с. В більшості регіонів України середньорічна швидкість вітру становить від 2 до 4,5 м/с і лише в дуже невеликій кількості регіонів, включаючи Кримські гори і Карпати, середньорічна швидкість вітру становить 5-6 м/с. При цьому спостерігається різка відмінність середньої швидкості вітру між літом і зимою. В таких умовах забезпечення роботи вітро двигунів на централізовану систему електропостачання

з чітким підтриманням постійних параметрів електричного струму (напруга, частота) є достатньо складним і коштовним завданням, що призводить до значного збільшення вартості електроенергії. Що стосується децентралізованого електропостачання, або індивідуального з вітродвигунами малої потужності і менш жорсткими вимогами постійності параметрів струму, то такі системи цілком мають право на використання. Головним стримуючим фактором розвитку вітроенергетики в Україні є низька техніко-економічна ефективність ВЕУ, що не дозволяє їй конкурувати на рівних з традиційними видами енергії. Шлях досягнення більш високих показників ефективності – це збільшення одиначної потужності ВЕУ до мегаватного класу, залучення приватного капіталу для інвестування в вітроенергетичну промисловість. Цьому буде сприяти запровадження так названого „зеленого” тарифу.

Геліоенергетика. Проблеми розвитку геліоенергетики пов’язані з практичною нездатністю людства акумулювати низько потенційну теплову енергію. Тому найважливішими проблемами, які потрібно вирішити, являються питання розробки основ довготривалого акумулювання низько потенційної теплової енергії і створення сезонних акумуляторів. Поки що в світовій практиці найбільше поширення отримали малопотужні системи з добовими баками-акумуляторами. Сонячна енергія в Україні на сьогодні використовується для гарячого водопостачання опалення, з використанням сонячних колекторів та виробництв електроенергії на основі фотоелектричних перетворювачів.

Сонячні колектори випускаються підприємствами України, вітчизняні фотоелектричні установки тільки починають виходити на ринок, хоча відчувається гостра потреба в сировині за прийнятною ціною. Потрібна державна підтримка для відродження існуючого в країні потенціалу з виробництва сонячного кремнію (раніше 10 % світового виробництва було в Україні).

Геотермальна енергетика вважається перспективним джерелом енергії для України. Найбільш сприятливі умови для використання геотермальних вод існують у Закарпатті і в Криму, але навіть в цих районах використовується не більше 2 % потенціалу. Також треба зазначити, що геотермальні води знаходяться, переважно на значних глибинах, а також вони, в основному, сильно мінералізовані і корозійноактивні. В більшості випадків мають недостатньо високі температури (45-65°C) і тиск. Як наслідок, при широкому застосуванні геотермальних вод України слід враховувати фінансові затрати: на буріння скважин з відповідним дебетом на де мінералізацію і зниження корозійної активності термальної води.. Перспективним напрямом також є спорудження ГеоТЕС, які є екологічно чистими і рентабельними з низькими термінами окупності (менше 5 років).

Джерел низькопотенційної енергії існує достатньо у всьому світі, в Україні в тому числі. Це і енергія ґрунту, ґрунтових вод, водоймищ і повітря. Розвинута промисловість країни, низька ефективність використання енергії, значні обсяги стоків, відходів обумовлює дуже значний потенціал цієї вторинної енергії, який може бути використати при відповідному розвитку теплонасосних технологій. Науково-промисловий потенціал для створення вітчизняного виробництва теплонасосних установок (ТНУ) в Україні достатній. Екологічна ефективність і економічна доцільність розвитку цього напряму доведені світовим досвідом. Перепонами на шляху широкомасштабного впровадження цих надзвичайно перспективних технологій в Україні є поки що їх відносно висока ціна систем з використанням ТНУ для приватних будинків, відсутність досвіду і спеціального обладнання для установки теплонасосних систем, а також відсутність інформації щодо переваг цих технологій. Для промислових підприємств головною причиною неухаги є ще поки що відносна дешева енергія традиційних джерел (газу, вугілля та ін.).

Надійним додатковим джерелом енергії в Україні може бути **синтез газу**, який можна одержати із бурого вугілля, відходів переробки кам'яного вугілля, торфу та ін., а також шахтний метан. За розрахунками фахівців Національного агентства з питань забезпечення ефективного використання енергетичних ресурсів (НАЕР) у 2008 році виробництво синтезу газу може вирости до 1 млрд м³, а в найближчі 15-20 років планується досягнути виробництва 40 млрд м³ синтезу газу, що є еквівалентом 25 млрд м³ природного газу. В Україні розроблено нові технології виробництва синтезу газу практично з будь-якої біомаси, є приклад побудови експериментального заводу, планується розширювати будівництво нових заводів по переробці бурого вугілля в синтез-газ.

За запасами шахтного метану Україна посідає 4 місце у світі, але його видобуток (утилізація) складає всього 80 млн м³ на рік. Якщо використати сучасні та перспективні технології, Україна може у найближчий час видобувати 2 - 4 млрд м³ метану, а в перспективі до 6 - 9 млрд м³ метану на рік.

Україна має потужні ресурси **гідроенергії малих річок** – біля 63 тисячі малих річок, потенціал яких складає до 28 % від загального гідропотенціалу України. Розвиток малої гідроенергетики буде сприяти децентралізації енергосистем, що дає можливість вирішувати проблеми енергопостачання важкодоступних сільських районів, вирішує комплекс їх економічних, екологічних і соціальних проблем. Це, в першу чергу, стосується територій Західної України, де мікро і міні ГЕС могли б стати основою їх енергозабезпечення. Перевага малої гідроенергетики – малі капітальні витрати, дешева та екологічно чиста енергія, наявність в країні достатнього науково-технічного і виробничого потенціалу та досвіду використання обладнання.

Таким чином, наявний потенціал НВДЕ в Україні, її науково-промисловий потенціал дозволяють в найближчий період значно збільшити темпи нарощування обсягів використання НВДЕ в країні. Але для цього потрібно за досвідом європейських країн створити умови для стимулювання інвестиційної активності у цій сфері, залучаючи як власні, так і іноземні інвестиції.

Таблиця 1. Основні недоліки НВДЕ, що перешкоджають їх масовому впровадженню

Тип НВДЕ	Недоліки	Коментарі
Вітроенергетика	<ul style="list-style-type: none"> • низька густина енергії, що припадає на одиницю площі вітрового колеса; • незначні швидкості вітру на території рівнинної частини країни, непередбачувані зміни швидкості вітру протягом доби і сезону, що вимагає резервування вітрової станції або акумулювання виробленої енергії (додаткові витрати); • додаткові земельні ресурси для розміщення обладнання; • значні капітальні витрати (велика кількість допоміжного обладнання: інвертори, зарядні пристрої, акумулятори і т.п.); • значний вплив на роботу електромагнітних і частотних систем; • інтенсивний інфразвуковий шум (дію якого на живі організми недостатньо вивчено). 	Середня вартість вітрової установки (з супутнім обладнанням) складає 500-1000 тис. євро за 1 МВт. Термін окупності від 10 років (у порівнянні з газом).
Сонячна енергетика	<ul style="list-style-type: none"> • значні капітальні витрати на обладнання; • незначні показники (у тому числі для умов середньої полоси України) прямої і розсіяної сонячної радіації; • нестабільний режим роботи (пов'язаний з непостійністю кута нахилу сонця до горизонту). 	Термін окупності для Криму (досить вигідні умови для роботи геліосистем) складає від 5 до 15 років.
Геотермальна енергетика	<ul style="list-style-type: none"> • наявність токсичних сполук і металів, що виключає, в більшості випадків скидання термальних вод в природні водойми; 	З усіх НВДЕ цей тип може бути найбільш доцільним для енергетичного господарства теплиці (особливо в комплексі з акумуляційними і насосними системами).

	<ul style="list-style-type: none"> • висока мінералізація води; • значні капітальні витрати; 	
Електроенергетика	<ul style="list-style-type: none"> • комерційні втрати в електричній мережі; • висока вартість енергоресурсу (у порівнянні з газом, наприклад). • Всі поточні затрати перевищують аналогічні затрати для газової системи. 	

1.3. Загальна характеристика вторинних енергетичних ресурсів

Вторинні енергетичні ресурси (надалі ВЕР) в промисловості діляться на три основні групи:

- горючі;
- теплові;
- надлишкового тиску.

Горючі (паливні) ВЕР – хімічна енергія відходів технологічних процесів хімічної і термохімічної переробки сировини, а саме це:

- побічні горючі гази плавильних печей (доменний газ, колошниковий, шахтних печей та вагранок, конверторний і т.д.);
- горючі відходи процесів хімічної і термохімічної переробки вуглеводневої сировини (синтез, відходи електродного виробництва, горючі гази при отриманні вихідної сировини для пластмас, каучука і т.д.)
- тверді і рідкі паливні відходи, які не використовуються (не придатні) для подальшої технологічної переробки;
- відходи деревообробки, луку целюльозно-паперового виробництва.

Горючі ВЕР використовуються в основному, як паливо і небагато (5%) на непаливні потреби (переважно в якості сировини).

Теплові ВЕР – це тепло відвідних газів при спалюванні палива, тепло води чи повітря, що використані для охолодження технологічних агрегатів і установок, тепловідходів виробництва, наприклад, гарячих металургійних шлаків.

Одним з досить перспективних напрямків використання тепла мало нагрітих вод є застосування теплових насосів, які працюють за тим же принципом, що й компресорний агрегат в побутовому холодильнику. Тепловий насос відбирає тепло від скидної води й акумулює теплову енергію при температурі близько 90 °С, іншими словами, ця енергія стає придатною для використання в системах опалення і вентиляції.

Слід зазначити, що поки що значна кількість теплової енергії втрачається при так званому «зкидуванні» промислових стічних вод, що мають температуру 40-60°C і більше; при відводі димових газів з температурою 200-300°C, а також в вентиляційних системах промислових і тваринницьких комплексів (температура видаляє мого повітря з цих приміщень не менше 20-25°C).

ВЕР надлишкового тиску (напору) – це потенційна енергія газів, рідин, сипучих матеріалів, що видаляються з технологічного обладнання під високим тиском (напором), який необхідно понизити перед наступним ступенем використання цих рідин, газів, сипучих тіл чи при викиді їх в атмосферу та інші приймальники. Сюди ж відносяться надлишкова кінетична енергія.

Вторинні енергетичні ресурси надлишкового тиску перетворюються в механічну енергію, яка чи безпосередньо використовується для приводу механізмів машин чи перетворюється в електричну енергію.

Прикладом застосування цих ресурсів може слугувати використання надлишкового тиску доменного газу в утилізаційних безкомпресорних турбінах для виробництва електричної енергії.

Особливо значні об'єми теплових вторинних ресурсів в чорній металургії, в газовій, нафтопереробній і нафтохімічній промисловості. Нижче приведено узагальнену таблицю вторинних енергетичних ресурсів промислових підприємств з типами і характеристиками первинних і вторинних енергетичних ресурсів.

Таблиця 2. Загальна характеристика ВЕР промислових підприємств.

Первинні енергетичні ресурси	ВЕР	
	Різновиди енергоресурсів	Характеристика, якісні параметри
1. Тверде, рідке, газоподібне паливо або електроенергія для обслуговування технологічних високотемпературних процесів (промислові печі) і охолоджуюча вода.	1.1. Відвідні горючі гази коксових и доменних печей:	
	а) коксовый газ – продукт випалювання кокса в коксових печах.	а) Теплота згорання: $Q_H^p = 17600-18000$ кДж/м ³ Склад газу: CO ₂ =2÷4%; CO= 6 ÷ 8 %; H ₂ = 55÷ 62%; CH ₄ = 24-28%; етилен, пропілен та ін. = 2-3 %; N ₂ = 3-2 %; O ₂ = 0,4-08 %, густина 0,4-0,55 кг/м ³ . Вибухонебезпечний.
	б) доменний газ – побічний продукт доменного	б) $Q_H^p = 3350 \div 4610$ кДж/м ³ Склад газу: CO ₂ =10-12,5%;

	виробництва, отримується в результаті неповного згорання коксу.	CO=28,5-30,5%; H ₂ =1,5-3,8%; N ₂ = 58-59,5 %; O ₂ = 0,1-0,2%, густина 1,28-1,3 кг/м ³ , теоретична температура горіння 1430-1500 °С, для спалювання 1 МДж газу потрібна теоретично необхідна кількість кисню 0,19м ³ .
	в) ферросплавний газ – виплавка ферросплавів в електропечах.	в) Q _н ^p = 11300 кДж/м ³ Склад: CO = 85 %; H ₂ = 4 %; N ₂ = 5,6 %; O ₂ = 1 %; CO ₂ =3%; сірководень=0,4%. Високотоксичний, вибухонебезпечний газ.
	1.2. Відвідні горючі газы підприємств нафтової промисловості.	Q _н ^p = 10000-15000 ккал/м ³
	1.3. Відвідні горючі газы промислових печей.	t _{o,г} ≥ 500-1000 °С
	1.4. Нагріта охолоджена вода і пара випарного охолодження	t _{o,в} ≤ 95 °С. Р _{в.о} = 1,6-4 атмосфер.
	1.5. Тепло, яке виділяється розплавленими металами, коксом і шлаками промислових печей.	t _{отх} > 1000 °С.
2. Газ і рідке паливо для обслуговування технологічних силових процесів (з двигунами внутрішнього згорання повітродувних, компресорних та інших агрегатів) і охолоджуюча вода.	2.1. Гарячі газы, що відводяться від двигунів внутрішнього згорання.	t _{o,г} = 350-600 °С
	2.2. Нагріта охолоджуюча вода, що відводяться від двигунів внутрішнього згорання.	t _{o,в} < 100 °С.
3. Горюча і технологічна сировина (в підприємствах металургічної, деревообробної, текстильної, харчової та інших галузей промисловості).	3.1. Горючі тверді і рідкі відходи виробництва	Q _н ^p = 10000 ккал/кг.
4. Пара для обслуговування технологічних силових (в	4.1. Відпрацьована виробнича пара.	Р _{o,п} = 1,3 ÷ 1,5 атм.

молотових, пресових і штампувальних агрегатах) та нагрівальних процесів.	4.2. Вторинна виробнича пара.	$P_{в.п} = 1 \text{ атм.}$
	4.3. Конденсат пари, що використовується з метою нагріву (гаряча скидна вода).	$t < 100 \text{ }^{\circ}\text{C.}$
	4.4. Внутрішні тепловиділення в виробничих приміщеннях.	$t < 100 \text{ }^{\circ}\text{C.}$
5. Гаряча вода для побутового теплоспоживання	5.1. Зливна забруднена вода.	$t < 50 \text{ }^{\circ}\text{C.}$
6. Електроенергія, що обслуговує силові, термічні і освітлювальні процеси.	6.1. Внутрішні тепловиділення в промислових приміщеннях	$t < 100 \text{ }^{\circ}\text{C.}$
	6.2. Зливна нагріта вода виробничих агрегатів.	$t < 100 \text{ }^{\circ}\text{C.}$

ВЕР є в наявності також на електричних станціях і являють собою теплові відходи або втрати теплоти, що отримуються в процесі енерговиробництва. На гідроелектростанціях такими тепловими відходами є тільки тепловиділення в гідрогенераторах станцій.

ВЕР електростанцій за своєю величиною значно менші, ніж на промислових підприємствах, і безперервно зменшуються при підвищенні економічності енерговиробництва.

Нижче (Таблиця 3) наведено характерні параметри ВЕР теплових і гідроелектростанцій.

