

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 18

Київ 2015

**УДК 697
В29**

ISSN 2409-2606

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання:
науково-технічний збірник. – Вип. 18 /відповідальний редактор
Е.С. Малкін. – К.: КНУБА, 2015. – 116 с.

У збірнику висвітлюються результати наукових досліджень, питання теорії і практики з опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, теплопостачання та газопостачання. Призначений для наукових працівників, викладачів, виробників, докторантів, аспірантів та студентів.

Редакційна колегія: доктор техн. наук, професор Е.С. Малкін (відповідальний редактор); канд.техн.наук, професор В.Б Довгалюк (заст. відп. редактора); канд.техн.наук, доцент М.П. Сенчук (відп. секретар); доктор техн.наук, професор О.В. Приймак; доктор техн. наук, професор В.П. Корбут; доктор техн. наук, професор В.М. Михайленко; доктор техн. наук, професор О.Л. Підгорний; канд. техн. наук, професор В.В. Трофімович; доктор техн. наук, професор А. Строй (Польша); доктор техн. наук, професор Г. Собчук (Польша); доктор Г. Глінцерер (Австрія)

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університетабудівництваі архітектури 29 травня 2015 року, протокол № 34.

Адреса редакційної колегії: КНУБА, кафедра теплогазопостачання і вентиляції та кафедра теплотехніки, Повітрофлотський пр., 31, м. Київ, 03680
тел. (044) 245-48-33

© Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

УДК 697.94

Діаграма потоків ексергії вологого повітря для систем кондиціонування повітря

О.В.Задоянний¹, Ю. Євдокименко².

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Alvasil21@gmail.com

²інженер-проектувальник, ТОВ "Унітехнології Юей", Україна, 03022, вул. Васильківська, 30; м.Київ, E-Mail: bonnesante@mail.ru

Показана можливість візуальної та чисельної оцінки зміни ексергетичних потенціалів в потоці складових ексергії вологого повітря в системах кондиціонування повітря за допомогою діаграми потоків ексергії. Наведено діаграму потоків складових ексергії вологого повітря в прямокутній системі кондиціонування повітря фармацевтичного виробництва. Подано результати розрахунку ексергетичних потенціалів потоків термічної, вологісної та механічної складових ексергії

Ключові слова: діаграма потоків ексергії; вологе повітря; системи кондиціонування повітря (СКП); фармацевтичне виробництво; термічна, вологісна та механічна складові ексергії вологого повітря; оцінка деструкції та витрат ексергії; корисна та витратна частини ексергії.

Вступ. Підвищення енергоощадності систем забезпечення мікроклімату будівель і споруд неможливо без коректної оцінки їх ефективності. Ексергетичний аналіз технічних систем є досконалим та перспективним методом для оцінки енергетичних витрат і широко використовується при оцінці ефективності систем кондиціонування повітря [1]. Існуючі діаграми ексергетичних потоків, які використовують при аналізі вказаних систем, дають можливість візуальної оцінки деформацій ексергії в системі та її окремих елементах. Однак усталений підхід побудови їх у вигляді діаграм Грассмана, який відображає тільки сумарні ексергетичні потоки та відповідну їх деструкцію, не сприяє поглибленому аналізу систем та їх елементів і значною мірою обмежує можливості ексергетичного аналізу. В роботі обґрунтовано та подано побудову ексергетичної діаграми у вигляді потокової із урахуванням складових ексергії вологого повітря, які мають місце в системах кондиціонування повітря будівель і споруд.

Постановка проблеми. Системи кондиціонування повітря (СКП) будівель і споруд потребують детального аналізу складових ексергії вологого повітря, що бракує відомим діаграмам, які базуються на оцінці сумарної ексергії [1]. Технологічна структура СКП являє собою послідовний ланцюг з декількох

функціонально відокремлених секцій, які за показниками функціональної ефективності і, як слідство, - енергоспоживанням значно відрізняються одна від одної [1]. Структура СКП має специфічну відміну від інших технічних систем. Ця відміна полягає в тому, що складові СКП за функціональним призначенням мають свої відмінні від інших корисні ефекти, які не можна порівнювати між собою показниками загальної ексергетичної ефективності. Так, наприклад, відповідно до структури СКП, що подана в роботі [2], ексергетична ефективність повітрянагрівача може бути коректно оцінена тільки термічною складовою ексергії і не може бути оцінена так само, як ексергетична ефективність процесу осушення повітря по показнику вологісної складової ексергії. Тобто кожен елемент СКП може характеризуватися лише специфічним для нього видом ексергії і його корисною є деструкція відповідної ексергії. Саме деструкція певного виду ексергії, характерного для конкретного елемента СКП, характеризує його функціональність і є корисним ефектом при визначенні ексергетичного коефіцієнту корисної дії й інших показників енергоощадності. Таким чином діаграма потоків ексергії вологого повітря СКП повинна бути представлена всіма складовими ексергії, які мають місцеві системи.

Ексергія вологого повітря в СКП, як відомо, складається з трьох видів: термічної, концентраційної або вологісної та механічної [1]. Кожен з вказаних видів ексергії є характерним для відповідного елемента системи. Так, наприклад, деструкція механічної ексергії є характерною майже для всіх елементів, тому що перепад тиску повітря має місце в кожному елементі СКП крім вентилятора та приміщення, що обслуговується. Термічна складова ексергії є характерною для охолоджувача, нагрівача, камери зрошування, зволожувача (обмежено) й певною мірою для вентилятора при врахуванні вимог нормативів нагрівання в ньому повітря в теплий розрахунковий період року. Крім того вона характерна також для секцій змішування, які є фактично теплообмінником. Вологісна складова ексергії повітря є функціонально характерною для повітроохолоджувача з випадінням конденсату, в камерах зрошування при політропічному та адіабатному режимах, при сорбційному осушенні повітря, його зволоженні, в секціях змішування повітря тощо. Всі складові ексергії вологого повітря піддаються деструкції в приміщенні, що обслуговуються СКП, крім механічної, зміни якої незначні і не приймаються до уваги.

Актуальність дослідження. Енергоощадність систем забезпечення мікроклімату будівель і споруд є актуальним завданням, яке дає можливість оптимізації систем за показниками енергоспоживання на всіх стадіях життєвого циклу обладнання від розробки конструкцій систем, а також при їх проектуванні та експлуатації. Особливо це стосується систем кондиціонування повітря адміністративних та виробничих будівель і споруд, які за показниками енергоспоживання є найбільш енергоємними, а існуючі методи визначення їх енергоефективності – недосконалі [1]. При виборі схемних рішень СКП та їх порівнянні між собою за ексергетичними критеріями з'являються можливості коректної чисельної оцінки різних за принципом дії окремих функціональних вузлів та агрегатів. Відкриваються також можливості

модернізації та розробки нових енергоощадних схемних рішень СКП відповідно до конкретних внутрішніх та зовнішніх параметрів повітря. Крім того оптимізація роботи систем можлива не тільки за ексергетичними, а й за ексергоекономічними критеріями при виборі, наприклад, варіантів енергопостачання систем. Використання потокових діаграм ексергії в СКП доцільно для візуальної оцінки зміни стану ексергії в процесах систем, для формування в свідомості фахівців відповідного адекватного сприйняття перетворень ексергії і дає можливість на підставі графічного відображення процесів перетворення оцінити ефективність функціональних вузлів систем, визначити і розрахувати показники їх енергоощадності.

Зв'язок важливими науковими та практичними завданнями. Дійсні дослідження проводяться відповідно до законодавчих актів: Постанови Верховної Ради України №75/94-ВР від 1.07.94 р., що затвердила “Закон України про енергозбереження”, Постанови Кабінету Міністрів України №148 від 5.02.97 р. “Про комплексну державну програму енергозбереження України”, Постанови Кабінету Міністрів України №583 від 14.04.99 р. “Про Міжвідомчу комісію із забезпечення виконання Рамкової Конвенції ООН про зміну клімату”.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Потокові діаграми використовують для СКП головним чином у вигляді діаграм Грассмана та сумішених $i,d - E,t$ [1]. Потокові діаграми Грассмана побудовані за принципом послідовного приросту ексергій енергетичних потоків в елементах системи і відображаються у вигляді смуг вздовж руху робочої речовини, ширина яких у відносних до початкового, або в абсолютних значеннях відповідає поточному потенціалу ексергії у відповідному складовому елементі [1,5]. Сумішеними діаграмами $i,d - E,t$ користуються для оцінки ексергетичних перетворень та визначення ексергетичної ефективності в СКП [1]. У випадку потокових діаграм Грассмана (рис.1) за ствердженням авторів аналізують [1] «зовнішню» оцінку системи, яка показує витрати та втрати сумарної ексергії системи та її вузлів, а у випадку сумішених діаграм $i,d - E,t$, (рис.2.) з'являється можливість коригування ексергетичних потоків. У другому випадку є можливість оцінювати не тільки сумарну ексергію вологого повітря, а й його складові – термічну та вологісну, що важливо при оцінці функціональної ефективності СКП.

З точки зору оцінки енергоспоживання в СКП діаграма Грассмана достатньо ефективно відображає деструкцію сумарної ексергії в системі, але не відображає деструкцію складових ексергій вологого повітря – механічної, термічної та вологісної. Суміщені $i,d - E,t$ діаграми більш ефективні і відображають складові вологісну та термічну окремо. Суміщені діаграми на відміну від діаграм Грассмана мають ізолінії параметрів стану вологого повітря: температури, вологовмісту, ентальпії, відносної вологості та ексергії. На наш погляд цієї інформації замало для повної оцінки та детального аналізу системи в цілому та її окремих елементів. По-перше, в діаграмі Грассмана відсутня можливість чисельної оцінки ексергетичних перетворень, а є тільки можливість відносної оцінки. Тим більше діаграми Грассмана не мають ізоліній значень ексергії складових повітря і відповідних шкал. До цього слід додати, що діаграми Грассмана відображають процеси перетворень в СКП тільки у вигляді втрат ексергії, враховуючи обладнання СКП тільки до

приміщення, що обслуговується і не враховується ексергія потоків в приміщенні та після нього. Це суттєвий недолік, тому що за нашими оцінками сумарні втрати ексергії в СКП після приміщення можуть складати до 15% від загальних, а втрати сумарної ексергії повітря в самому приміщенні відображують саме корисний ефект від роботи СКП [3, 6, 7]. Суміщені діаграми дають можливість оцінити загальні перетворення ексергії в процесах обробки повітря в СКП, але обмежені в можливості відобразити й оцінити перетворення складових ексергії вологого повітря. Так, наприклад, на суміщеній діаграмі $i,d - E,t$, що наведена в роботі [1] (рис.2), неможливо визначити деструкцію складових ексергії вологого повітря при ізентальпійному процесі зволоження повітря в холодний період року і їх значення, що унеможливило коректне порівняння ефективності різних способів зволоження повітря.

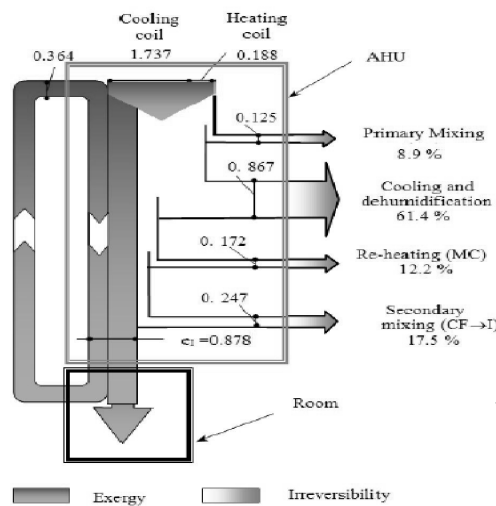


Рис.1. Діаграма Грассмана [3]

Це стосується й інших процесів в наведеному прикладі. В $i,d - E,t$ - діаграмі обмежена можливість аналізу ексергетичних перетворень процесами, що на $i-d$ - діаграмі, тобто – без урахування механічної складової ексергії. Крім того неможливо відділити корисну деструкцію ексергії від загальних витрат та втрат. Відсутня також можливість відображення процесів в даних діаграмах в значеннях питомої ексергії, що є важливим. Вказані недоліки великою мірою обмежують можливості ексергетичного аналізу СКП.