Таблиця 3. Загальна характеристика ВЕР ТЕС і ГЕС

ВЕР	Якісні параметри енергоресурсів
Нагріта охолоджуюча вода конденсаційних пристроїв турбін:	$t_{в} \leq 25 \div 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Відвідні димові гази котлоагрегатів:	$t_{о.г} \geq 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Відвідні гази і нагріта охолоджуюча вода газотурбінних електростанцій:	$t_{о.г} \geq 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{в} \geq 25 \div 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Нагріта охолоджуюча вода з системи охолодження електричних генераторів:	$t_{в} \geq 25 \div 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
2. Гідроелектростанції:	

Нагріта охолоджуюча вода з системи замкнутого охолодження електричних генераторів:	$t_{\text{в}} \geq 25 \div 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Нагріте повітря із системи розімкненого повітряного охолодження електричних генераторів.	$t_{\text{в}} \leq 60 \div 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Слід звернути окрему увагу на можливість використання теплоти відвідних газів (300-400 °C) газотурбінних двигунів компресорних станцій (ГКС).

Розрізняють наступні основні напрямки використання споживачами ВЕР:

- паливний – безпосередньо у якості палива;
- тепловий – безпосередньо в якості тепла чи виробництва тепла в установках;
- силовий – використання електричної чи механічної енергії, що виробляється з ВЕР в утилізаційних установках;
- комбінований – тепла і електрична(механічна)енергія, що одночасно виробляються з ВЕР в утилізаційних установках.

1.4. Можливі шляхи переходу на ефективне енергоспоживання в Україні.

Стан енергоспоживання в Україні на сьогоднішній день в 4,5 рази перевищує питоме енергоспоживання в високорозвинених країнах. Як наслідок, енергозбереження має бути одні із найважливіших напрямків розвитку країни. Проблема вирішення цієї задачі базується на наступних основних етапах:

- вибір для систем енергопостачання оптимальних енергоносіїв, що є в межах країни;
- обґрунтування схем генерації енергії, її транспортування і споживання;
- обґрунтування глобальних для країни перспективних напрямків вирішення поставленої задачі для поступового перевodu країни на ці основи;
- визначення шляхів модернізації існуючих систем з метою підвищення ефективності і стабільності їх роботи на період поступового переходу на оптимальні системи енергозбереження.

Враховуючи стан із НВДЕ в Україні, можна припустити , що основним перспективним напрямком розвитку енергозбереження в країні має бути поступовий перехід на електричну енергію, що отримується від атомних і теплових електростанцій.

Безумовно, для вирішення цієї проблеми в масштабах України необхідним є введення в роботу нових енергоблоків атомних електростанцій (шлях, яким ідуть багато країн світу: Франція, США, Німеччина, Фінляндія і т.д.)і збалансоване збільшення потужностей вугільних електростанцій (введення нових або розширення існуючих). В цій

схемі ТЕС мають виконувати роль амортизаторів сезонної невідповідності вироблення і постачання електроенергії, враховуючи, що нормальна робота атомних електростанцій здійснюється при постійній величині вироблення електроенергії. Добові невідповідності вирішуються із застосуванням гідроелектростанцій і застосуванням електроаккумуляційних систем опалення з накопичуванням теплоти в нічний час і систем гарячого водопостачання з добовими баками-акумуляторами для акумулювання в нічний час добової норми гарячої води. Широкий розвиток систем споживання електроенергії має забезпечуватись докорінною зміною систем і мереж електропостачання. Все вищеписане говорить про те, що введення нової стратегії електроспоживання вимагатиме деякого часу.. на перехідний період, поки, в основному, буде переважати теплопостачання об'єктів за допомогою водяних і парових систем, необхідно у відповідних районах і підприємствах проводити модернізацію шляхом:

- підвищення теплоізоляційних властивостей огорожуючих конструкцій;
- зниження енергозатратності технологічних процесів;
- розукрупнення систем централізованого теплопостачання на основі оптимізаційного регіонування;
- частковим переходом їх на скидні відходи, а також на місцеве низькокалорійне паливо;
- перехід на незалежне підключення систем опалення до теплових мереж;
- поступовий перехід на автономні холодильно-теплонасосні системи гарячого водопостачання.

В нових районах може бути доцільним передбачати децентралізоване або автономне опалення і гаряче водопостачання, а там, де це можливо, передбачати введення в об'єкти житлово-комунального сектору єдиного енергоносія - електроенергії для потреб акумуляційних систем опалення і гарячого водопостачання, вентиляції, побутового електроспоживання.

2. Зміст дисципліни

Дисципліна "Енергоефективні будівлі і споруди" належить до професійно орієнтованих дисциплін, які дають студентам теоретичні та практичні знання у новітніх галузях енергоефективної техніки. Дисципліна включає науково-технічну та інженерно-розрахункову інформацію по таких розділах:

- **Вступ. Основні аспекти та їх визначення. Законодавчі аспекти енерговикористання:** Енергія, енергоносії, енергозбереження, паливно-енергетичні ресурси (ПЕР). Законодавство у сфері енергозбереження. Закон України «Про енергозбереження». Проект закону «Про енергоефективність». Правові підстави для запровадження механізмів державного регулювання ефективності ПЕР. Створення правових підстав для економічного стимулювання ефективного використання ПЕР. Удосконалення правового регулювання у сфері обліку енергоресурсів.
- **Оцінка енергоефективності проектів:** Подання та погодження енергоефективних проектів в рамках Державної цільової програми енергоефективності України. Показники енергоефективності проектів. Фінансова доцільність впровадження енергоефективних проектів. Визначення економічних показників енергоефективних проектів: приведених витрат, амортизаційних витрат, економ ефекту, рентабельності та простого терміну окупності.
- **Утилізація теплоти:** Резерви для утилізації теплоти. Застосування систем утилізації теплоти. Рекуперація, рециркуляція, регенерація. Класифікація теплообмінників-утилізаторів. Основні рівняння теплового розрахунку. Визначення величини теплових витоків (викидів). Алгоритм проведення рекуперації тепла. Низькотемпературна утилізація тепла (утилізація «газ-газ», «газ-рідина», «рідина-рідина»). Високотемпературна утилізація тепла (рекуператори, регенератори). Економічний аспект утилізації тепла.
- **Поновлювальні джерела енергії:** Класифікація джерел енергії. Потенціальні запаси джерел енергії на Землі. Поняття і класифікація відновлювальних джерел енергії. Енергія сонця (сонячна теплоенергетика, сонячна тепло електроенергетика, сонячна фотоенергетика), вітру, морів і океанів, рік (гідроенергетика), внутрішнього тепла Землі (геотермальна енергетика). Біоенергетика (біомаса, газифікація біомаси, біогаз). Способи та обладнання перетворення енергії відновлювальних джерел. **Акумуляування енергії:** Термоакумуляування. Вибір і обґрунтування матеріалу термоакумулятора. Низько- та високотемпературне акумуляування. Комплексне використання відновлювальних джерел енергії і акумуляторів енергії.
- **Сучасний стан та потенціал енергоресурсів в Україні і світі:** Види енергоресурсів. Стан та потенціал паливного комплексу України. Стратегія добування та використання паливних ресурсів в контексті світового досвіду.
- **Перспективи паливно-енергетичного комплексу в Україні та світі:** Використання енергії. Джерела енергії в промисловості. Технічні і економічні фактори. Комерційний аспект вибору енергоджерела. Стратегічні проблеми галузі. Позиціонування України на міжнародних енергетичних ринках.
- **Джерела енергії та вибір енергоносіїв і їх транспортування:** Джерела енергії. Проблеми енергопостачання. Цілі енергетичної стратегії. Види енергоносіїв. Темпи енергоспоживання. Типи систем енергопостачання. Енергоносії. Підготовка, транспортування, розподілення енергоносіїв. Прогнозування балансів паливно-енергетичних ресурсів.

Концепція

енергозбереження в Україні: Енергозбереження – пріоритетний напрямок державної політики в Україні. Механізм стимулювання енергозбереження. Галузева програма енергозбереження та впровадження альтернативних видів палива.

Оптимізація схем централізованого теплопостачання: Оптимізація регіонування централізованих теплових мереж. Підвищення ефективності систем централізованого теплопостачання. Оптимізація н'єзометричних та температурних графіків теплових мереж. Підвищення ефективності систем при відкоректованих н'єзометричних і температурних графіках. Доцільність використання централізованих систем з певними типами енергоджерел.

Когенерація: Комбіноване виробництво теплоти і електроенергії (КТЕ). Основні види систем КТЕ (системи КТЕ з ДВС, газові турбіни, турбіни з протитиском, конденсаційна турбіна з проміжними відборами пари, установки комбінованих циклів). Діапазони потужностей КТЕ. Якість теплоти КТЕ. Паливо для КТЕ. Економічна ефективність КТЕ. Тригенерація. Комбіноване виробництво теплоти, холоду і електроенергії.

Стан ОЕС (Об'єднаної електроенергетичної системи) України: Об'єднана енергетична система України. Виробництво електроенергії за джерелами (АЕС, ТЕС, ГЕС, альтернативні джерела). Споживання електроенергії. Режими навантажень ОЕС України. Експорт електроенергії. Проблеми галузі. **Перспективи виробництва та споживання електричної енергії:** Стратегія електроенергетичної галузі (електрична енергія; структура споживання та виробництва електричної енергії; характеристика сучасного стану та розвиток теплових електростанцій; забруднення навколишнього середовища; характеристика сучасного стану та розвиток гідроелектростанцій; характеристика сучасного стану та розвиток електричних мереж; оптовий ринок електричної енергії). Стратегія розвитку ядерної енергетики (характеристика сучасного стану та розвиток атомних електростанцій; екологічна безпека та безпека експлуатації атомних електростанцій; поводження з відпрацьованим ядерним паливом та радіоактивними відходами; характеристика сучасного стану та розвиток атомної промисловості; структура споживання та характеристика внутрішніх і зовнішніх джерел; виробництво урану; виробництво цирконію; забруднення навколишнього середовища; аналіз та вибір інноваційних ядерних технологій для потреб ядерної енергетики на віддалену перспективу – після 2025 року і надалі; нормативно-правове забезпечення розвитку ЯЕК).

Використання ефективних будівельних матеріалів, конструкцій та архітектурних рішень: Основи енергозбереження в будівлях і спорудах. Сучасні проектні рішення в будівництві, ремонті, реконструкції та інфраструктурних об'єктах. Сучасні теплоізоляційні матеріали та фасадні системи – економіка та проектування. Новітні архітектурні напрямки, спрямовані на підвищення енергетичної ефективності будівель і споруд. Питання мінімізації тепловтрат (підвищення ефективності теплоізоляційної оболонки, зменшення площ зовнішніх огорожуючих конструкцій, зменшення площ вікон всіх фасадів за винятком південного, тощо). Ефективне використання природного освітлення (збільшення площ скління південних фасадів, тощо).

Утилізація вторинного тепла в будівлях і спорудах: Використання вторинного тепла викидного повітря систем вентиляції та кондиціонування. Використання теплоти продуктів спалювання опалювальних котелень, печей, тощо. Використання теплоти скидної води. **Холодильно-теплонасосні системи опалення, кондиціонування, вентиляції, гарячого водопостачання:** Фізика холодильно-теплонасосного обладнання. Класифікація систем холодильно-теплонасосного обладнання. Масштаби впровадження теплових насосів. Застосування холодильно-теплонасосного

обладнання в системах опалення, кондиціонування, вентиляції та гарячого водопостачання.

Використання

термоаккумуляційних систем опалення, вентиляції, кондиціонування та гарячого водопостачання з сезонними та добовими акумуляторами: *Типи теплових акумуляторів. Вибір та обґрунтування матеріалу теплового акумулятора. Системи теплової акумуляції. Комбіновані рішення систем термоаккумуляції в комплексі з традиційними системами. Добове акумулювання. Сезонне акумулювання. Багатотарифні системи оплати за спожиту електроенергію та способи використання акумуляції теплової енергії, пов'язані з цим.*

Розрахунки добових

і сезонних акумуляторів теплової енергії: *Побудова інтегрального графіка споживання тепла в плинні доби. Розрахункова потужність добового акумулятора. Побудова інтегрального графіка споживання тепла протягом сезону. Розрахункова потужність сезонного акумулятора. Визначення доцільності використання акумулятора протягом проміжків часу в сезоні.*

3. Склад та вимоги до курсового проекту

Курсовий проект з дисципліни «Енергоефективні будівлі і споруди» включає в себе наступні етапи:

1 етап

- 1.1. Вибір вихідних даних
- 1.2. Розрахунок теплових навантажень будівлі за укрупненими показниками
 - 1.2.1. Навантаження системи опалення;
 - 1.2.2. Навантаження системи вентиляції;
 - 1.2.3. Навантаження системи гарячого водопостачання.

2 етап

- 2.1. Вибір принципових схем
- 2.2. Погодження рішення з викладачем

3 етап

- 3.1. **Попередній підбір обладнання (з обов'язковою економічною/фінансовою характеристикою)**
- 3.2. Техніко-економічне обґрунтування
 - 3.2.1. Огляд класичних альтернативних систем;
 - 3.2.2. Річне споживання енергії систем по будівлі;
 - 3.2.3. Річні споживання енергії альтернативних систем (мінімально 2-ох);
 - 3.2.4. Рентабельність проекту, термінокупності.

4 етап

- 4.1. Розрахунки обладнання
- 4.2. Гідравлічні розрахунки

5 етап

- 5.1. Графічна частина
 - 5.1.1. Планибудівель з комунікаціями (якщо необхідно плани ділянок, наприклад з нанесеними місцями свердловин теплових насосів тощо);
 - 5.1.2. Принципові схеми систем;
 - 5.1.3. Аксонометричні схеми (якщо необхідно);
 - 5.1.4. Схеми автоматики.

Нижче наведена таблиця для вибору типу систем для розрахунку (10 варіантів), а також приклад плану котеджу (10 варіантів).

№ п/п	Місто	Система теплопостачання систем ОП та В/К		Система гарячого водопостачання	Рекуператори систем В та КП
		Джерело	Тип		
1	Рівне	Твердопаливний котел (палетний гранульний)	Водяна система (радіатори)	Свердловинний (геотермальний) тепловий насос	Пластинчатий
2	Ялта	Газовий конденсаційний котел	Водяна система (тепла підлога)	Пласкі сонячні металічні колектори	Роторний
3	Хмельницький	Твердопаливний котел (деревина паливна)	Водяна система (радіатори)	Вакуумні трубчасті колектори	Пластинчатий
4	Маріуполь	Твердопаливний котел (антрацит АРШ)	Водяна система (радіатори)	Система сонячних колекторів	Роторний
5	Луцьк	Твердопаливний котел (торф'яні брикети)	Водяна система (радіатори)	Тепловий насос (земля — вода)	Пластинчатий
6	Київ	Використання електричної енергії по дешевому нічному тарифу	Електрична кабельна система опалення з тепло-акумуляцією	Тепловий насос (вода — вода)	Роторний
7	Сімферополь	Тепловий насос (вода-вода)	Водяна система (тепла підлога)	Пласкі сонячні полімерні колектори	Пластинчатий
8	Ізмаїл	Тепловий насос (земля — вода) + система сонячних колекторів (резервний електричний котел)	Повітряна система опалення	Водяний електричний бак-акумулятор (система "нічної акумуляції теплоти")	Роторний
9	Керч	Тепловий насос (вода — земля)	Водяна система (тепла підлога)	Тепловий насос (повітря-вода)	Пластинчатий
0	Миколаїв	Тепловий насос (вода — повітря)	Водяна система (тепла підлога)	Вакуумні трубчасті колектори	Роторний



4. Техніко-економічне обґрунтування систем

5. Методики та приклади розрахунків

5.3. Методика інженерного розрахунку теплових навантажень за укрупненими показниками

Теплові навантаження на опалення вентиляцію і гаряче водопостачання для житлових, громадських і виробничих будівель слід приймати по відповідним проектам.

При відсутності таких проектів допускається приймати теплові навантаження за наступними формулами (ДБН В.2.5-39:2008 «Теплові мережі»):

а) витрати теплоти, Вт, на опалення житлових та громадських будівель

$$Q_{omax} = q_0 A (1 + k_1);$$

б) витрати теплоти, Вт, на вентиляцію житлових та громадських будівель

$$Q_{vmax} = k_1 k_2 q_0 A;$$

в) витрати теплоти, Вт, на гаряче водопостачання житлових і громадських будівель

$$Q_{hm} = q_h m;$$

Де:

- k_1 - коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалення громадських будівель зданий; при відсутності даних слід приймати рівним 0,25;
- k_2 - коефіцієнт, що враховує тепловий потік на вентиляцію громадських будівель при відсутності даних слід приймати рівним 0,6.
- A - загальна площа житлового будинку, м²;
- m - кількість людей;
- q_0 - питомий показник максимального теплового потоку на опалення житлових будинків на 1 м² загальної площі, Вт (Таблиця 4).
- q_h - питомий показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину (Таблиця 5);

Таблиця 4. Питомий показник теплового потоку на опалення відповідно до Європейського стандарту DIN EN 12831

Тип будинку	Питомий показник теплового потоку, q_0 , Вт/м ²
Будинок з пасивним енергоспоживанням	10
Енергозберігаючий будинок	40
Новий будинок (побудований після 1995р)	50
Будинок (побудований до 1995р, з нормальною ізоляцією)	80
Старий будинок	120

Таблиця 5. Питомий показник теплового потоку на гаряче водопостачання відповідно до Європейського стандарту DIN EN 12831

	Витрата гарячої води при температурі води 45°C, л/добу на людину	Питомий тепловий потік q_h , Вт/добу на людину
Низьке споживання	Від 15 до 30	Від 600 до 1200
Нормальне	Від 30 до 60	Від 1200 до 2400

споживання		
------------	--	--

5.4. Приклад виконання та методика виконання інженерного розрахунку електрокабельної термоаккумуляційної системи опалення (ЕКСО ТА)

Вибір параметрів ЕКСО ТА ведеться згідно додатка Д ДБН В.2.5-24:2012 «Електрична кабельна система опалення».

Завдання: Необхідно забезпечити опалення приміщення через підлогу електричною кабельною системою з акумуляцією в підлозі з основним споживанням енергії в години мінімального навантаження енергосистем.

Приміщення – житлова кімната.

Розрахункова температура внутрішнього повітря – 20 °С.

Приміщення під житловою кімнатою повітря – опалювальне з розрахунковою температурою повітря 20 °С.

Тривалість основного інтервалу включення ЕКС ОТА – 8 год.

Тривалість додаткового включення ЕКС ОТА – 2 год.

Площа житлової кімнати - $F_{\Sigma} = 20 \text{ м}^2$.

Розрахункова площа нагрівальної поверхні – невідома.

Розрахункові тепловтрати приміщення – $Q = 1100 \text{ Вт}$.

Лицьове покриття підлоги – ковролін $\delta_{si2} = 0,006 \text{ м}$.

Характеристика огорожень приміщення – бетонна стеля, цегляна зовнішня стіна.

Суцільний шар ЕКС ОТА – цементно-піщаний.

Шари підлоги під нагрівальним кабелем:

- цементно-піщана стяжка товщиною $\delta_{se1} = 0,01 \text{ м}$;
- теплоізоляція - $\delta_{se2} = 0,06 \text{ м}$;
- плита міжповерхового перекриття - $\delta_{se3} = 0,25 \text{ м}$;
- штукатурка стелі вапняно-піщаним розчином - $\delta_{se4} = 0,015 \text{ м}$.

Дана конструкція має опір теплопередачі від площини укладання нагрівального кабелю до повітря нижнього приміщення $R_{se} = 2,00 \geq 0,8 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$, що відповідає вимозі згідно пункту **9.4.1.3.** ДБН В.2.5-24:2012.

Розрахунок

Д.2.1 Розрахункові питомі тепловтрати приміщення визначають згідно пункту **9.3.2.2.** ДБН В.2.5-24:2012.

$$q = Q/F_{\Sigma} = 1100/20 = 55 \text{ Вт/м}^2$$

Д.2.2 Ефективна здатність до акумуляції теплової енергії огорожувальними конструкціями приміщення з ЕКС ОТА згідно даних пункту **9.3.2.3.** ДБН В.2.5-24:2012 за

їх характеристиками відповідно вихідних даних (бетонна стеля, зовнішня стіна з цегли) є середньою.

Товщину тепло акумуляційного шару визначають за номограмою на **рисунку 2¹** ДБН В.2.5-24:2012 згідно даних:

- питомі тепловтрати приміщення $q = 55 \text{ Вт/м}^2$;
- тривалість у годинах додаткового включення ЕКС ОТА відповідно вихідних даних складає 2 год.;
- лицьове покриття підлоги – текстильне (ковролін);
- ефективна здатність до акумуляції теплової енергії огорожувальними конструкціями приміщення з ЕКС ОТА – середня.

Товщина акумуляційного шару, відповідно зазначених даних за напрямком пунктирної лінії на рисунку, складає 7 см.

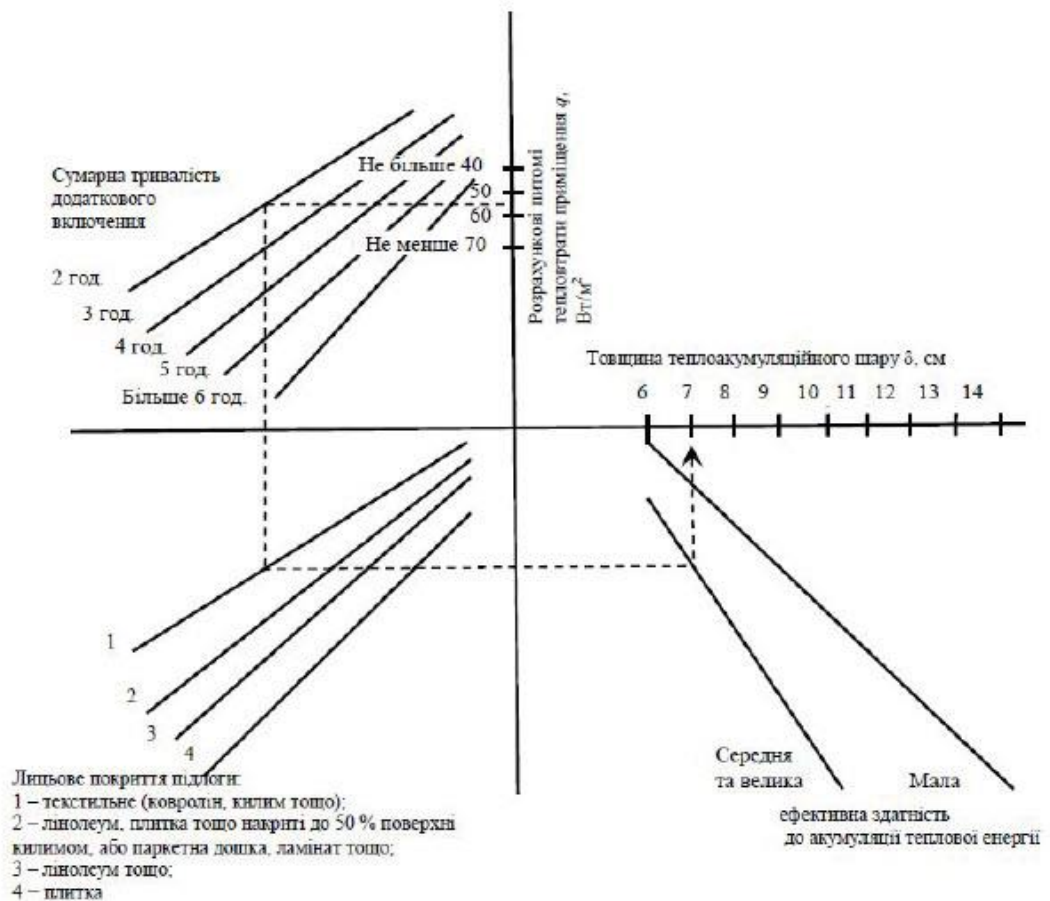


Рис. 1. Номограма з визначення товщини тепло акумуляційного шару ЕКС ОТА

[Рисунок 2 ДБН В.2.5-24:2012 на с. 31]

Д.2.4 ² За визначеної товщини тепло акумуляційного шару та при лицьовому покритті з ковроліну опір теплопередачі будівельної конструкції від площини укладання

¹ В ДБН В.2.5-24:2012 написано про рисунок 1, але фактично методика розрахунку відповідає тій, яка застосовується із рисунком 2.

нагрівального кабелю до внутрішнього повітря опалювального приміщення $R_{si} = 0,26$ (м²·К)/Вт. В ДБН В.2.5-24:2012 **відсутній пункт**, який би пояснював звідки узялись такі дані. Нижче наведений орієнтований розрахунок:

Таблиця 6. Склад підлоги до розташування систем ЕКС ОТА

Матеріал шару	Розрахункові величини		
	δ , м	λ , Вт/(м·К)	R , (м ² ·К)/Вт
1. Лицьовий шар ковrolіну ^b	0,006	0,33	0,018
2. Підоснова	0,004	0,047	0,085
3. Клеюча мастика	0,001	0,17	0,006
4. Цементно-піщана стяжка	0,03	0,81	0,037

^aЗгідно вихідних даних цей прошарок йде другим. Але в цій таблиці він поданий першим.

^b Лінолеум полівініл хлорид ний на теплоізоляційній підоснові за густини $\rho_0 = 1600$ кг/м³, що йде під номером 110 згідно додатку Л ДБН В.2.6-31:2006.

Окрім того, необхідно враховувати й коефіцієнт тепловіддачі. Тому кінцеве значення опору можливо визначити з формули:

$$R = \frac{\delta_{si1}}{\lambda_{si1}} + \frac{\delta_{si2}}{\lambda_{si2}} + \frac{\delta_{si3}}{\lambda_{si3}} + \frac{1}{\alpha_{si1}} = \frac{0,006}{0,33} + \frac{0,004}{0,047} + \frac{0,001}{0,81} + \frac{1}{8,7} \approx 0,26 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Перевіряємо значення R_{si} на відповідність вимоги пункту **9.1.4.** ДБН В.2.5-24:2012:

$$R_{se}/R_{si} = 2,00/0,26 = 7,7 \geq 4,0,$$

що відповідає вимозі згідно **9.1.4.** ДБН В.2.5-24:2012.

Д.2.5 Максимальна розрахункова питома теплова потужність відповідно до вихідних даних:

- різниця між розрахунковими температурами повітря в опалювальному приміщенні та приміщенні, розташованому під ним, становить $20 - 20 = 0$ К;
- опір теплопередачі від площини укладання нагрівального кабелю до повітря нижнього приміщення $R_{se} = 0,26$ (м²·К)/Вт;
- сумарна тривалість основного та додаткового включення ЕКС ОТА становить:

$$8 + 2 = 10 \text{ год.}$$

² В ДБН В.2.5-24:2012 чомусь за пунктом Д.2.3 відразу йде пункт Д.2.5 – в методичному посібнику нумерація навпаки йде послідовно.

Д.2.6 За таблицею 5³ визначаємо $q_{ht.max}^{reg} = 156 \text{ Вт/м}^2$.

Д.2.7 Розрахункова питома електрична p^{reg} , Вт/м², та розрахункова електрична потужність P^{reg} , Вт, відповідно до 9.3.3.3, з урахуванням коефіцієнта обмеження $C = 0,87$ при питомих тепловтратах приміщення $q = 55 \text{ Вт/м}^2$ згідно з таблицею 6 та за невідомої площі нагрівальної поверхні відповідно вихідних даних та згідно 9.1.5.ДБН В.2.5-24:2012, становлять:

$$p^{reg} = k_z \cdot C \cdot q_{ht.max}^{reg} = 1,2 \cdot 0,87 \cdot 156 = 163 \leq 200 \text{ Вт/м}^2$$

$$P^{reg} = p^{reg} \cdot 0,85 \cdot F_{\Sigma} = 163 \cdot 0,85 \cdot 20 = 2771 \text{ Вт}$$

Вимога щодо не перевищення питомої електричної потужності згідно 9.1.4. дотримана.

Д.2.8 Вибирають електричний нагрівальний кабель з максимальною електричною потужністю згідно 9.1.4⁴.ДБН В.2.5-24:2012

$$P = 1,1 \cdot P^{reg} = 1,1 \cdot 2774 = 3050 \text{ Вт}$$

Д.2.9 Середня впродовж доби розрахункова теплова потужність ЕКС ОТА згідно з 9.3.4.1.ДБН В.2.5-24:2012 становить

$$Q_{ht.b}^v = C \cdot q_{ht.b}^v \cdot F_{ht}^{reg} = 0,87 \cdot 70 \cdot 17 = 1035 \text{ Вт}$$

і є меншою за тепловтрати приміщення, хоча й виконується вимога згідно з 9.3.4.1:

$$Q_{ht.b}^v \geq 0,85 \cdot Q = 0,85 \cdot 1100 = 935 \text{ Вт}$$

За таких обставин та з врахуванням вимоги 5.4.ДБН В.2.5-24:2012, слід застосовувати додаткові опалювальні прилади. Тоді згідно з 9.2.3.2.ДБН В.2.5-24:2012 теплова потужність базової частини ЕКС ОТА становить

Д.2.10 Розрахункова теплова потужність додаткових опалювальних приладів ЕКС ОТА згідно з 9.2.3.2.ДБН В.2.5-24:2012 складе:

$$\Delta Q_{ht.c}^{reg} = Q - Q_{ht.b}^v = 1100 - 1035 = 65 \text{ Вт}$$

і тут не має місця вимога 9.1.12.ДБН В.2.5-24:2012:

$$\Delta Q_{ht.c}^{reg} \geq \frac{2}{2+8} Q = 0,2 \cdot 1100 = 220 \text{ Вт}$$

³В прикладі йде мова про таблицю 7, але насправді мова йде про таблицю 4.

⁴ Мається на увазі фрагмент пункту 9.1.5:

Питома електрична потужність вибраних нагрівальних елементів ЕКС ОТА не повинна перевищувати розрахункову електричну потужність більше ніж на 10 %;

У даному приміщенні необхідно застосувати додатковий опалювальний прилад – електроконвектор з тепловою електричною потужністю найближчою до $\Delta Q_{ht.c}^{reg} = 220$ Вт, або крайову зону.

Д.2.11 При застосуванні крайової зони з до $\Delta Q_{ht.c}^{reg} = 220$ Вт, наприклад, під вікном, у межах площі нагрівальної поверхні базової частини ЕКС ОТА, прийнявши до $q_{ht.c}^v = 220$ Вт = 150 Вт/м² згідно з 9.1. 4, з урахуванням 9.3.4.2 та 9.3.4.3 довжина крайової зони l при обраній її ширині $b = 1$ м становить:

$$l = \Delta Q_{ht.c}^{reg} / (b[q_{ht.c}^v - C \cdot q_{ht}^v]) = 220 / (1 \cdot [150 - 0.87 \cdot 70]) = 2,5 \text{ м}$$

Д.2.12 Електрична потужність додаткового опалювального приладу, якщо обрано:

електроконвектор - $P \geq 220$ Вт;

крайову зону - $P = 250 \cdot l \cdot b = 250 \cdot 2,5 \cdot 1 = 625$ Вт, з питомою електричною потужністю згідно з 9.1.4 та відповідно до розмірів крайової зони.

5.5. Методика та приклад розрахунку роторного рекуператора

Нижче наведено приклад розрахунку роторного рекуператора.

Вихідні дані для розрахунку.