Виділення невіршених частин загальної проблеми. Відповідно до вказаних вище вимог щодо коректної оцінки показників ексергетичної ефективності СКП та недосконалості наявних ексергетичних діаграм з метою удосконалення ексергетичного аналізу СКП та її складових елементів метою роботи є розробка

потокової діаграми складових ексергії вологого повітря для можливості візуальної та чисельної оцінки показників енергоощадності СКП, визначенні корисної та витратної деструкції всіх характерних видів ексергії в системі.

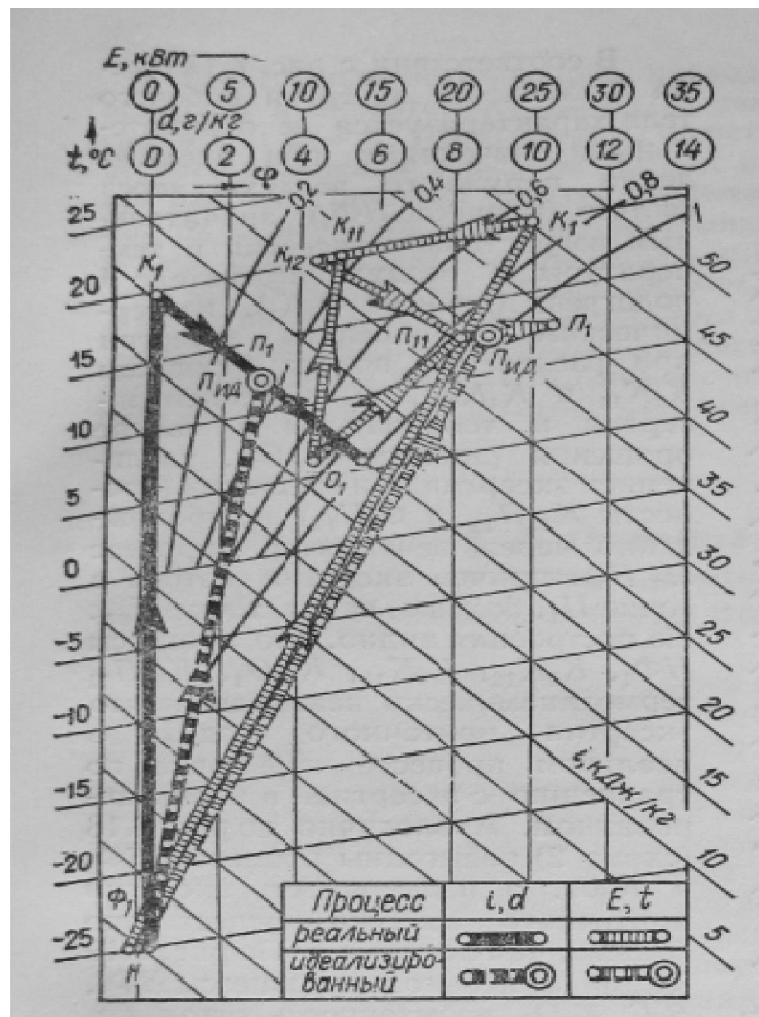


Рис.2. Суміщена $i, d - E, t$ діаграма [1]

Новизна. Новизна роботи полягає у відображенні ексергетичних діаграм у вигляді потокових з урахуванням всіх складових ексергії вологого повітря, які присутні в СКП.

Методологічне значення роботи. На основі побудови і відображення ексергетичних діаграм для СКП у вигляді потокових з урахуванням всіх складових ексергії вологого повітря стає можливим чисельне визначення та відокремлення корисної та витраченої значень ексергії для кожного функціонального елемента системи. Це дає можливість коректно оцінити ефективність термодинамічних процесів в СКП та визначити показники енергоощадності елементів та системи в цілому.

Основна частина. Діаграму ексергетичних потоків вологого повітря в СКП з нашої точки зору доцільно представляти у вигляді діаграми-лінії (графіка) в двовимірній прямокутній системі координат. По вісі ординат відкладають питоме значення ексергії повітря, кДж/кг, а по вісі абсцис - елементи СКП в послідовності основного проходження повітря, що обробляється. Елементи СКП враховуються по всій системі - від повітрязабірної решітки до викиду відпрацьованого повітря зовні. На вісі ординат можна також відкладати значення питомої вартості ексергії та абсолютні значення ексергії для можливості відстеження накопичення витрат (втрат) та деструкції ексергії в процесі термодинамічних перетворень повітря.

Побудова у вказаних координатах перетворень складових ексергії вологого повітря і сумарної для кожного функціонально відокремленого елемента СКП дає змогу візуального відображення та чисельної оцінки її деструкції у відповідних елементах та в системі в цілому. Крім того візуалізація деструкції складових ексергії в цій діаграмі дає можливість відокремити та визначити величини корисної деструкції ексергії кожного виду від загальних її витрат як для кожного функціонального елемента (функціональної групи елементів) так і для системи в цілому. Ця можливість знімає обмеження у визначенні ексергетичної ефективності вузлів та системи і обчисленні характеристик енергоощадності [3]. У варіанті розмітки вертикальної шкали в одиницях питомих значень грошових витрат (грн/кг повітря) з'являється можливість ексергоекономічної оцінки роботи СКП. Крім того у вказаній діаграмі є можливість оцінювати в одиницях ексергії гідравлічний опір повітропроводів системи по показниках деструкції її механічної складової.

Вище перелічені можливості діаграми потоків ексергії проілюстровано на конкретному прикладі. На рис 3. представлена діаграма потоків ексергії вологого повітря для СКП фармацевтичного виробництва. Діаграма для зручності користування суміщена із схемою СКП таким чином, що кожному елементу СКП відповідає певна ділянка діаграми. Римськими цифрами

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 18, 2015

позначено обладнання СКП, арабськими – ділянки. Діаграма побудована для теплового розрахункового періоду року, система прямотечійна. Характеристика СКП представлена в табл.1., а процес обробки повітря - на **I-d** –діаграмі, щона рис.4.

Діаграма потоків відображає деструкцію термічної, вологісної, механічної та сумарної ексергії вологого повітря в кожному елементі СКП. На діаграмі показана зміна значень ексергії при проходженні повітрям його послідовної обробки в елементах СКП від повітрязабірної решітки через приміщення, що обслуговується, й до видалення назовні. Вертикальна вісь діаграми - шкала значень питомої ексергії повітря, кДж/кг, а горизонтальна – елементи СКП в послідовності основного руху повітря. Вертикальна вісь має масштаб, горизонтальна – не має. Початок координат – розрахункові параметри зовнішнього повітря для теплового періоду року в місті Києві із значенням ексергії $E_{oc}=0$ на рівні повітрязабірної решітки СКП. Діаграму побудовано з використанням значень параметрів вологого повітря, що на **I-d** –діаграмі (рис. 4.) та даних технічних характеристик обладнання СКП. Розрахунки значень ексергії проведено за відомою залежністю для ексергії вологого повітря [1]. Результати розрахунків деструкції ексергії вологого повітря в СКП, за якими побудовано діаграму потоків ексергії (рис.3), представлено в табл.1.

Таблиця 1.

Характеристика СКП

Позначення системи	Найменування приміщення(технологічного устаткування), що обслуговується	Вентилятор				Повітрянагрівач					Повітроохолоджувач				
		L, м ³ /год	P, Па (кес/м ²)	N, кВт	n, об/хв	Тип	температура підгріву, °C		витрати тепла, кВт (ккал/год)	ΔP, Па (кес/м ²)	Тип	температура охолодження, °C		витрати холоду, кВт (ккал/год)	ΔP, Па (кес/м ²)
							від	до				від	до		
К-1	Виробництво лікарських засобів	6834	1397	3,07	2845	ПНВ 113.1-3	-22	+23	103	49,8	ПОВ 242.1	+32,2	+4,9	93,8	831
		6834	278	2,0	1312	ПНВ 113.1-1	+4,9	15	23,1	18,8					

Прямі лінії на діаграмі потоків ексергії вологого повітря відображають відповідний термодинамічний, або механічний процес в певному елементі СКП. Значенням ексергії кінця та початку процесів відповідають переломи ліній. Переваги представленої діаграми потоків ексергії для аналізу процесів в СКП в порівнянні з відомими наступні. На ділянці 3-4-5 ексергетичної потокової діаграми, яка показує процес охолодження зовнішнього повітря з конденсацією вологи, чітко видно деструкцію кожної складової ексергії вологого повітря. Лінія термічної ексергії різко підіймається завдяки збільшенню ексергії при

оохолодженні повітря в повітроохолоджувачі від точки *ext* до точки *M*, що на *I-d*-діаграмі, має перелом при переході на ділянку конденсації вологи від точки *o* до точки *M*.

Вологісна складова ексергії змінюється тільки на ділянці 4-5, що відповідає процесу випадіння конденсату, а механічна змінюється за рахунок аеродинамічного опору повітроохолоджувача на ділянці 4-5. Значення змін складових ексергії в цьому процесі видно з табл. 2 (виділено жирним). Зауважимо, що уразі представлення ексергетичної діаграми цього процесу у вигляді діаграми Грассмана чи суміщеної, візуалізація та визначення значень складових ексергії було б неможливо. Суттєвою перевагою потокової діаграми у представленому вигляді є те, що з неї можна визначити «корисну» ексергію, яка відповідає функціональному призначенню відповідного елемента СКП. Ділянка 4-5, наприклад, функціонально призначена для конденсації вологи, і тому корисною деструкцією є тільки вологісна, а решта – витрати ексергії. Характерною відміною представленої потокової ексергетичної діаграми є можливість аналізу деструкції ексергії на ділянці 3-4. У випадку оцінки деструкції ексергії вологого повітря за показником тільки сумарного її значення (як це має місце в діаграмах Грассмана), яка чисельно показує зміну на 0,171 кДж/кг, її складові в той час - термічна та механічна змінюються, відповідно, на 0,509 кДж/кг та 0,338 кДж/кг, а це втричі й вдвічі її перевищують. Така оцінка є більш коректною. Як видно з діаграми, урахування кожної складової ексергії з її знаком значно розширює межі ексергетичного аналізу, що є неможливим в існуючих діаграмах.

В роботі [6] при ексергетичному аналізі СКП чистого приміщення не врахована механічна складова ексергії вологого повітря, яка на думку авторів є незначною. Представлена нами діаграма показує певну некоректність такої думки. В кінці ділянки 8, наприклад, механічна складова ексергії (перед вентилятором) дорівнює - 0,712 кДж/кг, що перевищує термічну в 1,4 рази і її треба враховувати.

Крім того по результатах побудови потокової діаграми складових ексергії вологого повітря стає можливим оцінити ексергетичну ефективність повітрообміну в приміщенні по кожному виду шкідливості. Цей показник може бути оцінений чисельно по початковим і кінцевим значенням складових ексергії повітря на вході та на виході повітря з приміщення, яке обслуговується кондиціонером. Вказані значення ексергії подано в таблиці 2, ділянки 13-14-15-16. Оцінка ексергетичної ефективності повітрообміну в приміщенні потребує окремого підходу і не розглядається в даній роботі.