Необхідно визначити параметри повітряних потоків на виході з роторного⁵ рекуператора при наступних умовах:

- об'ємна витрата повітря, що видаляється⁶: $L = 14000 \text{ м}^3/\text{год}$ (або $L = 3,89 \text{ м}^3/\text{год}$);
- параметри повітря, що видаляється: $t_{y1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $\varphi_1 = 45 \%$; $d_{y1} = 6,6 \text{ г/кг}$; $I_{y1} = 36,9$; $t_{p.y.} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- об'ємна витрата⁷ зовнішнього повітря $L = 14\,000 \text{ м}^3/\text{год}$ (або $L = 3,89 \text{ м}^3/\text{год}$);
- параметри зовнішнього повітря: $t_{y1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $d_{y1} = 6,6 \text{ г/кг}$;

Теплообмінна поверхня регенератора утворена з плоских та гофрованих листів фольги, які чергуються, товщиною $\delta = 0,1 \text{ мм}$, які утворюють трикутні в перерізі канали з еквівалентним діаметром $d_{екв} = 1,5 \text{ мм}$; показник компактності⁸ $\psi_n = 3000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ (без врахування дотичної площі гофрів з плоскої фольги); відносний живий переріз $\bar{f}_{ж.п.} = 0,85$; діаметр ротора, $D = 1,9 \text{ м}$; глибина насадки $b = 0,2 \text{ м}$, частота її обертання $n = 10 \text{ хв}^{-1}$.

Параметри повітря приймати з таблиці. Для полегшення розрахунків будемо використовувати такі параметри повітря, які відповідають температурі $t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. При визначенні ентальпій для даних розрахунків можливо застосовувати такі дані: питома теплота пароутворення $r = 2500 \text{ кДж/кг}$; питома теплоємність водяної пари $c = 1,8 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Таблиця 7. Характеристики повітря при різних температурах

Температура	Густина	Питома теплоємність	Теплопровідність	Кінематична в'язкість	Число Прандтля
$^\circ\text{C}$	кг/м^3	$\text{кДж / (кг} \cdot \text{К)}$	$\text{Вт / (м} \cdot \text{К)}$	$(\text{м}^2 / \text{с}) \times 10^{-6}$	0
0	1,293	1,005	0,0243	13,3	0,715
20	1,205	1,005	0,0257	15,11	0,713
40	1,127	1,005	0,0271	16,97	0,711
60	1,067	1,009	0,0285	18,9	0,709
80	1	1,009	0,0299	20,94	0,708
100	0,946	1,009	0,0314	23,06	0,703

Питома теплоємність алюмінієвої фольги складає $c_f = 0,88 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$, густина $\rho = 2500 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнти тепловіддачі α_y та α_n характеризуються даними експериментальних досліджень, представленими на Рис. 2.

⁵Іноді в літературі застосовують термін «регенератор». Це коректно, але варто додати, що роторний рекуператор є лише одним з видів регенераторів

⁶В даному прикладі не розглядається можливість забору частини повітря на рециркуляцію.

⁷В даному прикладі об'ємні витрати повітря співпадають. Дане допущення прийнято через оригінальний приклад 13.2 з підручника Б.В.Баркалов, Е.Е.Карпис «Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях». При виконанні курсового проекту дані значення можуть не співпадати.

⁸Коефіцієнт компактності - відношення площі поверхні до теплообміну до одиниці об'єму.

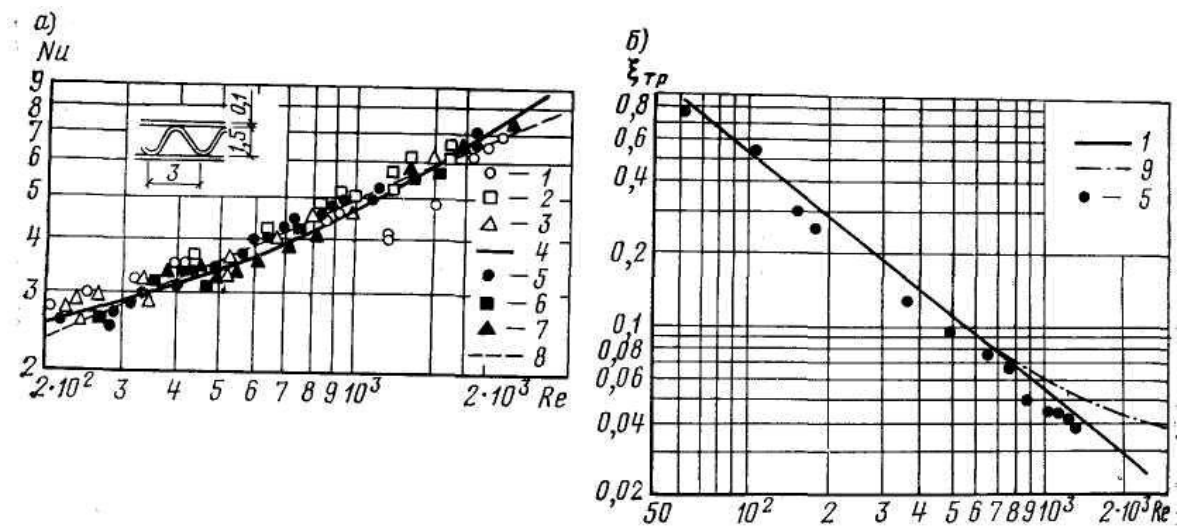


Рис. 2. Коефіцієнт тепловіддачі (а) і коефіцієнт опору тертя (б) в трикутних каналах 1 – по В.К. Мигаю; 2 – по Л.Н. Ільїну; 3 – по Коксу і Стівену; 4 – по З.В. Семилет; 5, 6, 7 – по В.М. Бузнику; 8 – по О.А. Кремньову; 9 – по Кейсу і Лондону.

Оскільки конструкція теплообмінника задана, визначимо площу, м², живих перерізів для проходження повітря - у даному розрахунку задача полегшена тим, що витрати повітря однакові:

$$F_{ж.п.у} = F_{ж.п.з} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \bar{f}_{ж.п.} = \frac{1}{2} \cdot \frac{3,14 \cdot 1,9^2}{4} \cdot 0,85 = 1,205 \text{ м}^2$$

Визначаємо швидкість повітря в живому перерізі насадки, м/с:

$$v_{ж.п.у} = v_{ж.п.з} = \frac{L}{F_{ж.п.з}} = \frac{3,89}{1,205} = 3,22 \text{ м/с}$$

З каталогу або аналітично визначаємо площу, м², поверхні, що омивається повітряними потоками:

$$F_y = F_z = \frac{4 \cdot L \cdot b}{d_{екв.}} = \frac{4 \cdot 1,205 \cdot 0,2}{0,0015} = 642 \text{ м}^2$$

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в трикутних каналах скористаємось даними О.А.Кремнева $Nu = 0,2 Re^{0,45}$ ($200 \leq Re \leq 2000$):

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{3,23 \cdot 0,0015}{14,7 \times 10^{-6}} = 329$$

$$Nu = 0,2 Re^{0,45} = 0,2 \cdot 329^{0,45} = 2,716$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі по формулі:

$$\alpha_y = \alpha_n = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{екв.}} = \frac{2,716 \cdot 2,45 \times 10^{-2}}{0,0015} = 44,36 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Знаходимо менше значення еквівалентної витрати⁹:

$$W_{min} = c_p \cdot \rho \cdot \min(L_n; L_y) = 1,005 \cdot 1,25 \cdot \min(3,89; 3,89) = 4,885 \text{ кДж/(с} \cdot \text{К)}$$

Знаходимо число одиниць переносу явної теплоти NTU¹⁰:

⁹В літературі також часто можна зустріти по відношенню до цього терміну інший – «водяний еквівалент». Але проблема полягає в тому, що в підручнику Волкова О.Д. «Проектирование вентиляции промышленного здания» цим символом позначають відношення масових витрат, а в підручнику В.Е. Мініна «Воздухонагреватели для систем вентиляции и кондиционирования воздуха» водяним еквівалентом називають (і позначають) добуток теплоємності і масової витрати повітря або води. Помилки нема - незалежно від теплоносія еквівалент називають водяним.

$$NTU = \frac{1}{W_{min} \left(\frac{1}{\alpha_y \cdot F_y} + \frac{1}{\alpha_n \cdot F_n} \right)} = \frac{1}{4885 \left(\frac{1}{44,36 \cdot 642} + \frac{1}{44,36 \cdot 642} \right)} = 2,918$$

Визначаємо вагу насадки $G_{нас}$ (для кожного ходу повітря):

$$G_{нас} = F_{ж.п.з} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot b \cdot \delta \cdot \psi_k \cdot \rho_\phi = \frac{1}{2} \cdot \frac{3,14 \cdot 1,9^2}{4} \cdot 0,2 \cdot 0,1 \times 10^{-3} \cdot 3000 \cdot 2500 = 212,6 \text{ кг}$$

Визначаємо співвідношення (при цьому бажано, аби співвідношення: $W_{нас}/W_{min} \leq 5$):

$$\frac{W_{нас}}{W_{min}} = \frac{G_{нас} \cdot c_\phi \cdot 60 \times n}{W_{min}} = \frac{212,6 \cdot 0,88 \times 10^3 \cdot 60 \times 10}{4885} = 6,38$$

Знаходимо значення поправочного множника:

$$P = 1 - \frac{1}{8,3 \cdot \left(\frac{W_{нас}}{W_{min}} \right)^2} = 1 - \frac{1}{8,3 \cdot (6,38)^2} = 0,981$$

Знаходимо значення відношення меншої та більшої еквівалентної витрати \bar{W} :

$$\bar{W} = \frac{c_p \cdot \rho \cdot \min(L_n; L_y)}{c_p \cdot \rho \cdot \max(L_n; L_y)} = \frac{1,005 \cdot 1,25 \cdot \min(3,89; 3,89)}{1,005 \cdot 1,25 \cdot \max(3,89; 3,89)} = 1$$

Формула для визначення ефективності регенеративного теплообмінника при $\bar{W} < 1$

$$E = \frac{1 - \exp \left(\frac{-NTU}{1 - \bar{W}} \right)}{1 - \bar{W} \exp \left(\frac{-NTU}{1 - \bar{W}} \right)} \cdot P$$

В даному прикладі $\bar{W} = 1$, тому необхідно використати формулу:

$$E = \frac{NTU}{1 + NTU} \cdot P = \frac{2,918}{1 + 2,918} \cdot 0,981 = 0,731$$

Визначаємо значення температур, °C, на виході з регенератора:

$$t_{y2} = t_{y1} - E(t_{y1} - t_{n1}) = 20 - 0,731(20 - (-2)) = 3,9 \text{ °C}$$

$$t_{n2} = t_{n1} - E(t_{y1} - t_{n1}) = -2 - 0,731(20 - (-2)) = 14,1 \text{ °C}$$

Знаходимо температури, °C, поверхні на вході холодного та гарячого повітря:

$$t_{n1} = \frac{\alpha_y \cdot F_y \cdot t_{y2} + \alpha_n \cdot F_n \cdot t_{n1}}{\alpha_y \cdot F_y + \alpha_n \cdot F_n} = \frac{44,36 \cdot 642 \cdot 3,9 + 44,36 \cdot 642 \cdot (-2)}{44,36 \cdot 642 + 44,36 \cdot 642} = 1 \text{ °C}$$

$$t_{n2} = \frac{\alpha_y \cdot F_y \cdot t_{y1} + \alpha_n \cdot F_n \cdot t_{n2}}{\alpha_y \cdot F_y + \alpha_n \cdot F_n} = \frac{44,36 \cdot 642 \cdot 20 + 44,36 \cdot 642 \cdot 14,1}{44,36 \cdot 642 + 44,36 \cdot 642} = 17 \text{ °C}$$

Оскільки температура поверхні на вході теплого повітря нижче його температури точки роси $t_{p,y} = 7,6 \text{ °C}$, то на частині поверхні буде конденсуватись волога. По $I-d$ діаграмі при $t_{n1} = 0,75 \text{ °C}$ знаходимо вологовміст насиченого повітря $d''_n = 4,05 \text{ г/кг}$ і далі по формулі визначаємо ентальпію насиченого повітря та прошарку повітря, що прилягає до сухої частини поверхні при $t_{n2} = 17,3 \text{ °C}$:

¹⁰В книзі, з якої взятий приклад, використане позначення N -- проте даний символ широко застосовують для визначення потужності приладу, тому краще використовувати позначення NTU , яке, окрім того, набагато ширше застосовується в літературі.

$$I_{n1} = c_p \cdot t_{n1} + (r + c_n \cdot t_{n1}) d_{n1} = 1,005 \cdot 1 + (2500 + 1,806 \cdot 1) 4,05 \times 10^{-3} \\ = 11,1 \text{ кДж/кг};$$

$$I_{n2} = c_p \cdot t_{n2} + (r + c_n \cdot t_{n2}) d_{n2} = 1,005 \cdot 17 + (2500 + 1,806 \cdot 17) 6,6 \times 10^{-3} \\ = 33,8 \text{ кДж/кг};$$

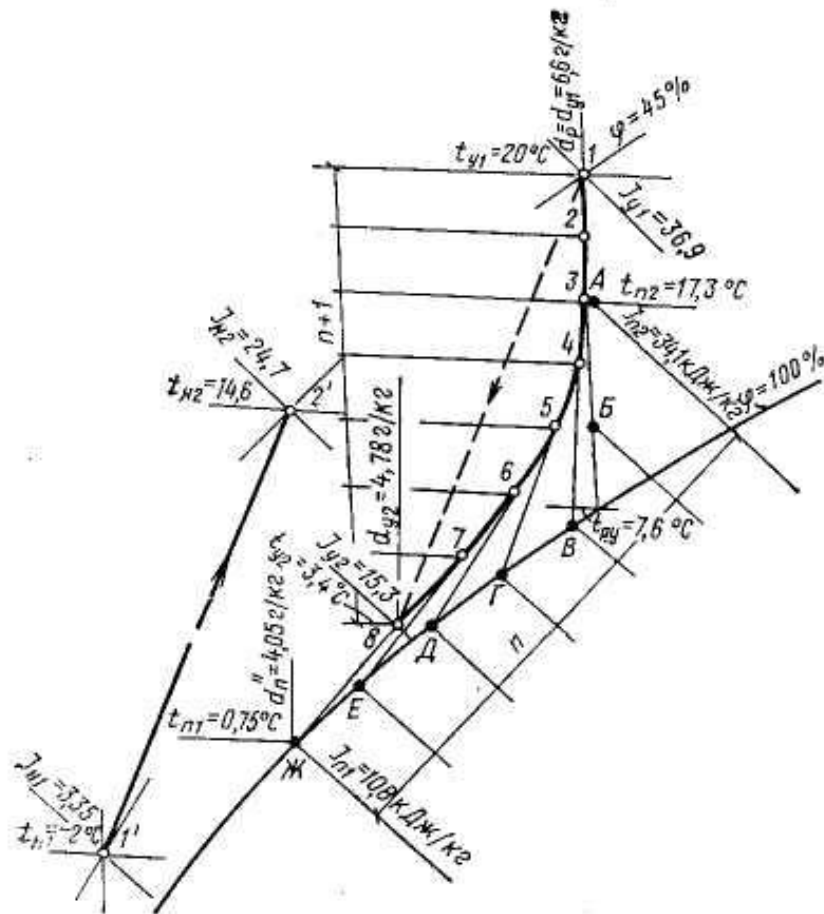


Рис. 3. Побудова процесів обробки повітря в роторному рекуператорі при одночасному тепло- і волого обміні. 1-2-3-4-5-6-7-8 – крива охолодження теплого повітря; А, Б, В, Г, Д, Е, Ж – точки, що характеризують стан шару повітря, що прилягає до поверхні насадки; 1'-2' – умовний процес нагрівання холодного повітря.