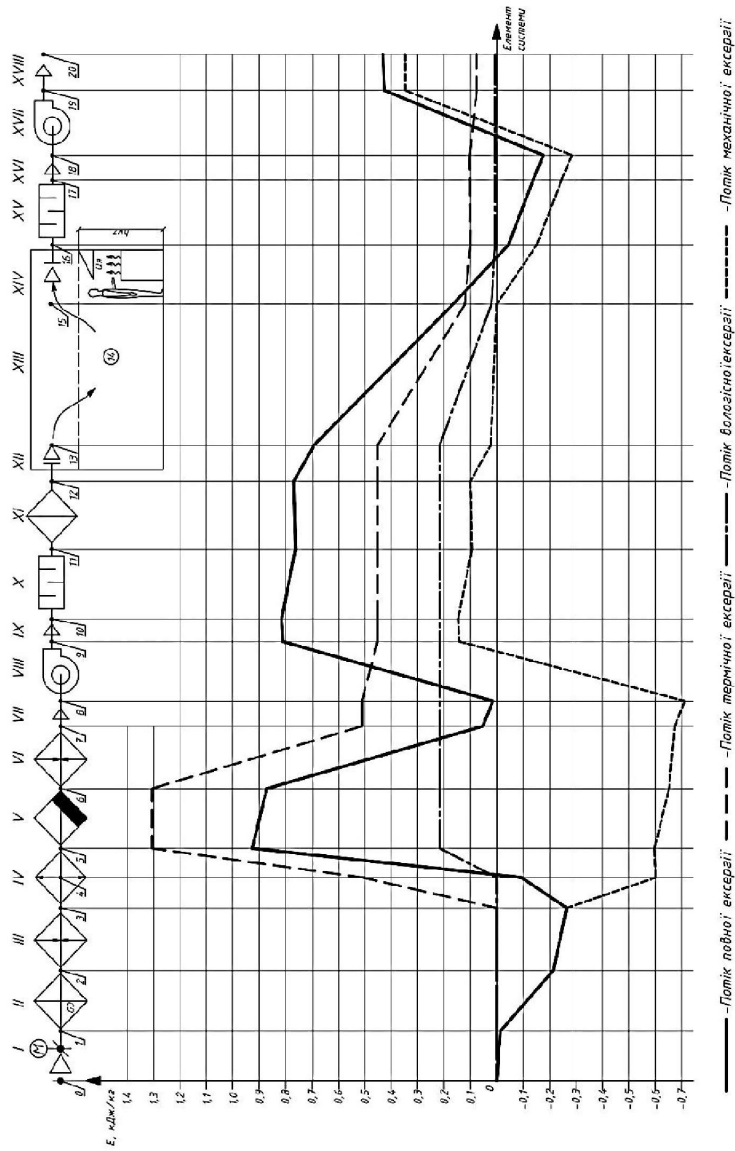


Рис.3. Діаграма потоків ексергазі вологого повітря

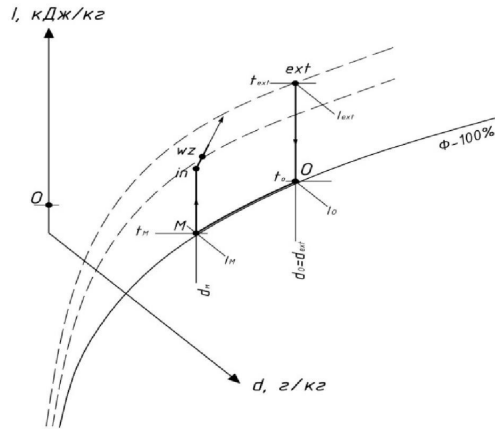


Рис.4. **i-d** –діаграма процесу обробки повітря в СКП

Таблиця 2

Результати розрахунків деструкції ексергії в СКП

Ділянка СКП/елемент обладнання СКП	Значення ексергії повітря, кДж/кг по складових							
	Термічної		Вологісної		Механічної		Сумарної	
	На початку	В кінці	На початку	В кінці	На початку	В кінці	На початку	В кінці
0-1/повітрозабір-на решітка та ДК (I)	0	0	0	0	0	-0,014	0	-0,014
1-2/Фільтр(II)	0	0	0	0	-0,014	-0,214	-0,014	-0,214
2-3/ повіронагрівач (III)	0	0	0	0	-0,214	-0,264	-0,214	-0,264
3-4/повітроохолоджувач (IV)	0	0,509	0	0	-0,264	-0,602	-0,264	-0,093
4-5/повітроохолоджувач (IV)	0,509	1,307	0	0,216	-0,602	-0,596	-0,093	0,927
5-6/каплевловлювач (V)	1,307	1,307	0,216	0,216	-0,596	-0,652	0,927	0,871
6-7/повіронагрівач (VI)	1,307	0,511	0,216	0,216	-0,652	-0,673	0,871	0,054
7-8/Конфузор (VII)	0,511	0,511	0,216	0,216	-0,673	-0,712	0,054	0,015

Продовження таблиці 2

8-9/вентилятор (VIII)	0,511	0,452	0,216	0,216	- 0,712	0,142	0,015	0,810
9-10/дифузор (IX)	0,452	0,452	0,216	0,216	0,142	0,147	0,810	0,815
11-12/шумопоглинач (X)	0,452	0,452	0,216	0,216	0,147	0,094	0,815	0,762
12-13/парозволожувач (XI)	0,452	0,452	0,216	0,216	0,094	0,100	0,762	0,768
13-14/припливна решітка (XII)	0,452	0,452	0,216	0,216	0,100	0,023	0,768	0,691
14-15/робоча зона (XIII)	0,452	0,144	0,216	0,020	0,023	0,000	0,691	0,164
15-16/решітка на видалення(XIV)	0,144	0,101	0,020	0,007	0,000	-0,151	0,164	-0,043
16-17/шумопоглинач (XV)	0,101	0,101	0,007	0,007	-0,151	-0,245	-0,043	-0,137
17-18/конфузор (XVI)	0,101	0,101	0,007	0,007	-0,245	-0,284	-0,137	-0,176
18-19/Вентилятор (XVII)	0,101	0,076	0,007	0,007	-0,284	0,343	-0,176	0,426
19-20/конфузор (XVIII)	0,076	0,076	0,007	0,007	0,343	0,348	0,426	0,431
20-21/викид повітря зовні	0,076	0,076	0,007	0,007	0,348	0,349	0,431	0,431

Висновки. Представлена в роботі діаграма складових потоків ексергії вологого повітря в СКП надає можливість візуальної оцінки деструкції ексергії повітря в елементах системи та в приміщенні за питомими та абсолютними значеннями ексергії вологого повітря, відображає плинні значення складових та сумарної ексергії вологого повітря в елементах та в системі в цілому, надає можливість візуальної уяви та коректної чисельної оцінки деструкції складових ексергії вологого повітря в СКП, визначення загальних та поелементних витрат та втрат всіх видів ексергії вологого повітря, що мають місце в СКП.

За допомогою описаної діаграми стає можливим виділити корисні та витрачені значення деструкції ексергії в СКП та коректно обчислити на цій основі показники ексергетичної ефективності кожного елемента та системи в цілому.

В результаті досліджень вперше показано представлення перетворювань складових ексергії вологого повітря в СКП у вигляді потокової діаграми, а також можливості та переваги потокової діаграми складових ексергії вологого повітря в порівнянні з існуючими діаграмами Грассмана та сумісними

діаграмами для СКП. Результати досліджень мають вагомим методологічне значення щодо оцінки показників енергоощадності систем кондиціонування повітря.

Представлення ексергетичних перетворень складових потоків ексергії вологого повітря в СКП у вигляді потокової діаграми надає можливість удосконалення ексергетичного аналізу СКП в візуалізації перетворень складових ексергії вологого повітря, визначенні та підрахунку їх деструкції та втрат, відокремлення для елементів СКП та системи корисної та витратної ексергії для розрахунку показників енергоощадності систем.

Література

1. Бродянский В.М., Верхивкер Г.П., Карчев Я.Я. и др. Эксергетические расчеты технических систем: Справ.пособие /: Под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М. АН УССР. Ин-т технической теплофизики.- Киев: Наук. Думка, 1991.- 360 с. – ISBN 5-12-0011397-X;
2. Luigi Marletta. Air Conditioning Systems from a 2-nd Law Perspective // Entropy: мережевий журн. 2010. URL: [http:// www.mdpi.com/journal/entropy](http://www.mdpi.com/journal/entropy). p=860 (дата звернення 12.12.2011);
3. Задоянний О.В., Ексергетичні критерії при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря будівель і споруд; Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип.17/відповідальний редактор Е.С.Малкін. – К.: КНУБА, 2014 – 148 с.
4. В.Г. Казаков, П.В. Луканин, О.С. Смирнова. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учебное пособие. (Рекомендовано ФГБОУ ВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ») / СПб ГТУРП. - СПб., 2013.- 93 с.: ил.20. - ISBN 978-5-91646-051-3;
5. Задоянний О.В., Котляров А. Ексергетична оцінка обробки повітря в центральній прямооточній системі кондиціонування повітря; Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 6. Відповідальний редактор П.М.Куліков.-К.:КНУБА, 2014 р.-364 с.;
6. В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим. Діаграма Грассмана в ексергетичному аналізі систем кондиціонування повітря чистих приміщень; Холодильна техніка та технологія: наук.-техн. журн. №5 (151); – О.: Одес. держ. акад. холоду, 2014 р.;
7. Лабай В.Й., Гарасим Д.І. Стан і перспективи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень. Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 6. Відповідальний редактор П.М.Куліков.- КНУБА, 2014 р.-364 с.;

Диаграмма потоков эксергии влажного воздуха для систем кондиционирования воздуха

А.В.Задоянний, Ю.Евдокименко

Показана возможность визуальной и численной оценки изменения эксергетических потенциалов в потоке составляющих эксергии влажного воздуха в системах кондиционирования воздуха с помощью диаграмм потоков эксергии. Приведена диаграмма потоков составляющих эксергии влажного воздуха в прямооточной системе

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 18, 2015

кондиционирования воздуха фармацевтического производства. Представлены результаты расчетов эксергетических потенциалов потоков термической, влажностной и механической составляющих эксергии.

Ключевые слова: диаграмма потоков эксергии; влажный воздух; системы кондиционирования воздуха (СКВ); фармацевтическое производство; термическая, влажностная и механическая составляющие эксергии влажного воздуха; визуальная и численная оценка деструкции и потерь эксергии; оценка деструкции и потерь эксергии; полезная и затратная части эксергии.

Exergy flow diagram of moist air for air conditioning systems

O. Zadoyanny, Y. Yevdokimenko

The possibility of visual and numerical evaluation of exergy changing in flow of moist air in HVAC systems with the aid of diagrams are presented. Shown a flow diagram of the components of exergy of moist air in co-current air conditioning system for pharmaceutical production. The results of calculations of thermal exergy potential flows, humid and mechanical components exergy are given.

Keywords: exergy flow diagram; moist air in an air conditioning systems; pharmaceutical production; thermal, humid and mechanical components of exergy of moist air; visual and numerical evaluation of degradation and loss of exergy; useful and costly part of exergy.

Надійшла до редакції 27.04.2015 р.

УДК 536.24: 621.12:697:356

Визначення профілю швидкості та втрат тиску при ламінарному русі в каналах двокутного перерізу.

В.Г. Дзюбенко

ст. викладач. Київський національний університет будівництва і архітектури.