Ділимо відрізки між цими значеннями ентальпій на I - d діаграмі на шість рівних ділянок, а відрізок між значеннями температур $t_{y1} = 20^\circ\text{C}$ та $t_{y2} = 3,9^\circ\text{C}$ - на сім рівних частин (див. рисунок вище). Далі з'єднуємо прямою лінією точку 1, що характеризує стан теплого повітря, яке надходить, з точкою А, що характеризує параметри прошарку повітря у поверхні. Ця пряма перетинає лінію $t_{y1} = \text{const}$ першої ділянки в точці 2. З неї проводимо пряму до точки Б і т.д. В результаті будуюмо лому лінію 1-2-3-4-5-6-7-8, яка характеризує зміну стану теплого повітря при його руху через насадку регенератора. В точці перетину ломаної з ізотермою $t_{y2} = 3,4^\circ\text{C}$ (точка 8) знаходимо $I_{y2} = 15,3 \text{ кДж/кг}$ та $d_{y2} = 15,3 \text{ г/кг}$. З'єднавши точку 1 з точкою 8 пунктирною прямою, отримуємо умовне зображення процесу охолодження повітря в насадці регенератора. (Описаний метод побудови кривої зміни стану повітря в рівній мірі справедливий для всіх повітроохолоджувачів, включно з камерами зрошення. Заміна кривої умовними зображеннями процесу у вигляді прямої лінії не вносить будь-яких помилок в розрахунок, оскільки пряма лінія з'єднує початкову та кінцеву точку стану повітря.) Провівши паралельну пряму з точки $t_{n1} = -2^\circ\text{C}$, $I_{n1} = 3,35 \text{ кДж/кг}$, до перетину з лінією $t_{n2} = 14,6^\circ\text{C}$ отримуємо значення кінцевої ентальпії нагрітого повітря $I_{n2} = 24,7 \text{ кДж/кг}$.

Знаходимо по (б) коефіцієнт опору тиску в каналах насадки $\xi_{\text{тр}} = 0,18$ при $\text{Re} = 329$.

Визначаємо втрати тиску на тертя, Па:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\xi_{\text{тр}} \cdot \rho_y \cdot v_{\text{ж.п.у}}^2 \cdot b}{2 \cdot d_{\text{екв}}} = \frac{0,18 \cdot 1,2 \cdot 3,23^2 \cdot 0,2}{2 \cdot 1,5 \times 10^{-3}} = 150 \text{ Па};$$

Визначаємо втрати тиску на вхід в трикутний канал, Па:

$$\Delta p_{\text{вх}} = \frac{v_{\text{ж.п.у}}^2 \cdot \rho_y \cdot (1 - \bar{f}_{\text{ж.п.-}}^2 + k_{\text{вх}})}{2} = \frac{3,23^2 \cdot 1,2 \cdot (1 - 0,85^2 + 0,95)}{2} = 7,68 \text{ Па};$$

Знаходимо втрати тиску на виході з каналу, Па:

$$\Delta p_{\text{вих}} = \frac{\xi_{\text{тр}} \cdot \rho_y \cdot v_{\text{ж.п.у}}^2}{2} = \frac{0,18 \cdot 1,2 \cdot 3,23^2}{2} = 6,25 \text{ Па};$$

Загальні втрати тиску на виході з каналу, Па, складають:

$$\Sigma p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вих}} = 150 + 7,68 + 6,25 \approx 164 \text{ Па}.$$

5.6. Методика та приклад розрахунку пластинчатого рекуператора

Вихідні дані для розрахунку.

Необхідно визначити параметри повітряних потоків на виході з пластинчатого теплообмінника (рекуператора).

- об'ємна витрата повітря, що видаляється: $L = 14000 \text{ м}^3/\text{год}$ (або $L = 3,89 \text{ м}^3/\text{год}$);
- параметри повітря, що видаляється: $t_{y1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $\varphi_1 = 45 \%$; $d_{y1} = 6,6 \text{ г/кг}$; $I_{y1} = 36,9$; $t_{p,y} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- об'ємна витрата зовнішнього повітря $L = 14\,000 \text{ м}^3/\text{год}$ (або $L = 3,89 \text{ м}^3/\text{год}$);
- параметри зовнішнього повітря:

$$t_{y1} = 20 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$d_{y1} = 6,6 \text{ г/кг};$$

При розрахунках будемо використовувати теплообмінник, виготовлений зі сталі. Товщина металевих пластин приймається в межах $\delta = 0,1-0,12 \text{ мм}$. Термічний опір приймати $R_{cm} = 0,11 \times 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C)/Вт}$. Геометричні розміри теплообмінника A та B в даному прикладі рівні. Приймаємо для попередніх розрахунків умовну температуру повітря $t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Оскільки конструкція теплообмінника задана, визначимо площу, м^2 , живих перерізів для проходу повітря - у даному розрахунку задача полегшена тим, що витрати повітря однакові:

$$F_{\text{ж.п.у}} = F_{\text{ж.п.з}} = A \cdot \left(\frac{B}{\delta} - 1 \right)$$

Визначаємо швидкість повітря в живому перерізі насадки, м/с :

$$v_{\text{ж.п.у}} = v_{\text{ж.п.з}} = \frac{L}{F_{\text{ж.п.}}}$$

З каталогу або аналітично визначаємо площу, м^2 , поверхні, що омивається повітряними потоками:

$$F_y = F_z = F_{\text{ж.п.у}} = F_{\text{ж.п.з}} = A \cdot B \cdot \left(\frac{B}{\delta} - 1 \right)$$

Визначаємо число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Можливо відразу визначити значення коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}$ в залежності від значення числа Рейнольдса:

$$\text{Re} < 10\,000$$

$$\bar{\alpha} = \frac{0,00376 \cdot v \cdot \lambda}{d_{\text{екв}}}$$

$$\text{Re} > 10\,000$$

$$\bar{\alpha} = \frac{0,00238 \cdot v \cdot \lambda}{d_{\text{екв}}}$$

Знаходимо менше значення еквівалентної витрати:

$$W_{\min} = c_p \cdot \rho \cdot \min(L_{\text{н}}; L_y)$$

Знаходимо число одиниць переносу явної теплоти NTU:

$$NTU = \frac{1}{W_{min} \left(\frac{1}{\alpha_y \cdot F_y} + \frac{1}{\alpha_n \cdot F_n} \right)}$$

Визначаємо вагу насадки $G_{пл}$ (для кожного ходу повітря):

$$G_{нас} = F_{пл} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_m$$

Визначаємо співвідношення:

$$\frac{W_{пл}}{W_{min}} = \frac{G_{пл} \cdot c_{\phi} \cdot 60 \times n}{W_{min}} = \frac{212,6 \cdot 0,88 \times 10^3 \cdot 60 \times 10}{4885} = 6,38$$

Знаходимо значення поправочного множника:

$$П = 1 - \frac{1}{8,3 \cdot \left(\frac{W_{пл}}{W_{min}} \right)^2} = 1 - \frac{1}{8,3 \cdot (6,38)^2} = 0,981$$

Знаходимо значення відношення меншої та більшої еквівалентної витрати \bar{W} :

$$\bar{W} = \frac{c_p \cdot \rho \cdot \min(L_n; L_y)}{c_p \cdot \rho \cdot \max(L_n; L_y)} = \frac{1,005 \cdot 1,25 \cdot \min(3,89; 3,89)}{1,005 \cdot 1,25 \cdot \max(3,89; 3,89)} = 1$$

Формула для визначення ефективності регенеративного теплообмінника при $\bar{W} < 1$

$$E = \frac{1 - \exp\left(\frac{-NTU}{1-\bar{W}}\right)}{1 - \bar{W} \exp\left(\frac{-NTU}{1-\bar{W}}\right)} \cdot П$$

В даному прикладі $\bar{W} = 1$, тому необхідно використати формулу:

$$E = \frac{NTU}{1 + NTU} \cdot П = \frac{2,918}{1 + 2,918} \cdot 0,981 = 0,731$$

Визначаємо значення температур, °С, на виході з регенератора:

$$t_{y2} = t_{y1} - E(t_{y1} - t_{n1})$$

$$t_{n2} = t_{n1} - E(t_{y1} - t_{n1})$$

Знаходимо температури, °С, поверхні на вході холодного та гарячого повітря:

$$t_{n1} = \frac{\alpha_y \cdot F_y \cdot t_{y2} + \alpha_n \cdot F_n \cdot t_{n1}}{\alpha_y \cdot F_y + \alpha_n \cdot F_n}$$

$$t_{n2} = \frac{\alpha_y \cdot F_y \cdot t_{y1} + \alpha_n \cdot F_n \cdot t_{n2}}{\alpha_y \cdot F_y + \alpha_n \cdot F_n}$$

Аеродинамічний опір, Па, пластинчатого рекуператора для систем кондиціонування характеризується залежностями:

$$L/d = 50 \dots 80$$

$$\Delta p_{втр} = (11 + 2,1) \cdot v \cdot \rho^{0,5} \cdot \frac{L}{d_{екв}} \cdot \frac{(v\rho)^2}{20 \cdot \rho}$$

$$L/d > 80$$

$$\Delta p_{\text{втр}} = (11 + 1,9) \cdot v \cdot \rho^{0,5} \cdot \frac{L}{d_{\text{екв}}} \cdot \frac{(v\rho)^2}{20 \cdot \rho}$$

5.7. Методика та приклад інженерного розрахунку теплообмінника типу «труба в трубі» системи ГВП

Нижче наведено приклад та методику виконання розрахунку.

Вихідні дані для розрахунку.

Максимальна секундна витрата теплоти на потреби ГВП $Q_0 = 2,72$ кВт

Температура гарячої води згідно побажань замовника $t_r = 55$ °С.

Розрахункова температура холодної води $t_c = 10$ °С.

При розв'язанні даної задачі допустимо приймати в усіх розрахунках значення теплоємності води $c = 4,2$ кДж/(кг·К). В той же час такі значення як густина ρ , теплопровідність λ , число Прандтля Pr та кінематична в'язкість ν необхідно знаходити за допомогою інтерполяції.

Для теплообмінників, розрахованих на забезпечення потреб приватних малоповерхових будинків, товщина внутрішньої труби є незначною у порівнянні - її значенням допустимо знехтувати.

Таблиця 8. Фізичні параметри води

t,	ρ ,	c,	$\lambda \cdot 10^2$,	$\nu \cdot 10^{-6}$,	Pr
°C	кг/м³	кДж/(кг·К)	Вт/(м·К)	м²/с	
0	1000	4,23	55,1	1,79	13,7
10	1000	4,19	57,5	1,31	9,52
20	988	4,19	59,9	1,01	7,02
30	996	4,18	61,8	0,81	5,42
40	992	4,18	63,4	0,66	4,31
50	983	4,18	64,8	0,566	3,54
60	978	4,18	65,9	0,478	2,98

Визначаємо параметри скидної гарячої води на вході в теплообмінник (попереднього нагріву):

$$t_{\text{ск}}'' = t_r'' - (3...5) = 37 - 4 = 33$$
 °С

t_r'' - технологічна температура гарячого водопостачання, яка приймається відповідно до середньої температури води після змішувача. Згідно вихідних даних температура складає $t_{\text{ск}}' = 37^{11}$ °С.

¹¹Дана норма може бути узятя з пункту 2.3 СНиП 2.04.01-85 "Внутренний водопровод и канализация зданий":

В помещениях детских дошкольных учреждений температура горячей воды, подаваемой к водоразборной арматуре душей и умывальников, не должна превышать 37°С.

Визначаємо параметри водопровідної води на виході з теплообмінника:

$$t''_в = t'_{ск} - (3...5) = 33 - 4 = 29\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо витрату скидної води:

$$m_{ск} = \frac{Q_0}{c \cdot (t''_в - t_c)} = \frac{2,72}{4,19 \cdot (37 - 10)} = 0,024\text{ кг/с}$$

t_c - температура води з холодного трубопроводу. Для даної методики розрахунку приймається $t_c = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$;

c - питома теплоємність води. Згідно методики розрахунку приймається $c = 4,19\text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Визначаємо витрату водопровідної води:

$$m_в = m_{ск} \frac{(t''_г - t_c)}{(t_г - t_c)} = 0,024 \frac{(37 - 10)}{(55 - 10)} = 0,014\text{ кг/с}$$

$t_г$ - температура гарячої води відповідно до вимог $t_г = 55^{12}$:

Визначаємо з рівняння теплового балансу температуру скидної води після теплообмінника:

$$t'_{ск} - t''_{ск} = \frac{(t''_г - t_c)}{(t_г - t_c)} (t''_в - t_c)$$
$$t''_{ск} = t'_{ск} + \frac{(t''_г - t_c)}{(t_г - t_c)} (t''_в - t_c) = 33 \frac{(37 - 10)}{(55 - 10)} (29 - 10) = 21,6\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо потужність теплообмінника попереднього нагріву:

$$Q_{тпн} = m_в \cdot c \cdot (t''_в - t_c) = 0,014 \cdot 4,19 \cdot (29 - 10) = 1,148\text{ кВт}$$

Таким чином фактична кількість теплоти, необхідна для забезпечення добової потреби тепlopостачання системи ГВП, складатиме:

$$Q_{р.0} = Q_0 - Q_{тпн} = 2,72 - 1,148 = 1,572\text{ кВт}$$

Тобто потреба в теплоті знижується на:

$$\frac{Q_{тпн}}{Q_0} \cdot 100\% = \frac{1,148}{2,72} \cdot 100\% = 42,2\%$$

¹²На дану температуру гарячої води складена більшість таблиць в ДБН В.2.5-39:2008 «Теплові мережі». Водночас даний нормативний документ посилається на СНиП 2.04.01-85 «Внутренний водопровод и канализация зданий».

«...Температуру горячей воды в местах водоразбора следует предусматривать:

- а) не ниже 60°C - для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединяемых к открытым системам теплоснабжения;
- б) не ниже 50°C - для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединяемых к закрытым системам теплоснабжения;
- в) не выше 75°C - для всех систем, указанных в подпунктах |а" и |б"..."»

В даному випадку прийнята температура 55°C з тих міркувань, що на практиці практично всі системи є закритими, а додаткові 5°C необхідні, аби компенсувати тепловтрати теплоносія до надходженню його кінцевому споживачу.

Визначимо габарит теплообмінника. Для початку визначимо його внутрішній діаметр за рекомендованої швидкості $\omega_{\text{СК}} = 1,5 \text{ м/с}$.

$$d_{\text{СК.ВН}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{\text{СК}}}{\rho \cdot \pi \cdot \omega_{\text{СК}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,024}{1000 \cdot 3,14 \cdot 1,5}} = 0,082 \text{ м} = 82 \text{ мм}$$

Визначимо еквівалентний діаметр (при цьому нехтуємо товщиною внутрішнього трубопроводу і замінюємо ($d_{\text{СК.ЗОВН}} \rightarrow d_{\text{СК.ВН}}$). Товщину зовнішнього кожуха приймати рівною 0,3 мм:

$$d_{\text{В.ВН}} = d_{\text{СК.ЗОВН}} + 2 \cdot \delta \approx d_{\text{СК.ВН}} + 2 \cdot \delta = 82 + 2 \cdot 0,3 = 82,6 \text{ мм}$$

Визначимо еквівалентний діаметр (при цьому нехтуємо товщиною внутрішнього трубопроводу і замінюємо ($d_{\text{СК.ЗОВН}} \rightarrow d_{\text{СК.ВН}}$).

$$d_{\text{ЕКВ}} = \frac{4F}{S} = \frac{4(\pi \cdot d_{\text{В.ВН}}^2 + \pi \cdot d_{\text{СК.ЗОВН}}^2)}{\pi(d_{\text{В.ВН}} + d_{\text{СК.ЗОВН}})} \approx \frac{4(\pi \cdot d_{\text{В.ВН}}^2 + \pi \cdot d_{\text{СК.ВН}}^2)}{\pi(d_{\text{В.ВН}} + d_{\text{СК.ВН}})} = d_{\text{В.ВН}} - d_{\text{СК.ВН}} = 82,6 - 82 = 0,6 \text{ мм}$$

або

$$d_{\text{ЕКВ}} = \frac{4F}{S} = \frac{4(\pi \cdot d_{\text{В.ВН}}^2 + \pi \cdot d_{\text{СК.ЗОВН}}^2)}{\pi(d_{\text{В.ВН}} + d_{\text{СК.ЗОВН}})} \approx \frac{4(\pi \cdot d_{\text{В.ВН}}^2 + \pi \cdot d_{\text{СК.ВН}}^2)}{\pi(d_{\text{В.ВН}} + d_{\text{СК.ВН}})} = d_{\text{В.ВН}} - d_{\text{СК.ВН}} = 2 \cdot \delta = 2 \cdot 0,3 = 0,6 \text{ мм}$$

Визначимо площу поперечного перерізу каналу для руху теплоносія, що нагрівається (при цьому нехтуємо товщиною внутрішнього трубопроводу і замінюємо ($d_{\text{СК.ЗОВН}} \rightarrow d_{\text{СК.ВН}}$).

$$F_{\text{В}} = \frac{\pi}{4}(d_{\text{В.ВН}}^2 - d_{\text{СК.ЗОВН}}^2) \approx \frac{\pi}{4}(d_{\text{В.ВН}}^2 - d_{\text{СК.ВН}}^2) = \frac{\pi}{4}(82,6^2 - 82^2) = 4,9 \text{ мм}^2$$

Визначимо швидкість теплоносія, що нагрівається:

$$v_{\text{ВН}} = \frac{m_{\text{В}}}{\rho \cdot F_{\text{В}}} = \frac{0,014}{988,6 \cdot 4,99 \times 10^{-6}} = 2,92 \text{ м/с}$$

Визначимо фізичні властивості теплоносія:

- скидної води при середній температурі:

$$t_{\text{СК}} = \frac{t_{\text{СК}}'' + t_{\text{СК}}'}{2} = \frac{33 + 21,6}{2} = 27,3 \text{ °C}$$

Таблиця 9. Характеристики скидної води

t,	ρ ,	c,	$\lambda \cdot 10^2$,	$\nu \cdot 10^{-6}$,	Pr
°C	кг/м³	кДж/(кг·K)	Вт/(м·K)	м²/с	
20	988	4,19	59,9	1,01	7,02
27,3	993,8	4,183	61,29	0,864	5,852
30	996	4,18	61,8	0,81	5,42

- води, що нагрівається та подається до системи ГВП:

$$t_{\text{в}} = \frac{t''_{\text{в}} + t'_{\text{в}}}{2} = \frac{29 + 10}{2} = 19,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Таблиця 10. Характеристики води, що подається до системи ГВП

t,	ρ,	c,	λ 10 ² ,	ν*10 ⁻⁶ ,	Pr
°C	кг/м ³	кДж/(кг·К)	Вт/(м·К)	м ² /с	
10	1000	4,19	57,5	1,31	9,52
19,5	988,6	4,190	59,78	1,025	7,145
20	988	4,19	59,9	1,01	7,02

Визначаємо режим руху теплоносія по критерію (числу) Рейнольдса:

Згідно теорії, в підручниках прийнято виділяти такі режими руху:

- ламінарний режим. Наявний при $Re < Re_{\text{кр}}$, де $Re_{\text{кр}} = 2000^{13}$ (або можна записати інакше $Re_{\text{кр}} = 2 \cdot 10^3$) перехідний режим. Цей режим руху визначається при $Re = 2 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^4$. Відразу потрібно вказати на одну цитату (рос.) з підручника В.П. Исаченко «Теплопередача» на с. 188:

«...При числах Рейнольдса примерно от $Re = 2 \cdot 10^3 \dots 10^4$ теплоотдача зависит от очень большого количества факторов, трудно поддающихся учету.

Переходной режим характеризуется перемежаемостью течения. [...] При постоянном числе Рейнольдса коэффициент перемежаемости возрастает с увеличением расстояния от входа в трубу; коэффициент перемежаемости возрастает и с увеличением числа Рейнольдса. Таким образом, чем больше число Рейнольдса, тем на меньшей длине трубы может преобладать ламинарный режим течения.

В общем случае в начальной части трубы можно выделить пограничный слой с ламинарным, переходным и турбулентным режимами течения. Переход от ламинарного течения к турбулентному может происходить в ядре потока и в пограничном слое не одновременно. Из опытов следует, что при ламинарном течении в пограничном слое движение в ядре потока может иметь ярко выраженный турбулентный характер. Чем больше степень турбулентности на входе в трубу, тем меньше длина ламинарного пограничного слоя[187].

Наличие наряду с вынужденным свободным движением может существенно изменить протекание процесса. Сложный характер течения в переходной области чисел Рейнольдса затрудняет количественное описание процесса теплообмена. Обобщенные методики расчета теплообмена в переходной области отсутствуют. Приближенная оценка наибольшего и наименьшего значений коэффициента теплоотдачи может быть произведена соответственно по формулам для турбулентного и вязкостного течений...»

- розвинений турбулентний режим руху. Цей режим руху визначається при $Re > 1 \cdot 10^4$.

Загальна формула для визначення критерія Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} = \frac{3,23 \cdot 0,0015}{14,7 \times 10^{-6}} = 329$$

¹³В теоретичних джерелах можна знайти цифру в $Re_{\text{кр}} = 2320$, але для інженерних розрахунків прийнято обирати інженерне значення.

v - швидкість руху теплоносія, м/с;

l - геометрична характеристика. В даних розрахунках приймається діаметр або еквівалентний діаметр каналу, м;

ν -- кінематична в'язкість теплоносія, м²/с.

Режим руху скидної води:

$$Re_{ск} = \frac{v_{ск} \cdot l_{ск}}{\nu_{ск}} = \frac{1,5 \cdot 5 \times 10^{-3}}{14,7 \times 10^{-6}} = 8681$$

Висновок: $Re_{ск}$ знаходиться в межах $2 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^4$ і тому режим руху є перехідним.

Режим руху води, що подається до системи ГВП:

$$Re_{в} = \frac{v_{в} \cdot l_{в}}{\nu_{в}} = \frac{2,92 \cdot 0,6 \times 10^{-3}}{1,025 \times 10^{-6}} = 1711$$

Висновок: $Re_{в}$ менше за $2 \cdot 10^3$ і тому режим руху є ламінарним.

Індексми ${}^{\circ}p$ та ${}^{\circ}c$ позначаються, що фізичні властивості обираються по середній температурі рідини та стінки відповідно. Визначимо значення числа Прандтля стінки:

$$t_{c1} = 0,5 \cdot (t_{ск} + t_{в}) = 0,5 \cdot (27,3 + 19,5) = 23,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Даному значенню температури згідно інтерполяції відповідатиме таке значення числа Прандтля:

$$Pr = 7,02 + \frac{23,4 - 20}{30 - 20} (5,42 - 7,02) = 6,476 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо значення числа Нуссельта. В залежності від режиму рух теплоносія необхідно використовувати такі формули:

- ламінарний режим.

$$\overline{Nu}_p = 1,4 \cdot \left(Re_{dp} \cdot \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr_p^{0,33} \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25}$$

Множник $\left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25}$ враховує залежності фізичних властивостей (в основному в'язкості) від температури та впливу напрямку теплового потоку. Співвідношення вище справедливо для значень $0,06 < \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right) < 10$.

Також співвідношення правильне при значеннях:

$$\left(Re_{dp} \cdot \frac{d}{l} \right) Pr_p^{\frac{5}{6}} > 15$$

При менших значення цієї величини, тобто для труб досить великої довжини:

$$\frac{l}{d} > 0,067 Re_{dp} Pr_p^{\frac{5}{6}}$$

Величина \overline{Nu}_p становиться постійною величиною, що відповідає умовам стабілізації інтенсивності тепловіддачі. При виконанні цих умов замість для визначення середнього коефіцієнта може бути рекомендовано наближене співвідношення:

$$\overline{Nu}_{dp} = 4 \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25}$$

- перехідний режим. Як було зазначено вище, розрахунок теплообміну є складним і потребує одночасного розрахунку як і по "ламіна́рним", так і "турбулентним" залежностям. Під час виконання курсового проекту при обґрунтуванні на кшталт наведеного в прикладі можна використовувати дані залежності.
- розвинений турбулентний режим.

$$\overline{Nu}_{dp} = 0,021 Re_{dp}^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_1$$

Коефіцієнт ε_1 враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі по довжині труби. Якщо $l/d > 50$, то $\varepsilon_1 = 1$. При $l/d < 50$ необхідно враховувати вплив теплової початкової ділянки.

Таблиця 11. Значення залежності $\varepsilon_1 = f(l/d, Re_{дж})$ при турбулентному режимі

$Re_{дж}$	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Значення числа Нуссельта для теплоносія (скидної води). Перш за все, потрібно звернути увагу на перехідний режим руху. Проте його значення досить близьке до $1 \cdot 10^4$, тому будемо використовувати формули для турбулентного режиму. При перших розрахунках приймається допущення $\varepsilon_1 = 1$, яке буде перевірено в кінці розрахунку:

$$\overline{Nu}_{ск} = 0,021 Re_{dp}^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_1 = 0,021 \cdot 8681^{0,80} \cdot 5,852^{0,43} \left(\frac{5,852}{6,476} \right)^{0,25} 1 = 61,944$$

Режим руху води, що подається до системи ГВП - ламина́рий, тому застосуємо формулу для ламинарного режиму руху, враховуючи допущення про значну довжину каналу у порівнянні з еквівалентним діаметром:

$$\overline{Nu}_g = 4 \left(\frac{7,145}{6,476} \right)^{0,25} = 4,1$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі:

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі скидної води:

$$\alpha_{\text{ск}} = \frac{\overline{Nu}_{\text{ск}} \cdot \bar{\lambda}_{\text{ск}}}{d_{\text{ск}}} = \frac{61,944 \cdot 61,287 \times 10^{-2}}{0,005} = 7953 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі води, що подається до системи ГВП:

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{\overline{Nu}_{\text{в}} \cdot \bar{\lambda}_{\text{в}}}{d_{\text{екв}}} = \frac{4,1 \cdot 59,78 \times 10^{-2}}{0,0006} = 4084 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Визначаємо коефіцієнт теплопровідності, вважаючи, що термічний опір стінки малий (тобто $\frac{\delta}{\lambda} \rightarrow 0$).

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{ск}}}} \approx \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ск}}}} = \frac{1}{\frac{1}{4084} + \frac{1}{7953}} = 2656 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Визначаємо середньологарифмічну різницю температурі при протічанні:

$$\bar{\Delta t}_{\text{лог}} = \frac{(t''_{\text{ск}} - t'_{\text{в}}) - (t'_{\text{ск}} - t''_{\text{в}})}{\ln \left(\frac{t''_{\text{ск}} - t'_{\text{в}}}{t'_{\text{ск}} - t''_{\text{в}}} \right)} = \frac{(21,6 - 10) - (33 - 29)}{\ln \left(\frac{21,6 - 10}{33 - 29} \right)} = 7,14 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо теоретично необхідну площу теплообмінної поверхні:

$$F = \frac{Q_0}{k \cdot \bar{\Delta t}_{\text{лог}}} = \frac{1,15}{2656 \cdot 7,14} = 0,0606 \text{ м}^2$$

Враховуючи 10% запас площі, визначимо довжину теплообмінника:

$$l = \frac{1,1 \cdot F}{\pi \cdot d_{\text{ск}}} = \frac{1,1 \cdot 0,0606}{3,14 \cdot 0,005} = 4,2 \text{ м}$$

Перевіримо прийняті раніше припущення:

Визначаємо, чи виконується відношення $\$(l/d) > 50\$$ при русі скидної води:

$$\frac{l}{d_{\text{ск}}} = \frac{4,2}{5 \times 10^{-3}} = 849 > 50$$

Умова виконується.

Перевіримо коректність визначення числа Нуссельта для ламінарного потоку в каналі, через який подається вода до системи ГВП:

$$\frac{l}{d_{\text{екв}}} \leq 0,067 Re_{dp} Pr_p^{\frac{5}{6}}$$

$$\frac{4,2}{0,6 \times 10^{-3}} \leq 0,067 \cdot 1711 \cdot 7,145^{\frac{5}{6}}$$

$$849 > 590$$

Умова виконується.

Визначимо гідравлічний опір теплообмінника¹⁴. Методика гідравлічного розрахунку теплообмінника типу «труба в трубі» узятя з підручника (рос.) Ю.И.Дытнерский «Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию» 1991 г.

¹⁴Зрозуміло, що необхідно визначати опір тільки для системи подачі води до системи ГВП. Каналізація в даному прикладі є самопливною.

Одним з ключових моментів розрахунку є визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ , який залежить від режиму руху та шероховатості трубопроводу.

При ламінарному режимі:

$$\lambda = \frac{A}{Re}$$

A - коефіцієнт, що залежить від форми перерізу трубопроводу. Нижче наведені значення коефіцієнту A та еквівалентного діаметру $d_{екв}$, для деяких перерізів;

Таблиця 12. Таблиця для визначення коефіцієнта A та еквівалентного діаметру $d_{екв}$

Форма перерізу	A	$d_{екв}$
Коло діаметром d	64	d
Квадрат стороною a	57	a
Кільце шириною a	96	$2a$
Прямокутник висотою a , шириною b :		
$b \gg a$	96	$2a$
$b/a = 10$	85	$1,81a$
$b/a = 4$	73	$1,6a$
$b/a = 2$	62	$1,3a$

В турбулентному потоці розрізняють три області¹⁵, для яких коефіцієнт λ розраховується по різним формулам в залежності від співвідношення $\Delta_{екв}$, де $\Delta_{екв}$ - еквівалента шорсткості (труби):

- для області гладкого тертя (області гідравлічно гладких труб¹⁶. Дана область має місце в такому діапазоні: $2320 < Re < 10 \frac{\Delta_{екв}}{d}$. Для визначення коефіцієнту гідравлічного тертя λ використовують формулу Блазіуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

- для області змішаного тертя (перехідна область тертя). Дана область має місце в такому діапазоні: $10 \frac{\Delta_{екв}}{d} < Re < 560 \frac{\Delta_{екв}}{d}$. Для визначення коефіцієнту гідравлічного тертя λ використовують формулу Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_{екв}}{d} \right)^{0,25}$$

¹⁵Це гідравлічний, а не тепловий розрахунок, в якого є свої принципи розрахунку та розподілу на області.

¹⁶Альтернативні назви тут і далі узяті з підручника Ю.М. Константінова, О.О. Гіжі "Технічна механіка рідини та газу". Там же наведені теоретичні пояснення принципової різниці між різними областями гідравлічних опорів).

- для зони, автотомельної по відношенню до Re (область гідралічно шорстких труб). Дана область має місце в такому діапазоні: $Re > 560 \frac{\Delta_{екв}}{d}$. Для визначення коефіцієнту гідралічного тертя λ використовують формулу Шифрінсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_{екв}}{d} \right)^{0,25}$$

Також в даному підручнику наведена ще одна формула (2.31) Ю.И.Дытнерский~"Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию" 1991 г, яка є допустимою при розрахунку всіх турбулентних режимів:

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{\Delta_{екв}}{3,7 \cdot d} + \left(\frac{6,81}{Re_{тр}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2}$$

В даних розрахунках не враховуються втрати в міжтрубному просторі та втрати при приєднанні теплообмінника.