Розглянуто ламінарний рух рідини в каналах двокутного перерізу, утвореного двома рівними дугами кіл. Показано, що аналогія між профілем швидкості в таких каналах та круглих трубопроводах не дає достатньої точності для інженерного розрахунку. Виконано наближений розв'язок рівняння Нав'є-Стокса. Профіль швидкості описано апроксимаційним багаточленом. Визначено коефіцієнт поля швидкості та коефіцієнт опору тертя Дарсі. Показано можливість використання формули Пуазейля для випадку двокутного каналу

Ключові слова: двокутний канал, ламінарний рух, теплоутилізатор, підземні води, рівняння Нав'є-Стокса.

Вступ. Існують технічні задачі, пов'язані з потоками рідини в каналі, утвореному двома рівними дугами кіл, що перетинаються (рис. 1).

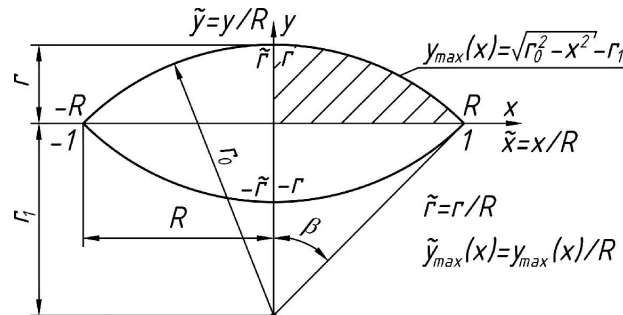


Рис 1. Двокутний переріз

Довжина довгої півосі позначена R , короткої півосі – r , відношення півосей – $\tilde{r} = r/R$. У сферичній геометрії така фігура називається двокутником. Двокутний канал утворюється при русі теплоносія між двома піддатливими листами, звареними прямими швами, зафіксованими на відстані R . За цим принципом працюють полімерні теплообмінники [1], розроблені на кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури. Також розповсюджені двокутні тріщини в гірських

породах, якими переміщуються підземні води [2]. Таким чином, аналіз особливостей руху рідини у двокутних каналах є актуальною науковою задачею.

Аналогія з круглими трубопроводами. Одним з підходів до вирішення питань гідродинаміки двокутних каналів є використання аналогії між двокутними каналами та круглими трубопроводами [1]. Така ідея обумовлена ідентичністю форми меж обох перерізів за винятком лише двох точок – вершин. Це дозволяє безпосередньо застосувати відомий закон Ньютона, за яким дотичне напруження τ в потоку рідини з динамічною в'язкістю μ та локальною швидкістю w на відстані від центру дуги стінки каналу r_c становить $\tau = \mu dw / dr_c$.

До рівняння долучається лінійний закон зростання дотичних напружень від центра дуги до осі, аналогічний круглим трубопроводам [3,4]. Таким чином, отримується “параболічний” профіль швидкості з ребром на великій півосі, що фізично неможливо. Коефіцієнт опору тертя Дарсі визначається за громіздкою формулою. При круглому перерізі ($\tilde{r} = 1$) профіль вироджується у параболоїд обертання, а коефіцієнт опору тертя Дарсі визначається за відомою формулою [3,4,5]:

$$\lambda = 64 / Re, \quad (1)$$

де Re – число Рейнольдса за середньою швидкістю потоку \bar{w} , діаметром перерізу d_e та кінематичною в'язкістю рідини ν :

$$Re = \bar{w} d_e / \nu. \quad (2)$$

Більшість видань з гідравліки або аеродинаміки [3,4 та ін] не містять даних щодо можливості або неможливості застосування такого підходу до перерізів, відмінних від круглих, навіть якщо вони утворені дугами кіл. Натомість для потоку рідини густиною ρ в трубопроводі завдовжки ℓ з перерізом довільної форми площею A та змоченим периметром χ використовують число Рейнольдса (2) та формулу Дарсі

$$\Delta p = \lambda (\ell / d_e) \rho \bar{w}^2 / 2 \quad (3)$$

з еквівалентним діаметром $d_e = 4A / \chi$. Однак, отримана в роботі [1] залежність передбачає діапазон зміни коефіцієнта опору тертя Дарсі в межах (53,3...64)/ Re всупереч залежності (1). Така розбіжність сукупно з ламаним профілем швидкості вимагає додаткового аналізу отриманих в роботі [1] результатів.

Апроксимація профілю швидкості. У загальному випадку характеристики потоку мають визначитися з рівняння Нав'є-Стокса [5,6], яке після перетворень з урахуванням формули Дарсі (3) та в системі відносних координат \tilde{x}, \tilde{y} (рис. 1) набуває вигляду:

$$\frac{1}{\nu} \frac{\lambda}{d_e} \frac{\bar{w}^2}{2} \frac{k_w R^2}{\bar{w}} = \frac{\bar{w} d_e \lambda k_w}{\nu 2 \tilde{d}_e^2} = Re \frac{\lambda k_w}{2 \tilde{d}_e^2} = -\frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \tilde{x}^2} - \frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \tilde{y}^2} = -\Delta \tilde{w} = const, \quad (4)$$

де $\tilde{w} = w / w_m$ – відносна швидкість, віднесена до максимальної w_m , $\Delta = \partial^2 / \partial \tilde{x}^2 + \partial^2 / \partial \tilde{y}^2$ – оператор Лапласа або лапласіан; $k_w = \bar{w} / w_m$ – коефіцієнт поля швидкості. Розглянемо праву верхню чверть перерізу. Граничні умови:

$$\begin{cases} \tilde{w} = 0 & \text{при } |\tilde{x}| \leq 1, \tilde{y} = \tilde{y}_{max}(x); \\ \tilde{w} = 1 & \text{при } \tilde{x} = \tilde{y} = 0; \\ d\tilde{w}/d\tilde{x} = 0 & \text{при } \tilde{x} = 0; \\ d\tilde{w}/d\tilde{y} = 0 & \text{при } \tilde{y} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Останні дві граничні умови (5) означають гладкість симетричного профілю швидкості.

Для наближеного розв'язання диференціальних рівнянь використаємо проєкційний метод з оптимізацією невизначених коефіцієнтів. Створюємо рівняння апроксимації, що відповідає умовам (5). Для цього вводимо нову систему координат $X = \tilde{x}$, $Y = \tilde{y} / \tilde{y}_{max}(x)$. На межах перерізу значення Y дорівнює одиниці. Умови (5) набувають вигляду:

$$\begin{cases} \tilde{w} = 0 & \text{при } Y = 1; \\ \tilde{w} = 1 & \text{при } X = Y = 0; \\ d\tilde{w}/d\tilde{x} = 0 & \text{при } X = 0; \\ d\tilde{w}/d\tilde{y} = 0 & \text{при } Y = 0. \end{cases} \quad (6)$$

В умовах (6) похідні беруться за вихідною системою координат. Апроксимуємо профіль швидкості багаточленом степеню n у новій системі координат. Щоб уникнути трудомісткого взяття похідних та підстановки граничних умов використано систему символічної алгебри Maxima з оболонкою wxMaxima.

У перерізі вводиться рівномірна сітка в системі координат (X та Y). На цій сітці підраховуються значення лапласіану при прийнятих значеннях коефіцієнтів багаточлена. Вибирається найменше і найбільше значення $\Delta \tilde{w}_{min}$ та $\Delta \tilde{w}_{max}$. Визначається середнє значення лапласіану $\overline{\Delta w}$, що забезпечує найменше значення максимального відносного відхилення лапласіану в перерізі, тобто

$$\max \left| \left(\overline{\Delta w} - \Delta \tilde{w} \right) / \Delta \tilde{w} \right| \rightarrow \min, \quad (7)$$

$$\overline{\Delta w} = 2 \Delta \tilde{w}_{max} \Delta \tilde{w}_{min} / (\tilde{w}_{max} + \tilde{w}_{min}). \quad (8)$$

Максимальне відносне відхилення лапласіану від середнього значення у відсотках є цільовою функцією оптимізації апроксимаційних коефіцієнтів:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\Delta} &= 100 \left| \left(\overline{\Delta w} - \Delta \tilde{w}_{min} \right) / \Delta \tilde{w}_{min} \right| = \\ &= 100 \left| \left(\Delta \tilde{w}_{max} - \overline{\Delta w} \right) / \Delta \tilde{w}_{max} \right| \rightarrow \min. \end{aligned} \quad (9)$$

Встановлюємо допустиму межу цього відхилення – $\varepsilon_{\Delta} < 5\%$. Цільова функція (9) у загальному випадку є мультимодальною (має кілька локальних мінімумів) та задає багатовимірну поверхню з багатьма ярами. Тому існує

можливість кількох розв'язків задачі. У даному випадку прийнятним є лише такий розв'язок, що забезпечує неперервність коефіцієнтів апроксимації за параметром \tilde{r} і містить точний розв'язок для круглого перерізу при $\tilde{r} = 1$ – параболоїд обертання.

Отримане рівняння профілю швидкості (рис. 2 а):

$$\tilde{w} = X^3(Y^3 - 1)(a_1X^2 + a_2) + (Y^2 - 1)(a_3Y^2 + X^2(a_4X^3 + a_5) - 1). \quad (10)$$

Коефіцієнти апроксимації a_i мають бути підраховані мінімум до шести знаків після коми за формулою:

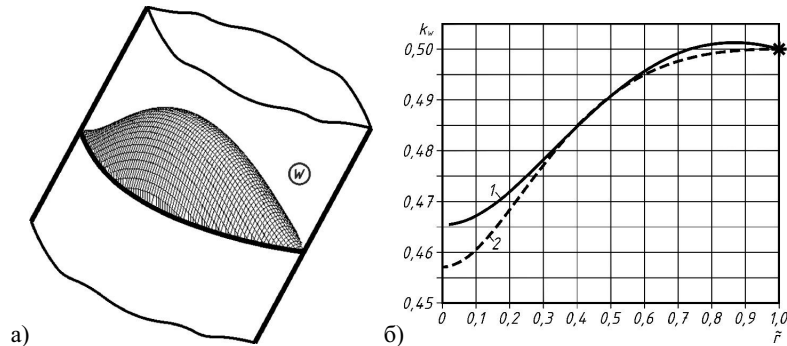


Рис. 2. Результати апроксимації:

а – профіль швидкості, б – коефіцієнт поля швидкості за результатами:

1 – інтегрування отриманого профілю швидкості; 2 – наближеного розв'язання рівняння Нав'є-Стокса кінцево-різницевим методом (розбіжність до 1,84 %); * – за даними [3-5]

$$a_i = \sum_j a_{i,j} \tilde{r}^j, \quad i = 1, 2, 3, 4, 5. \quad (11)$$

Значення коефіцієнтів $a_{i,j}$ наведені в табл. Інтегрування профілю швидкості дає коефіцієнт поля швидкості (рис. 2 б), що відрізняється від результатів кінцево-різницевого розв'язання при $\tilde{r} \geq 0,008$ не більше ніж на 1,84 %. Відхилення середнього значення Лапласіану не перевищує 2,41 %. Отриманий за рівнянням (4) коефіцієнт Дарсі описується формулою (1) з похибкою не більше 2,35 % при $\tilde{r} \geq 0,009$ та 3,84 % при $\tilde{r} \geq 0,008$. Таким чином, апроксимація перерізу шляхом оптимізації невизначених коефіцієнтів дає достовірні результати, а формула (1) справедлива для випадку двокутного перерізу.

Висновки. Отримано апроксимацію профілю швидкості у двокутному каналі, яка дозволяє розрахувати коефіцієнт поля швидкості та коефіцієнт Дарсі з незначним відхиленням порівняно з кінцево-різницевими методами. Використання параболічного закону швидкості за аналогією до круглого перерізу не дає достатньої точності для розрахунку втрат тиску у двокутному каналі.