Коефіцієнти місцевих опорів потоку, що рухається в міжтрубному просторі (прийняті згідно підручника (рос.) Ю.И.Дытнерский"Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию" 1991 г.):

$\xi_{тр1} = 1,5$ - вхідна та вихідна камери;

$\xi_{тр2} = 2,5$ - поворот між ходами;

$\xi_{тр3} = 1,0$ - вхід в труби та вихід з них.

Розрахункова формула для визначення втрат тиску згідно (2.35) Ю.И.Дытнерский"Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию" 1991 г

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{L \cdot z}{d} \cdot \frac{\rho_{тр} \cdot v_{тр}^2}{2} + [2,5(z - 1) + 2z] \cdot \frac{\rho_{тр} \cdot v_{тр}^2}{2} + 3 \cdot \frac{\rho_{тр} \cdot v_{тр}^2}{2}$$

z - число хотів по трубкам.

Увага - це формула для розрахунку втрат тиску в трубопроводі теплообміннику типу «труба в трубі». В нашому випадку втрати тиску не важливі - бо течія тут самопливна. Нам необхідно підбирати розрахувати втрати тиску в міжтрубному (кільцевому) просторі.

$$\Delta p_{мтр} = \frac{3 \cdot m \cdot (x + 1)}{Re^{0,2}} \cdot \frac{\rho_{мтр} \cdot v_{мтр}^2}{2} + 1,5 \cdot x \cdot \frac{\rho_{мтр} \cdot v_{мтр}^2}{2} + 3 \cdot \frac{\rho_{мтр} \cdot v_{мтр.ш}^2}{2}$$

x - число сегментних перегородок;

m - число рядів труб, що долається потоком теплоносія в міжтрубному просторі.

Згідно конструктивного допущення приймемо, що $v_{мтр} = v_{мтр.ш}$:

$$\Delta p_{мтр} = \frac{3 \cdot m \cdot (x + 1)}{Re^{0,2}} \cdot \frac{\rho_{мтр} \cdot v_{мтр}^2}{2} + 1,5 \cdot x \cdot \frac{\rho_{мтр} \cdot v_{мтр}^2}{2} + 3 \cdot \frac{\rho_{мтр} \cdot v_{мтр}^2}{2}$$

$$\Delta p_{мтр} = \frac{3 \cdot 1 \cdot (1 + 1)}{1711^{0,2}} \cdot \frac{990,7 \cdot 2,92^2}{2} + 1,5 \cdot 1 \cdot \frac{990,7 \cdot 2,92^2}{2} + 3 \cdot \frac{990,7 \cdot 2,92^2}{2} = 24770 \text{ Па}$$

5.8. Розрахунок системи водяної теплої підлоги

В розрахунках вже зустрічались методики розрахунку теплої підлоги, наведені в підручниках та посібниках таких компаній, як Herz та KAN.

Водночас можливо використати ті залежності, які використовуються в додатку ДБН В.2.5-24:2012.

Вихідні дані для розрахунку водяної теплої підлоги

Завдання: слід забезпечити опалення приміщення за допомогою теплої підлоги (водяна система опалення).

Приміщення -- житлова кімната на першому поверсі під неопалюваним відкритим гаражем.

Місце розташування -- м. Київ, розрахункова температура зовнішнього повітря -- мінус 22 °С.

Розрахункова температура внутрішнього повітря -- 20 °С.

Площа приміщення -- $F_{\Sigma} = 3 \cdot 5 = 15 \text{ м}^2$ у житлі (квартирі) загальною площею 102 м².

Розрахункові тепловтрати приміщення -- 900 Вт.

Лицьове покриття підлоги -- паркетна дошка.

Суцільний шар теплої підлоги -- цементно-піщана стяжка.

Регулювання -- передбачено терморегулювання приміщення з оптимізованим за погодними умовами автоматичним регулюванням.

Шари підлоги під гріючим контуром:

- цементно-піщана стяжка товщиною $\delta_{se1} = 0,025 \text{ м}$, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{se1} = 0,93 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- теплоізоляція - $\delta_{se2} = 0,12 \text{ м}$, $\lambda_{se2} = 0,035 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- плита міжповерхового перекриття - $\delta_{se3} = 0,25 \text{ м}$, $\lambda_{se3} = 1,7 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Примітка. Опір теплопередачі шарів підлоги під нагрівальним кабелем відповідає вимогам згідно 2.2 ДБН В.26-31 щодо мінімально допустимого значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції -- перекриття над проїздами та холодними підвалами, що межують із холодним повітрям.

Шари підлоги над гріючим контуром:

- цементно-піщана стяжка товщиною $\delta_{si1} = 0,03 \text{ м}$, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{si1} = 0,93 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- теплоізоляція - $\delta_{si2} = 0,002 \text{ м}$, $\lambda_{si2} = 0,006 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- плита міжповерхового перекриття - $\delta_{si3} = 0,008 \text{ м}$, $\lambda_{si3} = 0,2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Розрахунок водяної теплої підлоги

1. Визначаємо питомі тепловтрати приміщення, тобто тепловтрати віднесені до одиниці площі приміщення:

$$q = \frac{Q}{F_{\Sigma}} = \frac{1100}{20} = 55 \text{ Вт/м}^2$$

2. Обґрунтовуємо необхідність застосування запасу потужності, тобто чи буде в приміщенні застосовуватись змінний тепловий режим. Оскільки у даному приміщенні передбачається застосування терморегулятора з оптимізованим за

погодними умовами автоматичним регулюванням, тобто запас потужності не приймається.

- Для теплої підлоги, яка вбудована в будівельну конструкцію, температура з різних сторін якої не відрізняється більше, ніж на 3 К, розрахункову питому теплову потужність q_{ht}^{reg} , Вт/м² слід визначати за формулою:

$$q_{ht}^{reg} = (q + f_{RH}) \left(1 + \frac{R_{si}}{R_{se}} \right)$$

R_{si} - опір теплопередачі будівельної конструкції від площини укладання нагрівального кабелю до внутрішнього повітря опалюваного приміщення (м² К)/Вт;

R_{se} - опір теплопередачі будівельної конструкції від площини укладання гріючого контуру до середовища ззовні будівельної конструкції опалюваного приміщення (м² К)/Вт;

$\left(1 + \frac{R_{si}}{R_{se}} \right)$ -- множник, що враховує втрату теплової енергії від гріючого контуру назовні;

f_{RH} - питома надбавка, при зниженні температури приміщення.

- Для теплої підлоги, яка вбудована в будівельну конструкцію, температура з різних сторін якої відрізняється більше, ніж на 3 К, розрахункову питому теплову потужність q_{ht}^{reg} , слід визначати за формулою:

$$q_{ht}^{reg} = (q + f_{RH}) \left(1 + \frac{q_{se}}{q_{si}} \right)$$

q_{si} - питокий тепловий потік від площини гріючого контуру до внутрішнього повітря опалюваного приміщення Вт/м²;

q_{se} - питокий тепловий потік від площини гріючого контуру до середовища ззовні будівельної конструкції Вт/м²;

$\left(1 + \frac{q_{se}}{q_{si}} \right)$ - множник, що враховує втрату теплової енергії від гріючого контуру назовні.

Параметри q_{si} та q_{se} розраховують за формулами:

$$q_{si} = \frac{q + f_{RH} + \frac{1}{R_{se}(t_{se} - t_{si})}}{1 + \frac{R_{si}}{R_{se}}}$$

$$q_{se} = \frac{q + f_{RH} - \frac{1}{R_{si}(t_{se} - t_{si})}}{1 + \frac{R_{se}}{R_{si}}}$$

t_{se} - температура середовища ззовні будівельної конструкції, °С;

t_{si} - температура повітря опалюваного приміщення, °С.

Період зниження температури повітря (невикористання приміщення), год.	Тривалість зниження температури, год.	Тривалість розігріву, год.	Кратність повітрообміну під час зниження температури повітря приміщення, год. ⁻¹			
			0,1		0,5	
			ефективна здатність до акумуляції теплової енергії приміщенням			
			мала	середня або велика	мала	середня або велика
			питома надбавка f_{KH} , Вт/м ²			
8 год. (наприклад, нічне зниження у квартирі)	7,5	0,5	63	16	74	26
	7	1	34	10	43	16
	6	2	14	3	21	8
	5	3	5	0	10	2
	4	4	0	0	3	0
	2	6	0	0	0	0
14 год. (наприклад, нічне зниження в офісі тощо)	13,5	0,5	88	38	91	56
	13	1	50	29	50	43
	12	2	28	18	28	29
	11	3	17	12	18	21
	10	4	11	7	12	15
	8	6	3	1	5	5
62 год. (наприклад, зниження у вихідні)	2	12	0	0	0	0
	61,5	0,5	92	не менше 100	92	не менше 100
	61	1	55	100	55	не менше 100
	60	2	32	86	32	не менше 100
	59	3	23	73	22	94
	58	4	17	64	17	84
	56	6	10	52	10	70
168 год. (наприклад, зниження впродовж тижневої відпустки)	50	12	2	31	2	45
	167,5	0,5	92	не менше 100		
	167	1	55	не менше 100		
	166	2	32	не менше 100		
	165	3	23	не менше 100		
	164	4	17	95		
	162	6	10	81		
156	12	2	57			

Примітки:

1. В період невикористання приміщення за умови закритих вікон та дверей; Кратність повітрообміну слід приймати рівною 0,1 год.⁻¹.

2. Ефективну здатність до акумуляції теплової енергії допускається приймати наближено за характерними ознаками огорожувальних конструкцій приміщення:

- мала (підвісна стеля, балочне перекриття тощо та стіни з легких будівельних конструкцій, наприклад, каркасні, з теплоізоляційних бетонів, дерев'яні, гіпсокартонні з повітряним або теплоізоляційним прошарком тощо);

- середня (бетонна стеля зі стінами з легких будівельних конструкцій або підвісна стеля, балочне перекриття тощо зі стінами з бетону, цегли, природного каменю тощо);

- велика (бетонна стеля зі стінами з бетону, цегли, природного каменю тощо).

3. Проміжні значення питомої надбавки слід визначати методом лінійної інтерполяції.

За вихідними даними розраховуємо R_{si} - опір теплопередачі будівельної конструкції від площини укладання гріючого контуру в підлозі до середовища ззовні будівельної конструкції:

$$R_{si} = \frac{\delta_{si1}}{\lambda_{si1}} + \frac{\delta_{si2}}{\lambda_{si2}} + \frac{\delta_{si3}}{\lambda_{si3}} + \frac{1}{\alpha_{si}}$$

$$R_{si} = \frac{0,03}{0,93} + \frac{0,002}{0,06} + \frac{0,008}{0,2} + \frac{1}{8,7} = 0,22 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

а також R_{se} - опір теплопередачі будівельної конструкції від площини укладання нагрівального контуру в підлозі до середовища ззовні будівельної конструкції:

$$R_{se} = \frac{\delta_{se1}}{\lambda_{se1}} + \frac{\delta_{se2}}{\lambda_{se2}} + \frac{\delta_{se3}}{\lambda_{se3}} + \frac{1}{\alpha_{se}}$$

$$R_{se} = \frac{0,025}{0,93} + \frac{0,12}{0,035} + \frac{0,25}{1,7} + \frac{1}{23} = 3,65 \frac{m^2 K}{W}$$

Знаходять параметри q_{si} та q_{se} :

$$q_{si} = \frac{q + f_{RH} + \frac{1}{R_{se}(t_{se} - t_{si})}}{1 + \frac{R_{si}}{R_{se}}} = \frac{60 + 0 + \frac{1}{3,65(-22 - 20)}}{1 + \frac{0,22}{3,65}} = \frac{48,48}{1,06} = 45,72 \text{ Вт/м}^2$$

$$q_{se} = \frac{q + f_{RH} - \frac{1}{R_{si}(t_{se} - t_{si})}}{1 + \frac{R_{se}}{R_{si}}} = \frac{60 + 0 - \frac{1}{0,22(-22 - 20)}}{1 + \frac{3,65}{0,22}} = \frac{250,45}{17,53} = 14,28 \text{ Вт/м}^2$$

Отже розрахункова питома теплова потужність становить:

$$q_{ht}^{reg} = (q + f_{RH}) \left(1 + \frac{q_{se}}{q_{si}} \right) = (60 + 0) \left(1 + \frac{45,72}{14,28} \right) = 79 \text{ Вт/м}^2$$

Примітка. При питомих тепловтратах приміщення 60 Вт/м² розрахункова питома теплова потужність гріючого контуру становить 79 Вт/м², оскільки враховує втрати теплоти назовні (до низу). При цьому забезпечена повна відповідність вимогам ДБН В.2.6-31 щодо мінімально допустимого опору теплопередачі та додатковим вимогам згідно з 5.3.2 цих будівельних норм.

При недотриманні зазначених нормативних вимог, наприклад, застосування теплоізоляції меншої товщини - 5 см, розрахункова теплова потужність становитиме 118 Вт/м², що вдвічі перевищує питомі тепловтрати приміщення, і є неприйнятною за енергоспоживанням.

- У даному прикладі застосоване дерев'яне покриття підлоги - ламінат. Тому, згідно з 6.3.3 ДБН В.2.5-24:2012, слід визначити опір теплопередачі лицьового покриття для паркетної дошки товщиною 0,008 м з коефіцієнтом теплопровідності 0,2 Вт/(м К)

$$0,008/0,2 = 0,04 \text{ (м}^2 \text{ К)/ Вт}$$

та перевірити на максимально допустимий - не більше 0,18 (м² К)/ Вт. Тобто обране лицьове покриття задовольняє обмеженню.

Згідно з 6.3.3 ДБН В.2.5-24:2012 теплопровідність матеріалу суцільного шару з нагрівальним кабелем повинна бути не менше 0,7 Вт/(м К). Застосований у даному приклад суцільний шар має теплопровідність 0,93 Вт/(м К), що задовільняє обмеженню.

- Подальший розрахунок виконується згідно розділу 9 підручника Покотилова В.В. «Системы водяного отопления».

5.9. Методика інженерного розрахунку ґрунтового теплового насосу (ґрунтового колектору та U-подібного зонду)

Захист від замерзання. Для безвідмовної роботи теплового насоса в первинному контурі необхідно використовувати антифриз на основі гліколю. Він повинен забезпечувати захист від замерзання до мін. -15°C і містити відповідні інгібітори для захисту від корозії. Готові суміші забезпечують рівномірний розподіл концентрації.

Більшістю сучасних виробників теплових насосів рекомендують для первинного контуру готову суміш "Туфосор" на основі етиленгліколю.

Вихідні дані для вибору теплового насосу

1. Теплоспоживання будівлі (див. розрахунок тепловтрат)
2. Надбавка на приготування гарячої води для сім'ї з 3 чоловік (див. теплоспоживання)

Розрахунок ґрунтового колектора

Із табличних даних (**Ошибка! Неизвестный аргумент ключа.**) вибирається питомий відбір потужності від ґрунту $q_{E\text{на } 1\text{ м}^2}$ колектора в залежності від регіону будівництва (виду ґрунту чи породи).

Необхідна площа земляного колектора визначається за формулою:

$$F_E = Q_k / q_E$$

Кількість необхідних трубних контурів X (поліетиленова труба по 100 довжини) розраховується за формулою:

$$X = F_E \cdot f / 100$$

Згідно із [2] питоме співвідношення f для труб складе:

- 1,5 м.п. на 1 м^2 ґрунту для діаметра 32 мм;
- 2 м.п. на 1 м^2 ґрунту для діаметра 25 мм;
- 3 м.п. на 1 м^2 ґрунту для діаметра 20 мм.

Розрахунок земляного зонду у вигляді подвійної U-подібної труби

Із табличних даних (**Ошибка! Неизвестный аргумент ключа.**) вибирається питомий відбір потужності від ґрунту $q'_{E\text{ на } 1\text{ м}}$ довжини зонда в залежності від регіону будівництва (виду ґрунту чи породи).

Довжина зонда L визначає за формулою:

$$L = Q_k / q'_{E\text{ на } 1\text{ м}}$$

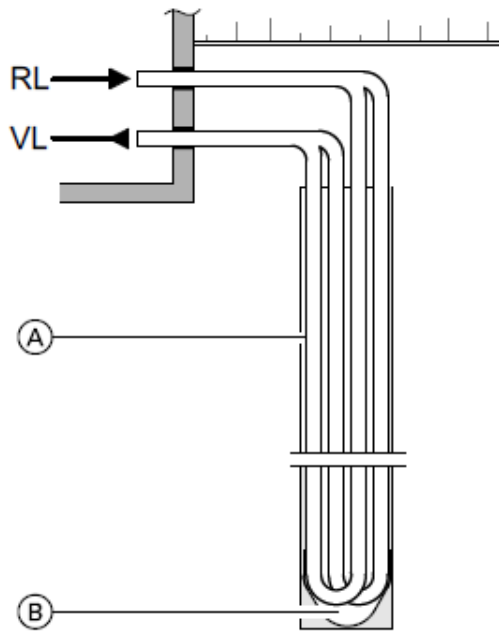


Рис. 4. Принципова схема подвійного ґрунтового зонда

RL Зворотна магістраль первинного контуру

VL Падаюча магістраль первинного контуру

A Бетонітно-цементна суспензія

B Захисний ковпачок

Необхідна кількість теплоносія (V_R)

1. Ґрунтовий колектор:

У розрахунок приймається об'єм земляного колектора, включаючи підвідний трубопровід, та об'єм арматури і теплового насоса. Відповідно до кількості трубних контурів необхідно передбачити розподільники.

2. Геотермальний зонд:

У розрахунок приймається об'єм земляного зонда, включаючи підвідний трубопровід, та об'єм арматури і теплового насоса. При кількості зондів > 1 передбачити розподільники. Діаметр підвідного трубопроводу повинен бути більше діаметра трубних контурів.

Необхідну кількість теплоносія визначаємо за формулою:

$$V_R = \sum L_i \cdot v$$

де v - об'єм на м.п. труби, приймається згідно табличних даних (Таблиця 15).

Розрахунок втрат тиску

Втрати тиску на ділянці визначаються за формулою:

$$\Delta P_i = L_i \cdot R_i$$

Втрати тиску в ґрунтовому колекторі чи геотермальну зонді включають: втрати тиску в трубному контурі $\Delta P_{Г.К}$ (враховується лише дальній контур для ґрунтового колектора), втрати тиску у U-подібній петлі $\Delta P_{Г.З}$ (при подвійній U-подібній петлі

враховуються лише втрати через одну петлю) та втрати тиску в підвідних трубопроводах $\Delta P_{п.т.}$.

$$\Delta P_i = \Delta P_{Г.К}(\Delta P_{Г.3}) \cdot \Delta P_{п.т.}$$

Отримане значення втрат тиску слід порівняти із допустимим значенням, що для даних теплових насосів становить $\Delta P_{дон} = 40$ кПа.

Розрахунок розширювального баку в первинному контурі

При максимальній довжині підвідної лінії 20 м і параметрами до РЕ 40 буде достатньо розширювального бака об'ємом 25 л. При більшій довжині потрібен детальний розрахунок.

Номінальний об'єм розширювального баку V_N визначається за формулою:

$$V_N = \frac{V_Z + V_V}{P_e - P_{st}} \cdot (P_e + 1)$$

де V_Z - збільшення об'єму при нагріванні установки, л визначається за формулою:

$$V_Z = V_A \cdot \beta$$

де V_A - загальний об'єм установки (розсолу), л; β - коефіцієнт розширення (β для теплоносія Tyfocor становить 0,01);

V_V - запобіжний водяний затвор (теплоносій Tyfocor), л приймається $0,005 \cdot V_A$, але не менше 3 л; P_e - допустимий кінцевий надлишковий тиск, Па приймається як $0,9 \cdot P_{si}$, де P_{si} - тиск спрацювання запобіжного клапана приймається $3 \cdot 10^5$ Па; P_{st} - надлишковий тиск азоту на вході, Па приймається $1,5 \cdot 10^5$ Па.

Таблиця 13. Питомий відбір потужності від ґрунту для земляного колектору

Сухий піщаний ґрунт	$q = 10-15$ Вт/м ²
Вологий піщаний ґрунт	$q = 15-20$ Вт/м ²
Сухий глинистий ґрунт	$q = 20-25$ Вт/м ²
Вологий глинистий ґрунт	$q = 25-30$ Вт/м ²
Ґрунт з ґрунтовими водами	$q = 30-35$ Вт/м ²

Такі термічні характеристики верхнього шару ґрунту, як об'ємна теплоємність і теплопровідність дуже сильно залежать від складу і стану ґрунту. Акумуляуючі властивості і теплопровідність ґрунту тим більше, чим вищий вміст в ньому води, чим більше частка мінеральних компонентів (кварцу або польового шпату) і чим менше кількість пор. Питомий відбір потужності q_E для ґрунту при цьому становить від 10 до 35 Вт/м².

Таблиця 14. Можливий питомий відбір потужності q_E для подвійних U-подібних трубчастих зондів

Ґрунт	Питомий середній відбір потужності q_E в Вт/м
Загальні нормативні показники	
Поганий ґрунт (суха осадова порода)	20

$(\lambda < 1,5 \text{ Вт/(м·К)})$	
Нормальна тверда кам'яна порода і насичена водою осадова порода $(1,5 \leq \lambda \leq 3,0 \text{ Вт/(м·К)})$	50
Тверда кам'яна порода з високою теплопровідністю $(\lambda > 3,0 \text{ Вт/(м·К)})$	70
Окремі породи	
Галька, пісок(сухий)	<20
Галька, пісок (вологий)	55-65
Суглинок, глина (волога)	30-40
Вапняк (масивний)	45-60
Піщаник	55-65
Кислі магматичні породи (граніт)	55-70
Основні магматичні породи (базальт)	35-55
Гнейс	60-70

Таблиця 15. Об'єм в поліетиленових трубах

Зовнішній Ø труби × товщина стінки, мм	DN	Об'єм v на м.п. труби, л
20 x 2,0	15	0,201
25 x 2,3	20	0,327
32 x 3,0 (2,9)	25	0,531
40 x 2,3	32	0,984
40 x 3,7	32	0,835

Питомі втрати тиску (R) в первинному контурі.

Значення R наведені для теплоносія Tyfocor:

- кінематична в'язкість = $4,0 \text{ мм}^2 / \text{с}$
- щільність = 1050 кг/м^3

Таблиця 16. Поліетиленова труба $20 \times 2,0 \text{ мм}$, PN 10

Об'ємна витрата л/год	Значення R для теплоносія Tyfocor Па/м
100	77,4
120	92,9
140	108,4
160	123,9
180	139,4
200	154,9
220	170,3
240	185,8
260	201,3
280	216,8
300	232,3
320	247,8
340	263,3
360	278,7
380	294,2
400	309,7

Таблиця 17. Поліетиленова труба $25 \times 2,3 \text{ мм}$, PN 10

Об'ємна витрата л/год	Значення R для теплоносія Tyfocor Па/м
100	27,5
120	32,9
140	38,4
160	43,9
180	49,4
200	54,9
220	60,4
240	65,9
260	71,4
280	76,9
300	82,3
320	87,8
340	93,3
360	98,8
380	104,3
400	109,8
420	115,3
440	120,8
460	126,3
480	131,7
500	137,2
520	142,7
540	246,3
560	262,4

Таблиця 18. Поліетиленова труба 32 × 2,9мм, PN 10

Об'ємна витрата л/год	Значення R для теплоносія Tyfocor Па/м
300	31,2
320	33,3
340	35,4
360	37,5
380	39,5
400	41,6
420	43,7
440	45,8
460	47,9
480	49,9
500	52,0
520	54,1
540	56,2
560	58,3
580	60,3
600	62,4
620	64,5
640	66,6
660	68,7
680	70,7
700	122,5
720	128,7

5.10. Методика розрахунку сонячних колекторів

Методики інженерних розрахунків сонячних колекторів є досить розповсюдженими та повністю розкриті в [2]. В даному розділі наведемо лише деякі сучасні моделі вакуумованих та плоских сонячних колекторів.

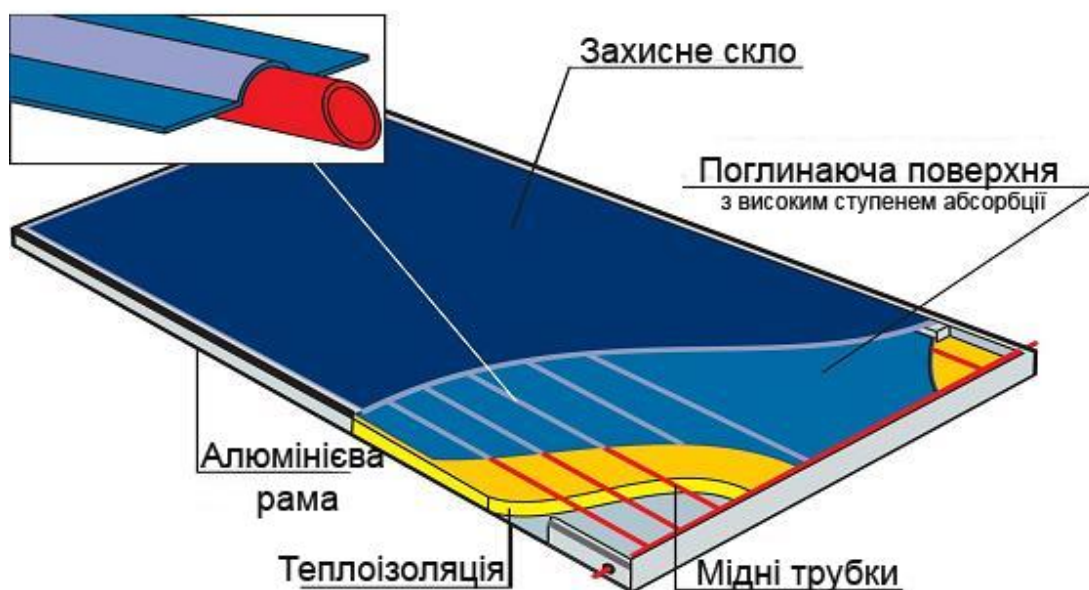


Рис. 5. Плоский сонячний колектор:

1 – корпус; 2 – прозора ізоляція; 3 – канали для теплоносія; 4 – поглинаюча панель; 5 – теплова ізоляція.

Таблиця 19. Технічні характеристики деяких плоских сонячних колекторів.

Основні параметри	Один. вимір.	Vitosol 100, Viessmann, Німеччина	Logasol SKS-4.0-S, Buderus, Німеччина	SintSolar CS, «СІНТЕК», Україна
Довжина	мм	2380	2070	2017
Ширина	мм	1056	1145	1017
Глибина	мм	90	90	95
Маса	кг	52	46	45
Сонцепоглинаюча поверхня	м ²	2,32	2,1	1,88
Матеріал поглинаючого елемента		Мідь	Мідь	Мідь
Робочий тиск	МПа	0,8	1,0	0,7
Приведений коефіцієнт тепловтрат	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$	3,48	3,681	3,5
Приведений оптичний ККД		0,81	0,77	0,74
Ціна	€	1260	1165	650



Рис. 6. Вакуумований сонячний колектор:

1 – підключення; 2 – ущільнювач; 3 – ущільнення трубок; 4 – вакуумована трубка; 5 – абсорбер; 6 – дзеркальний відбивач (рефлектор); 7 – рама колектора; 8 – U-подібна труба для зняття теплоти.

Таблиця 20. Технічні характеристики деяких вакуумованих сонячних колекторів

Основні параметри	Один. вимір.	MVK 001, Meibes, Німеччина	Vitosol 200-T, Viessmann, Німеччина	СВК-НР-20, «Атмосфера», Україна
Довжина	мм	1564	2031	2000
Ширина	мм	1647	1418	1640
Глибина	мм	70	143	150
Маса	кг	42	51	63
Сонцепоглинаюча поверхня	м ²	2,23	2,05	2,03
Матеріал поглинаючого елемента		Алюміній	Мідь	Al-N/SS/Cu
Робочий тиск	МПа	1,0	1,0	1,0
Приведений коефіцієнт тепловтрат	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$	0,9	1,18	0,8
Приведений оптичний ККД		0,85	0,84	0,84
Ціна	€	1950	2154	980

6.

Розділ 6. Каталоги та допоміжна інформація

Таблиця 21. Характеристики видів палива, доступних на території України

№ зп	Вид палива	Вологість W р, %	Зольність А, %	Нижча теплота сгорання $Q_{н}^p$		Середня б'ємна вага γ , кг/м ³	Ціна за одиницю продукції (станом на лютий 2012 р.)		Вартість 1 Гкал теплоти, грн.
				ккал/кг	Гкал/м ³		грн./тону	грн./м ³	
1	Дрова паливні	25	3,0		2,04÷2,6 5	450÷760		230÷400	180
2	Тріска деревна	25÷40	1÷3	2980		300	350		138
3	Тирса і стружки	50÷30	0,5	1935÷2960		145÷240			
4	Стружки стругальні	15÷5	0,5	3090÷3800		80÷120			
5	Фанерні, ДСП і МДФ відходи	15÷5	0,8	3570÷4040		200÷300			
6	Деревні брикети	10	1,0	4040		до 800	1100		320
7	Деревні гранули (пелети)	10	1,0	до 4500		600	1150		301
8	Торф шматковий	≤45	<23	2630		400	250		120
9	Торф фрезерний паливний (ГОСТ 11804-76)	≤52	<23	2100		200	180		100
10	Торф'яні брикети, в тому числі пелети (ТУ ДСТ	≤20	<23	4200		630÷670	800		224

	України 2042-92)								
11	Бурувугілля (Александрія Україна)	50	9÷12	1830÷2200		760	288		185
12	Лушпиння соняшникове	15		3685		100	900		287
13	Лушпиння рисове	10÷5		3180					
14	Стебла соняшника або кукурудзи	10		3500		40÷45			
15	Виноградна лоза	10÷5		3330		100			
16	Костра льону	10÷5		3805		200			
17	Донецький антрацит по всім маркам в тому числі:		10÷35	6540		1000	1450÷1650		294
18	АРШ	6		6455		850			
19	АШ	7		6065		800			
20	АСШ			6195		800			
21	АС	5		6500		990			
22	Газ природний (розрахунок на м ³ при η=90%)		-		8,57*10 ⁻³	0,712		3,509 ¹⁷	404

¹⁷<http://document.ua/pro-vstanovlennja-granichnogo-rivnja-cini-na-prirodni-gaz-d-doc81996.html>

Ціна на природний газ регламентується окремими наказами та постановами НКРЕ та Міністерства палива та енергетики, а також Кабінетом міністрів України для населення, промисловості та бюджетної сфери, а також для надання послуг з опалення та гарячого водопостачання тепло сервісними організаціями. Тут наведено ціну за природний газ для бюджетної сфери.

Список використаних джерел

1. Ратушняк Г. С. Обладнання із віброактиватором для виробництва біогазу / Ратушняк Г. С., Джеджула В. В. // Вісник ВПІ. – 2007. – № 4. – С. 71 -75. – ISSN 1997–9266.
2. Офіційний сайт Viessmann [Електронний ресурс]. – режим доступу: <http://www.viessmann.ru>
3. Розрахунок установок сонячного гарячого водопостачання, Методичні рекомендації до практичних занять, курсового та дипломного проектування з курсу «Використання альтернативних джерел енергії» для студентів спеціальності 7.092108 «Теплогазопостачання і вентиляція» всіх форм навчання. / Укл. М.Д.Рабінович,– Київ: КНУБА, 2004. – 24с.