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів a_{ij} за рівнянням (2.11)

j	Значення коефіцієнта a_{ij} при i				
	1	2	3	4	5
12	–	– 110,42078		–	–
11	–	727,164967		–	–
10	– 3,30854	– 2146,680027	41,759975	23,53024	–
9	–	3636,560875	– 173,000764	–	–
8	27,22283	– 3799,285088	287,056075	– 244,86341	–
7	– 50,792248	2478,794067	– 241,91155	553,21048	– 5,71295
6	32,187438	– 982,378237	108,002629	– 548,384198	16,84077
5	–	216,140594	– 24,06799	286,12942	– 18,96678
4	– 5,311767	– 20,98908	2,161669	– 80,05	9,86369
3	–	1,094464	–	8,14322	–
2	–	–	–	3,05473	– 2,77542
0	0,002287	– 0,001755	0,000044	– 0,770482	1,75069

Література

1. Кезля Е.А. Воздухонагреватель из полимерной плёнки для систем воздушного отопления теплиц. – Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. – К., 1988.
2. Алишаев М.Г. Точные решения ламинарного движения вязкой жидкости по прямолинейным трубам некруглых сечений. // Дагестанские электронные математические известия: Научно-образовательный журнал: Электронное периодическое издание. Т. 1 2013 С. 88-102 [<http://mathreports.ru/static?id=130>]
3. Бабенина Т.П. Гидравлика. Техническая гидродинамика: Конспект лекций.- Екатеринбург: изд-во УГГУ, 2006.-180 с.
4. Триандафилов А.Ф. Гидравлика и гидравлические машины : учебное пособие / А.Ф. Триандафилов, С.Г. Ефимова ; Сыкт. лесн. ин-т. – Сыктывкар : СЛИ, 2012. – 212 с.
5. Механика жидкости и газа, гидро- и пневмопривод: Курс лекций / Сост. В.С. Сальников; Яросл. Гос. техн. ун-т. – Ярославль, 2002.-200 с.
6. Хмельник С.И. Уравнение Навье-Стокса. Существование и метод поиска глобального решения. - Израиль.: изд-во MiC, 2010. – 108 с.

Определение профиля скорости и потери давления приламинарном потоке в каналах двугольного сечения.

В.Г. Дзюбенко

Рассмотрено ламинарное движение жидкости в каналах двугольного сечения, образованного двумя равными дугами окружностей. Показано, что аналогия между профилем скорости в таких каналах и круглых трубопроводах не даёт достаточной точности для инженерного расчёта. Выполнено приближённое решение уравнения Навье-

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 18, 2015

Стокса. Профиль скорости описан аппроксимационным многочленом. Определён коэффициент поля скорости и коэффициент сопротивления трения Дарси. Показана возможность использования закона Пуазейля для случая двуугольного канала

Ключевые слова: двуугольный канал, ламинарное движение, теплоутилизатор, подземные воды, уравнение Навье-Стокса.

Determination of the velocity profile and pressure drop of laminar flow in diagonal ducts

V. Dzyubenko

We study a laminar fluid flow in a diagonal duct which section is formed by two equal circular arcs. It is shown that the analogy between the velocity profile in such ducts and round pipes does not give sufficient accuracy for engineering calculations. We propose an approximate solution of the Navier-Stokes equations. The velocity profile is described by approximation polynomial. We found the velocity field coefficient and the Darcy coefficient. We prove the possibility of using Poiseuille's law for the case of diagonal channel

Keywords: diagonal channel, laminar flow, heat exchanger, groundwater, the Navier-Stokes equations.

Надійшла до редакції 27.04.2015 р.

ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

УДК 697. 432. 5

Моделювання процесу горіння твердого палива в шахтно-шарових топках

М.П.Сенчук¹, М.М.Астаф'єва.²

¹канд. техн. наук, доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, smp_21@ukr.net.

²канд. фіз-мат. наук, доцент, Київський університет імені Бориса Грінченка, m.astafieva@kubg.edu.ua

Розроблена математична модель процесу горіння твердого палива в шахтно-шарових топках з поступальним і обертальним його переміщенням на колосниковій решітці. Наведено аналітичні рівняння для розрахунку основних параметрів зони горіння.

Ключові слова: шахтно-шарова схема спалювання, колосникова решітка з поступальним (обертальним) переміщенням палива, швидкість горіння, математична модель, диференціальне рівняння.

Вступ. Збільшення частки твердого палива у виробництві теплової енергії із забезпеченням ефективності процесу горіння відповідно до нормативних вимог є актуальною задачею [1]. В твердопаливних котлах малої комунальної енергетики здебільшого паливо спалюється в шарових топках, зокрема, в механічних топках з поперечною схемою переміщення палива і повітря. Для спалювання різних видів твердого палива найбільш ефективною схемою організації процесу горіння є шахтно-шарова, яка реалізована в механічних топкових пристроях з плунжерним штовхачем [2, 3]. У такій топці здійснюється комбінований процес спалювання палива: поєднання шахтного спалювання та процесу горіння в шарі на колосниковій решітці. У вертикальній шахті із затискнутою решіткою відбувається сушіння та газифікація натурального палива, виділення летких речовин з накопиченням в нижній частині шахти однорідного палива з переважаючою часткою коксу, яке інтенсивно підпалюється за протитечійною схемою. Процес горіння коксового залишку палива відбувається на колосниковій решітці за поперечною схемою: дугтєве повітря в необхідній кількості подається під решітку, а паливо, що горить, під дією штовхача переміщується по колосниковій решітці з заданою швидкістю, при якій забезпечується повне його вигорання на прийнятій довжині решітки. Необхідна довжина решітки залежить від якості палива та режимних і конструктивних параметрів зони горіння. Конструкція колосникової решітки з поступальним переміщенням палива, що

горить, застосовується, переважно, в механічних топках механізованих котлів потужністю понад 300 кВт. Для малогабаритних котлів невеликої потужності доцільно застосовувати топки з обертальним переміщенням палива на решітці [3].

Розробка конструкції топкових пристроїв базується на даних нормативної та довідкової літератури [4] та результатах експериментальних досліджень натурних зразків. Одним із напрямків уточнення методики розрахунку топкових пристроїв є аналітичні розрахунки за моделями процесу спалювання твердого палива. Для механічних топкок з шахтно-шаровою схемою спалювання нижче наведено розроблену на основі диференціальних рівнянь математичну модель процесу горіння палива в шарі на колосниковій решітці із поступальним та обертальним його переміщенням.

А. Для прямолінійного поступального переміщення палива на решітці.

При побудові математичної моделі припустимо, що:

1) горіння частинок в шарі протікає при високих температурах за схемою подвійного шару, що горить [2]. Кисень дуттьового повітря витрачається у поверхневому шарі частинки на горіння CO і H_2 ;

2) процес спалювання палива найбільш повно характеризується швидкістю горіння (питомою швидкістю горіння), що визначає швидкість газоутворення і дорівнює відношенню кількості спалюваного (перетвореного в газоподібний стан) палива в одиницю часу до сумарної поверхні реагування [5];

3) частинки коксового залишку, що подаються на решітку, мають форму кулі й цю форму зберігають до кінця згорання;

4) переміщення палива на решітці відбувається так, наче кожен поперечний шар складається з частинок палива одного діаметра й має товщину, що дорівнює цьому діаметру; частинки в процесі згорання осідають, і їх укладка змінюється в межах лише «свого» шару.

Нехай $\delta(x)$ – діаметр частинки в точці x ; $h(x)$ – висота шару коксу в точці x ; $v(x)$ – лінійна швидкість частинки в точці x ; b – ширина решітки, на якій відбувається спалювання.

Виділимо шар палива, який по осі Ox (поздовжньому розрізу решітки) займає положення від x до $x + \Delta x$ у деякий момент часу τ . Через проміжок часу $\Delta \tau$ цей шар займе нове положення між точками A та B (рис. 1). Координати точок A та B на осі Ox будуть, відповідно,

$$x + v(x)\Delta \tau \text{ та } (x + \Delta x) + v(x + \Delta x)\Delta \tau = x + \Delta x + v(x)\Delta \tau + v'(x)\Delta x\Delta \tau + o(\Delta x).$$

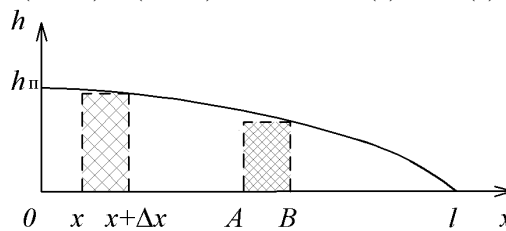


Рис. 1. Вигорання палива з поступальним переміщенням на решітці

Об'єм виділеного шару палива в моменти часу τ і $\tau + \Delta\tau$ з точністю до малих вищих порядків дорівнює, відповідно:

$$\Delta V_{\tau} = h(x) \cdot b \cdot \Delta x,$$

$$\Delta V_{\tau+\Delta\tau} = h(x + v\Delta\tau) \cdot b \cdot (\Delta x + v'\Delta x\Delta\tau + o(\Delta x)) = \Delta V_{\tau} + b(hv)'\Delta x\Delta\tau.$$

Тоді кількість (n) частинок у виділеному шарі, порахована в моменти часу τ і $\tau + \Delta\tau$, становить:

$$n = \frac{6mhb}{\pi\delta^3} \Delta x, \quad (1)$$

та

$$n = \frac{m\Delta V_{\tau+\Delta\tau}}{\frac{\pi}{6}\delta^3(x + v\Delta\tau)} = \frac{6mb}{\pi\delta^3} \Delta x \left[h + \left((hv)' - 3\frac{hv\delta'}{\delta} \right) \Delta\tau \right], \quad (2)$$

де m – порізність шару.

За припущенням 4), прийнятим для математичної моделі, кількість частинок у виділеному шарі не змінюється з часом. Тому, прирівнюючи (1) та (2) і переходячи в одержаній рівності до границі при $\Delta x, \Delta\tau \rightarrow 0$, після нескладних перетворень приходимо до диференціального рівняння

$$(hv)' = 3hv\frac{\delta'}{\delta},$$

інтегруючи яке, маємо:

$$h = c_1 \cdot \frac{\delta^3}{v}, \quad c_1 - \text{довільна стала.} \quad (3)$$

Із очевидних співвідношень $\delta(x) = v(x)\Delta\tau$ та $\delta(x + \delta(x)) = v(x + \delta(x))\Delta\tau$ зміни розміру частинки вздовж решітки після деяких перетворень приходимо до диференціального рівняння

$$\frac{\delta'(x)}{\delta(x)} = \frac{v'(x)}{v(x)},$$

звідки

$$\frac{\delta(x)}{v(x)} = \text{const} = \frac{\delta_n}{v_n}. \quad (4)$$

Тут v_n, δ_n – відповідно, початкова швидкість і діаметр частинки на вході на решітку.

Останнє співвідношення показує, зокрема, що відношення діаметра частинки до її лінійної швидкості є величиною сталою упродовж всього горіння.

З урахуванням (4) співвідношення (3) можна переписати так:

$$h(x) = \frac{h_n}{\delta_n^2} \cdot \delta^2(x), \quad (5)$$

де h_n – початкова висота шаруна вході. Тобто, висота шару пов'язана з діаметром частинок квадратичною залежністю.

Із співвідношення (4) випливає залежність лінійної швидкості частинки коксу від її діаметра:

$$v(x) = \frac{v_n}{\delta_n} \cdot \delta(x). \quad (6)$$

Початкову лінійну швидкість v_n легко виразити через технологічні параметри зони горіння з таких міркувань. За час $\Delta\tau$ на решітку надходить паливо масою $\Delta B = h_n b v_n \Delta\tau \rho_c$, де $\rho_c = m\rho$. З іншого боку, $\Delta B = B_p \Delta\tau$, де B_p – розрахункова витрата палива. Тому $\rho_c h_n b v_n = B_p$, звідки маємо:

$$v_n = \frac{B_p}{b h_n \rho_c} = \frac{B_p}{b h_n m \rho}. \quad (7)$$

Диференціальне рівняння для визначення діаметра $\delta(x)$ частинки отримуємо з наступних міркувань. Маса спаленого палива за час $\Delta\tau$ у виділеному шарі дорівнює:

а) за балансом –

$$\Delta B_o = \rho_c \Delta V_\tau - \rho_c \Delta V_{\tau+\Delta\tau} = -\rho_c b (h\nu)' \Delta x \Delta\tau;$$

б) за масообміном –

$$\Delta B_m = K_s \Delta S \Delta\tau = K_s \pi \delta^2 n \Delta\tau = K_s \pi \delta^2 \cdot \frac{6mhb}{\pi \delta^3} \Delta x \Delta\tau = K_s \cdot \frac{6mhb}{\delta} \Delta x \Delta\tau,$$

де K_s – питома швидкість горіння, тобто відношення кількості палива, що згоряє за одиницю часу до сумарної площі поверхні горіння частинок в шарі [5]; ΔS – сумарна площа зовнішньої поверхні частинок.

Оскільки за законом збереження маси $\Delta B_o = \Delta B_m$, то

$$\rho_c b (h\nu)' = K_s \cdot \frac{6mhb}{\delta},$$

звідки

$$(h\nu)' = -K_s \cdot \frac{6h}{\rho \delta}. \quad (8)$$

Скориставшись залежностями (5) та (6) змінних висоти шару й лінійної швидкості від діаметра частинок, виразимо у рівнянні (8) усі невідомі величини через діаметр $\delta(x)$. Після нескладних перетворень матимемо диференціальне рівняння

$$\delta(x) \delta'(x) = -\frac{2K_s \delta_n}{\rho v_n}. \quad (9)$$

Враховуючи, що [5]

$$K_s = \frac{0,185 C_0 D^{0,5} W^{0,5}}{\delta^{0,5}} \quad \text{при } 17 \leq \text{Re}_D = \text{Wd}_{\text{ср}}/D < 320$$

і позначивши

$$A_s = \frac{2 \cdot 0,185 C_0 D^{0,5} W^{0,5} \delta_n}{\rho v_n} = \text{const},$$

маємо:

$$\delta^{1,5}(x)\delta'(x) = -A_s. \quad (10)$$

Інтегруємо рівняння (10) і отримуємо

$$\frac{2}{5}\delta^{2,5}(x) = -A_s x + C,$$

де C – довільна стала, яку знаходимо з умови повного згоряння палива на кінці решітки, тобто $\delta(l_p) = 0$. Визначивши з цієї умови $C = A_s l_p$, маємо остаточно:

$$\delta(x) = \left[\frac{5}{2} A_s (l_p - x) \right]^{\frac{2}{5}}. \quad (11)$$

Із (11) знаходимо довжину колосникової решітки

$$l_p = \frac{\delta_n^{2,5}}{2,5 A_s}. \quad (12)$$

Час горіння розрахуємо з рівняння $\frac{dx}{dt} = v(x)$ чи те саме, що $dt = \frac{dx}{v(x)}$,

інтегруючи його в межах від 0 до l_p :

$$t = \frac{5}{3} \cdot \frac{\delta_n}{v_n} \left(\frac{5}{2} A_s \right)^{\frac{2}{5}} \cdot l_p^{\frac{3}{5}}. \quad (13)$$

У припущенні, що K_s постійна величина протягом усього процесу вигорання, тобто не залежить від δ і від x , інтегруючи рівняння (9) та враховуючи (7), маємо:

$$\delta^2(x) = -\frac{4\delta_n K_s}{\rho v_n} \int_0^x dx + \delta_n^2 = \delta_n^2 - \frac{4\delta_n h_n b m K_s}{B_p} \cdot x.$$

Використавши умову $\delta^2(l_p) = 0$ (вкінці решітки діаметр частинки дорівнює нулю), із останнього співвідношення знаходимо довжину колосникової решітки:

$$l_p = \frac{\delta_n B_p}{4 h_n b m K_s}. \quad (14)$$

Інтегруючи в межах від 0 до l_p співвідношення $dt = \frac{dx}{v(x)}$, і враховуючи при цьому (6), (7) та (14), отримуємо час повного згоряння палива на решітці, що відповідає [2]:

$$t = \frac{\rho \delta_n}{2 K_s}. \quad (15)$$

Б. Для обертого переміщення палива на решітці.

Зробимо ті самі припущення 1) – 4), що й у п. А.

Позначимо також $\delta(\varphi)$ – діаметр частинок, розміщених вздовж того радіуса решітки, що утворює з початковим його положенням кут φ ; $h(\varphi)$ – висота шару частинок на радіусі (далі – «в точці») φ ; $\omega(\varphi)$ – кутова швидкість частинки в точці φ ; R – радіус решітки, на якій відбувається спалювання (рис. 2).

Нехай у момент часу τ виділений шар палива у вигляді сектора AOB займає положення між променями φ та $\varphi + \Delta\varphi$. Через проміжок часу $\Delta\tau \neq 0$ цей сектор переміститься і займе положення A_1OB_1 . Об'єм секторального шару в момент часу τ (ΔV_τ) та в момент $\tau + \Delta\tau$ ($\Delta V_{\tau+\Delta\tau}$), відповідно, дорівнює:

$$\Delta V_\tau = \frac{R^2 h(\varphi) \Delta\varphi}{2}, \quad \Delta V_{\tau+\Delta\tau} = \Delta V_\tau + \frac{R^2}{2} (h\omega)' \Delta\varphi \Delta\tau + o(\Delta\varphi, \Delta\tau)$$

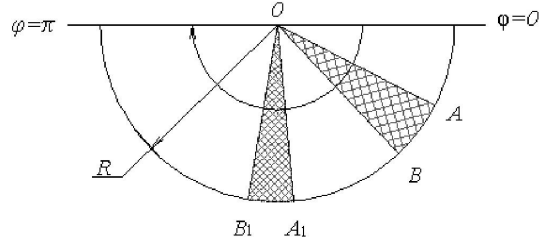


Рис. 2. Вигорання палива з обертальним переміщенням на решітці

Підраховавши, як у п. А, кількість частинок коксу виділеного шару в момент $\tau \left(\frac{3mR^2 h(\varphi)}{\pi \delta^3(\varphi)} \Delta\varphi \right)$ та в момент $\tau + \Delta\tau$

$\left(\frac{3mR^2 \Delta\varphi}{\pi \delta^3(\varphi)} \left[h(\varphi) + (h\omega)' \Delta\tau \right] \left(1 - 3 \frac{\delta' \omega}{\delta} \Delta\tau \right) \right)$ і враховуючи, що ця кількість не

змінюється з часом, та нехтуючи малими вищого порядку, приходимо до диференціального рівняння

$$\frac{(h\omega)'}{h\omega} = 3 \cdot \frac{\delta'}{\delta},$$

звідки

$$h = c_1 \cdot \frac{\delta(\varphi)}{\omega(\varphi)} \delta^2. \tag{16}$$

Аналіз відношення $\frac{\delta(\varphi)}{\omega(\varphi)}$ діаметра частки до її кутової швидкості приводить до висновку $\frac{\delta}{\omega} = const = \frac{\delta_n}{\omega_n}$ (відношення діаметра частинки до її кутової швидкості стало або те саме, що кутова швидкість частинки лінійно залежить від її діаметра).

Із урахуванням останнього факту та значення c_1 , (16) набуває вигляду:

$$h = \frac{h_n}{\delta_n^2} \delta^2(\varphi). \quad (17)$$

Тобто, і у випадку обертального руху палива по решітці залежність висоти шару від діаметра частинки квадратична.

Формула для початкової кутової швидкості руху палива на решітці встановлюється аналогічно до (7) і має вигляд:

$$\omega_n = \frac{2B_p}{R^2 h_n m \rho}. \quad (18)$$

Формули, аналогічні до (11), (12), (13) із пункту А, мають вигляд (19), (20), (21)

$$\delta(x) = \left[\frac{5}{2} A_s (\pi - \varphi) \right]^{\frac{2}{5}}, \quad (19)$$

$$R = \frac{\delta_n^{2,5}}{2,5 \pi A_s}, \quad (20)$$

$$t = \frac{5}{3} \cdot \left(\frac{5}{2} A_s \right)^{-\frac{2}{5}} \cdot \pi^{\frac{3}{5}} \cdot \frac{\delta_n}{\omega_n} \quad (21)$$

і встановлюються таким самим методом.

У припущенні, що K_s постійна величина протягом процесу вигорання, тобто не залежить від δ і від φ , за методикою, запропонованою в п. А, знаходимо формулу для розрахунку радіуса решітки

$$R^2 = \frac{\delta_n B_p}{2 \pi h_n m K_s} \quad \text{та часу горіння } (t): \quad t = \frac{\rho \delta_n}{2 K_s}.$$

Останній вираз, як і (15), відповідає формулі для розрахунку тривалості горіння палива при постійній швидкості горіння K_s , наведеній у [2], що підтверджує адекватність побудованої моделі процесу горіння.

Висновки. Ефективність спалювання палива із дотриманням екологічних нормативних показників досягається у пристроях з механізованим процесом горіння. А з урахуванням важливості економити паливні ресурси, впровадження такого класу опалювальних котлів є перспективним напрямком. Тому уточнення методики розрахунку топкових пристроїв різної потужності на підставі

адекватних моделей вигорання твердого палива при різних режимних і конструктивних параметрах зони горіння є важливою задачею. Запропонована у даній статті математична модель процесу горіння в шахтно-шаровій механічній топці на колосниковій решітці з поперечною схемою живлення шару з поступальним (обертальним) переміщенням на ній палива дозволяє зробити ряд висновків про основні параметри зони горіння, розрахувати довжину (радіус) решітки та час повного згорання на ній палива.

Література

1. Енергетична стратегія України на період до 2030 року // Схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 15 березня 2006 р. № 145-р.
2. Основы практической теории горения / Померанцев В.В., Арефьев К.М., Ахмедов Д.Б. и др. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 312 с.
3. Сенчук М.П. Механізоване спалювання твердого палива в малогабаритних теплогенераторах // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Науково-технічний збірник – 2014. – Випуск 17. – С. 89-93.
4. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – Санкт-Петербург: ВТИ, НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.
5. Сенчук М.П., Макаров А.С. Результаты исследований скорости горения твердого топлива в слое // Тезисы XI симпозиума по горению и взрыву, 18-96 ноября 1996 г. – Черноголовка: Российская АН, 1996. – Т.1, ч.2. – С. 295-299.

Моделирование процесса горения твердого топлива в шахтно-слоевых топках

М.П.Сенчук, М.Н. Астафьева.

Разработана математическая модель процесса горения твердого топлива в шахтно-слоевых топках с поступательным и вращательным его перемещением на колосниковой решётке. Приведены аналитические уравнения для расчета основных параметров зоны горения

Ключевые слова: шахтно-слоевая схема сжигания, колосниковая решётка с поступательным и вращательным перемещением топлива, скорость горения, математическая модель, дифференциальные уравнения.

Modelling of solid fuel combustion in mine-layers furnaces

M. Senchuk, M. Astafieva

The mathematical model of the combustion of solid fuel in the mine-layer furnaces with translational and rotational movement on grating is developed. The analytical equations of calculating the main parameters of the combustion zone are provided.

Key words: mine-layer burning scheme, grating with forward (rotational) fuel displacement, burn rate, mathematical model, differential equation

Надійшла до редакції 10.04.2015 р.

УДК 662.182

Твердотопливные котлы с топками «кипящего слоя»

В.В.Чернокрылюк,¹ А.Ф.Редько,² А.М.Тарадай,³ В.А.Сиротенко,⁴ Е.С.Есин⁵

¹аспирант Харьковский национальный университет строительства и архитектуры. riello@ukr.net

²д.т.н, профессор, Харьковский национальный университет строительства и архитектуры. fgvtver@gmail.com

³д.т.н, профессор, Харьковский национальный университет строительства и архитектуры. info_mrk@ukr.net

⁴к. т. н, генеральный директор Харьковских тепловых сетей.

⁵аспирант, Харьковский национальный университет строительства и архитектуры. esin_mrk@ukr.net

В статье описана конструкция нового топочного устройства с использованием технологии «кипящего слоя» для сжигания низкосортных углей и нетрадиционных видов топлива. Представлен опыт разработки и внедрения в практику теплоснабжения топок «кипящего слоя», а также результаты испытаний предлагаемых котлов.

Ключевые слова: теплоснабжение, твердотопливные котлы, кипящий слой, разработка, испытание, альтернативное топливо, энергосбережение.

Введение. Технология «кипящего слоя» позволяет повышать эффективность сжигания низкокачественных или нетрадиционных видов топлива, в том числе углей с высоким содержанием золы, отходов углеобогащения, сланцев, антрацитов, шламов осадков сточных вод и так далее. Эта технология отличается также высокой экологичностью, в частности, количество выбросов токсичных оксидов серы в атмосферу может быть снижена больше чем на 90%.

Топки «кипящего слоя» позволяют использовать нетрадиционные и низкосортные виды топлива (щепа, древесные отходы, торф, низкокалорийные угли, шламы и др.), а также создают возможность сжигания различных видов топлива в одном топочном устройстве. Сжигание топлива в «кипящем слое» обеспечивает выполнение жестких экологических норм по выбросам SO₂ и NO₂ без сооружения дополнительных установок по серо- и азотоочистке.

1 Конструкция топок с «кипящим слоем»

Дефицит газового топлива и сложности добычи и сжигания твердого топлива создают повышенный интерес к котлам, оборудованным топками с псевдоожиженным или «кипящим слоем» (рис.1).

Со слоевыми топками их объединяет прежде всего возможность сжигания "дробленки" с размером кусков до 10-20 мм и наличие решетки, через которую в слой подается воздух. При повышении скорости воздуха, продуваемого через слой, наступает момент, когда аэродинамическая сила, действующая на каждую

частицу топлива, преодолевает силы взаимного трения частиц. Дальнейшее увеличение расхода воздуха приводит к псевдоожигению частиц топлива, слой как бы кипит (отсюда название «кипящий слой»), высота и пористость его увеличивается.

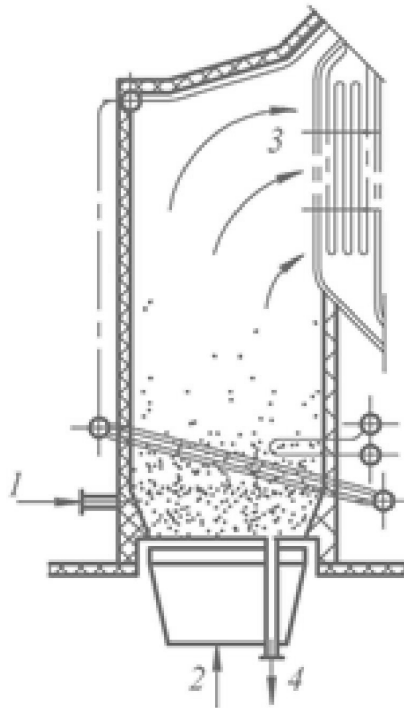


Рис. 1. Топка с «кипящим слоем»

1 – подача топлива; 2 – подача воздуха; 3 – сгорание и унос золы; 4 – вывод донной (подовой) золы)

Минимальную скорость, при которой начинается псевдоожигение, называют первой критической скоростью $W_{кр1}$; при второй критической скорости $W_{кр2}$ аэродинамическая сила становится равной силе тяжести частиц топлива, и начинается их интенсивный вынос из слоя.

Топки с «кипящим слоем» работают со скоростями от $W_{кр1}$ до $W_{кр2}$. Различают топки с обычным, или стационарным «кипящим слоем» (когда скорость в нем близка к $W_{кр1}$) (рис.1) и топки с циркулирующим «кипящим слоем» (когда скорость близка к $W_{кр2}$) (рис.2). В последнем случае из слоя выносятся значительная часть недогоревшего топлива, которое улавливается и затем в горячих циклонах и возвращается для дожигания.

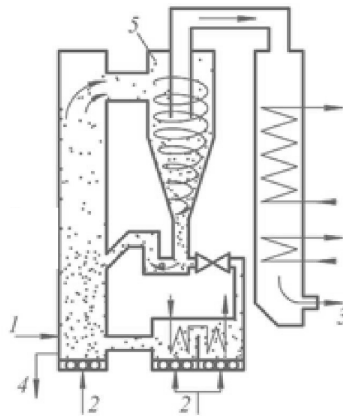


Рис. 2. Топка с циркулирующим «кипящим слоем»

1 – подача топлива; 2 – подача воздуха; 3 – сгорание и унос золы; 4 – вывод донной (подовой золы); 5 – циклон

Важно отметить, что в топках с «кипящим слоем» количество горючего материала составляет обычно небольшую долю от массы слоя, также основу его составляет инертный материал или зола топлива (при сжигании высокозольных углей). Интенсивное перемешивание твердых частиц под воздействием сжижающего воздуха, проходящего через слой зернистого материала, обеспечивает повышенный тепло- и массообмен в слое.

К основным достоинствам метода сжигания твердого топлива в «кипящем слое» относятся:

- обеспечивается высокий коэффициент теплопередачи;
- длительное пребывание частиц в слое позволяет сжигать уголь с повышенной зольностью и отходы производства;
- появляется возможность создать более компактное топочное устройство без системы пылеприготовления, при этом снижаются удельные капитальные затраты на сооружение котельной, а также ремонтные расходы;
- низкие температуры в слое (800-950°C) обеспечивают отсутствие термических оксидов азота, что в некоторых случаях сокращает выбросы оксидов азота в атмосферу;
- добавка известняка в слой связывает серу топлива с зольным остатком, что уменьшает выбросы сернистого ангидрида с дымовыми газами в атмосферу.

2 Опыт внедрения в теплоснабжении

В Украине реконструкции котлов НИИСТУ-5 с устройством топок «кипящего слоя» уделялось много внимания в конце 80-х годов прошлого столетия. Было даже принято соответствующее постановление Совета Министров УССР, приказ Министерства жилищнокоммунального хозяйства, выделены специальным назначением сто серийных котлов НИИСТУ-5 и

комплектующих к ним, а также другие материалы и ресурсы. Были определены ряд предприятий системы Укртеплокоммунэнерго, которые должны были заниматься разработкой и внедрением метода совместно с научно-исследовательскими, учебными и проектными институтами. Для практической реализации проблема оказалась весьма сложной по целому ряду объективных и субъективных причин. Наиболее удачно решали эту задачу в Харьковской области специалисты объединения «Харьковтеплоэнерго» совместно с кафедрой теплогазоснабжения, вентиляции и использования вторичных тепло-энергетических ресурсов Харьковского инженерно-строительного института (ныне ХНУБА) под руководством и непосредственном участии профессора Сиротенко В.А.

Аналогичные работы проводились в 1986-1987 гг. в «Житомиртеплокоммунэнерго» и «Черниговтеплокоммунэнерго».

Результатом проделанной научной, проектной и наладочной работы «Харьковтеплокоммунэнерго» явилось переоборудование котельной в пгт. Новая Водолага. Котельная до переоборудования на «кипящий слой» работала на угле. В ней были установлены 4 котла НИИСТУ-5 поверхностью нагрева 46,5 м² каждый. Котельная обеспечивала теплом небольшой жилой микрорайон. На «кипящий слой» было переведено 2 котла из 4. Была оборудована специальная углеподготовка, состоящая из дробилки, сушки и сортировки топлива. Котлы «кипящего слоя» проработали один отопительный сезон. Для нормальной стабильной работы котельной пришлось задействовать в течении всего отопительного сезона дополнительно к штатному эксплуатационному персоналу специальный штат ремонтников и наладчиков.

Основной причиной приведшей к невозможности дальнейшей стабильной эксплуатации котельной в штатном режиме явилось несоответствие поставленных задач и методов их реализации.

Это несоответствие заключалось в том, что задача создания стабильно работающего генератора тепла (котла с топкой «кипящего слоя») решалась с использованием обычных серийных котлов «НИИСТУ-5», выполненных из нелегированной стали, а также нежаропрочных материалов топки и других элементов. Кроме того не были решены проблемы загрузки топлива, выгрузки шлака, автоматизации процессов горения и другие.

Из-за сложностей реальной эксплуатации по окончании отопительного сезона топки «кипящего слоя» были демонтированы, как не пригодные к штатной эксплуатации, а котельная была газифицирована.

В 1986-1987 гг. в «Житомиртеплокоммунэнерго» и «Черниговтеплокоммунэнерго» эксплуатировались экспериментальные образцы топок с «кипящим слоем», установленные под десятью котлами НИИСТУ-5. Во время работы сжигали угли разных марок, в том числе: газовый концентрат (ГК), газовый жирный концентрат (ГЖК), антрацитовый штыб (АШ-0-6) зольностью 32-44%, тощий концентрат (ТК), промежуточный продукт (0-13) зольностью 27-44%, а также золу из слоевых топок содержащую до 60% негорючих веществ. Штатная эксплуатация котельных не удалась.

Разработка и внедрение в практику теплоснабжения топок «кипящего слоя» занимался также коллектив под руководством доктора технических наук профессора Андрейчука Николая Даниловича, возглавлявшего долгие годы «Лугансктеплокоммунэнерго». Ими были выполнены работы по оборудованию топок «кипящего слоя» на паровых котлах типа ДКВР, а также на ряде других котлов промышленного назначения. Эти котлы работают на производствах и в настоящее время.

На рисунке 3 представлена схема котла, разработанного в Тамбовском государственном техническом университете (Российская Федерация), для сжигания рядовых углей, угольных шламов, отсевов и штыбков.

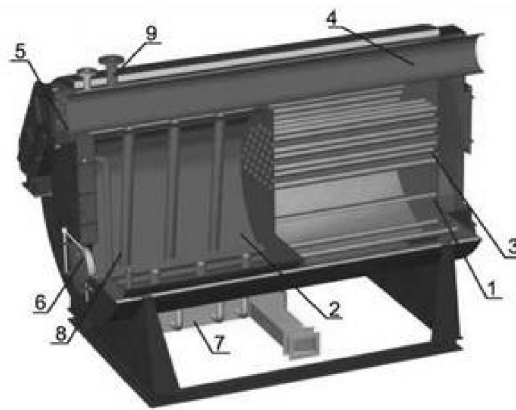


Рис. 3. Схема водогрейного котла, оборудованного топкой с высокотемпературным «кипящим» или интенсивно продуваемым слоем

1 – корпус котла; 2 – жаровая труба; 3 – дымогарные трубы первого хода; 4 – дымоход; 5 – поворотная камера; 6 – дверца; 7 – воздуховод; 8 – водоподъемные трубы; 9 – выход воды.

Самой важной частью котла является топка высокотемпературного кипящего или интенсивно продуваемого слоя, размещенная в нижней части горизонтальной жаровой трубы. Топка имеет водоохлаждаемые воздухораспределители, выполненные в виде двух швеллеров. Отверстия в боковых полках воздухораспределителей расположены только со стороны продольной оси котла. Воздух из отверстий воздухораспределителя выходит в виде струй по касательной к жаровой трубе, причем в эти отверстия исключается попадание частиц топлива. Предложенная конструкция позволяет организовать в слое интенсивную циркуляцию частиц топлива, ликвидировать образующиеся обычно в кипящем слое зоны локального фонтанирования и, как показали специальные исследования, резко снизить унос топлива из слоя. Котел выполнен трехходовым по ходу дымовых газов, что позволяет снизить температуру дымовых газов за котлом (она не превышает 280 °С даже при мощности котла выше номинальной) и тем самым повысить КПД котла.

Первые котлы были изготовлены в 1997-1999 гг., а на сегодняшний день в эксплуатации на муниципальных и промышленных котельных Тамбовской, Ростовской, Костромской, Ивановской, Тверской, Вологодской, Московской областей, республики Татарстан находится около 150 котлов. В Ростовской области муниципальные котельные целых районов укомплектованы только котлами данной конструкции.

3 Испытание котлов оборудованных топкой с высокотемпературным «кипящим» или интенсивно продуваемым слоем

В качестве топлива использовались и/или используются: антрацитовый штыб (Ростовская обл.), кузбасские, интинские, хакаские каменные угли (Костромская, Вологодская, Московская и др. обл.), бурый подмосковный уголь, угольные шламы интинских углей (Костромская обл.) и коксующихся донецких углей (Ростовская обл.). Результаты испытаний котлов номинальной мощностью 500 и 800 кВт соответственно на шламе каменных углей и антрацитовом штыбе представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты испытаний котлов при сжигании шлама интинских каменных углей и антрацитового штыба

Наименование показателя	При сжигании угольного шлама	При сжигании антрацитового штыба
Теплопроизводительность котла, кВт:		
- по паспорту	500	800
- фактическая	564	835
Температура уходящих газов за котлом, °С	240	146,1
Состав продуктов сгорания за котлом:		
- O ₂ . %	9,46	1,38
- CO ₂ . %	10,4	18,9
- CO, мг/м ³	5679	3441,9
- NO ₂ . мг/м ³	1207,9	307,1
- SO ₂ . мг/м ³	не определялось	1290,6
КПД котла, %	73,7	81,1

По данным зарубежных изданий большой опыт использования в энергетике топочных устройств с «кипящим слоем» накоплен в ФРГ, США, Финляндии и некоторых других странах.

Очевидно, что в нынешних реалиях теплоэнергетики внедрение технологии «кипящего слоя» будет пользоваться все большей популярностью по мере роста цен на газ и мазут, ориентации на снижение импорта российского газа, повышение роли использования местных энергоисточников (в том числе биотоплива, торфа и т.д.) и ужесточения требований экологов.

Промышленное освоение технологии «кипящего слоя» должно осуществляться по трем основным направлениям:

- реконструкция существующих котлов с заменой колосниковой решетки для слоевого сжигания на топочное устройство «кипящего слоя»;
- установка серийных котлов, оснащенных специально разработанным предтопком «кипящего слоя»;

- создание принципиально нового котла с «кипящим слоем».

Во всех случаях базовым техническим решением является устройство в нижней части топочной камеры воздухораспределительной решетки колпачкового типа, а также оснащение котельной установки растопочным устройством, высоконапорным вентилятором и системами подачи топлива (с плавным регулированием производительности) и вывода золошлаковых отходов.

Выводы. Результаты многолетней эксплуатации стальных водогрейных жаротрубно-дымогарных котлов подтвердили правильность выбора технологии сжигания в высокотемпературном кипящем или интенсивно продуваемом слое рядовых углей (каменных и бурых), угольных штыбов и шламов.

Проведенные эксперименты показали возможность совместного сжигания в высокотемпературном кипящем слое низкосортных мелкозернистых углей и гранул. При этом обеспечивается не только снижение выбросов окислов серы, золы и шлака в окружающую среду, но и повышается стабильность и скорость горения такого низкорекреационного топлива, как антрацитовый штыб.

Котлы представленной конструкции могут быть успешно применены для сжигания одних только гранул, изготовленных из отходов растениеводства (солома, лузга проса, подсолнечника и т.п.). При этом существенно возрастает скорость горения этого топлива за счет сжигания в кипящем слое, создаваемом в топке котла; исключается возможность образования агломератов золы и шлака, что позволяет, при оборудовании котлов системами подачи агропеллет в топку, полностью механизировать и автоматизировать работу котла, и поднять до уровня газовой котельной уровень эксплуатации и условия труда в котельной, работающей на твердом топливе.

Литература

1. Расчеты аппаратов кипящего слоя «Справочник под редакцией Мухленова и др. 1986 год»
2. В.А. Сиротенко. Методы повышения энергоэффективности источников тепла теплоснабжающих организаций. Диссертация соискателя звания доктора наук. – Харьков. – ИПМаш НАНУ. - 1988 год.
3. Н.В. Чернявский. Топливные потери на подставках ТЭС необогащенного и обогащенного угля. «Экология и ресурсосбережения» 2000 №5 с.3-7.
4. А.В. Власюк, П.Ю. Зембицкий, Г.П. Кучин, В.Я. Скрипко, Г.В. Ефимов, П.И. Павленко. «Опыт сжигания низкосортного топлива в топках кипящего слоя отопительных котлов мощностью до 1 МВт». «Новости теплоснабжения» №10(14) октябрь 2001 с.15-16.

Твердопаливні котли з топками «киплячого шару»

В. В.Чернокрилук, О.Ф.Редько, О.М.Тарадай, В.А.Сиротенко, Є.С.Єсін.

У статті описана конструкція нового топкового пристрою з використанням технології «киплячого шару» для спалювання низькосортного вугілля та нетрадиційних видів палива.

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 18, 2015

Представлено досвід розробки і впровадження в практику теплопостачання топок «киплячого шару», а також результати випробувань запропонованих котлів.

Ключові слова: теплопостачання, твердопаливні котли, киплячий шар, розроблення, випробування, альтернативне паливо, енергозбереження.

Solid fuel boilers equipped with fire chambers using a "fluidized layer"

V.Chernokryluk,A.Redko,A.Taraday,V.Sirotenko,Y.Yesin.

The paper describes the construction of a new flue devices using the technology of "fluidized layer" for burning low-grade coal and non-conventional and low-grade fuels. The experience in the development and introduction into practice of heat supply fire chambers using a "fluidized layer", and the test results of the proposed boilers.

Keywords: heat supply, solid fuel boilers, fluidized layer, development, testing, alternative fuels, renewable energy, energy saving.

Надійшла до редакції 30.03.2015 р.

УДК.697.4; 536.7

Ефективність використання сонячного випромінювання в системі тепlopостачання на основі трансформації інтегрованої енергії характерних низькотемпературних джерел

В.Д.Петраш¹,О.А.Поломанний²

¹д.т.н., професор, Одеська державна академія будівництва та архітектури, petrant@ukr.net.

²аспірант, Одеська державна академія будівництва та архітектури.s29292929@yandex.ru.

Встановлена можливість (30 ÷ 40) відсоткового збільшення ефективності використання потоку сонячного випромінювання при нагріванні енергоносія зі збільшенням його витрати при розширенні періоду роботи геліоконтур в запропонованій системі тепlopостачання на основі парокомпресійної трансформації інтегрованої енергії характерних низькотемпературних джерел.

Ключові слова: геліоконтур, теплонасосне обладнання, форконденсатор, низькотемпературні джерела енергії.

Вступ. Серед значної кількості відомих систем [1,2,3,4] з їх аналізом [5,6] найбільш близькою за технічною суттю є запропонована система [7] відбору енергії сонячного випромінювання та ґрунту, а також утилізованої теплоти вентиляційного повітря і стічних вод. Придання нових функцій системі [7], рис. 1, з одночасним підвищенням ефективності відбору та використання енергії сумішених потоків сонячного випромінювання, ґрунту, вентиляційного повітря, що видаляється, а також стічних вод для нагріву води систем комунально-побутового тепlopостачання, дозволяє підвищити загальну енергетичну ефективність та надійність, як окремих підсистем, так і всієї інтегрованої системи. Вельми важливим показником у роботі системи є збільшення терміну служби та експлуатаційної надійності теплонасосного обладнання з можливістю виділення додаткового джерела енергії, в більшості для підвищення температури води,що нагрівається.

При цьому підвищення загальної енергетичної ефективності системи в процесі відбору енергії забезпечується за рахунок:

-продовження періоду роботи геліоконтур в процесі трансформації сонячної енергії в режимі низькотемпературного нагріву енергоносія;

-розширення можливості використання теплоти зовнішнього повітря в літній період, коли його температура перевищує температуру витяжного вентиляційного повітря;

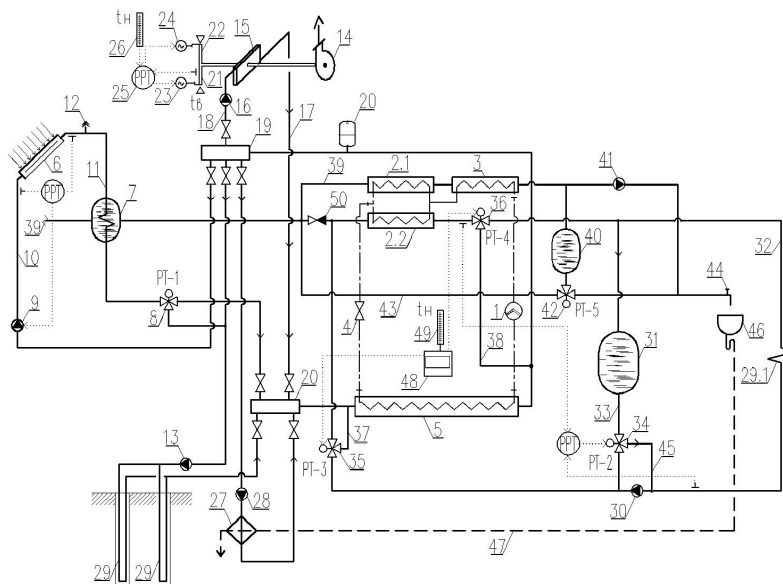


Рис. 1. Схема системи теплохолодопостачання на основі геліоґрунтової та утилізованої теплоти витяжного вентиляційного повітря і стічних вод. Умовні позначення: 1 – компресор теплового насоса; 2 – основний конденсатор з спарених частин 2.1 і 2.2; 3 – форконденсатор; 4 – дросельний вентиль теплового насоса; 5 – випарник; 6 – геліоконтур; 7 – теплообмінник; 8 – триходовий температурний регулятор РТ-1; 9 – циркуляційний насос контуру відбору теплоти; 10 – циркуляційний трубопровід охолодженої води; 11 – циркуляційний трубопровід нагрітої води; 12 – повітрозбірник; 13 – циркуляційний насос підсистеми відбору енергії ґрунту; 14 – вентилятор підсистеми відбору теплоти; 15 – калориферний теплообмінник; 16 – циркуляційний насос підсистеми відбору теплоти витяжного вентиляційного повітря; 17 – циркуляційний трубопровід нагрітої води; 18 – циркуляційний трубопровід охолоджувальної води; 19 – розподільний колектор; 20 – збірний колектор; 21 – повітрозабірний патрубок внутрішнього повітря; 22 – повітрозабірний патрубок зовнішнього повітря; 23 – автоматизована шиберна засувка; 24 – автоматизована шиберна засувка; 25 – регулятор різниці температур; 26 – датчик температури зовнішнього повітря; 27 – теплообмінник підсистеми відбору теплоти відпрацьованих водних потоків; 28 – циркуляційний насос відбору теплоти відпрацьованих водних потоків; 29 – ґрунтовий теплообмінник; 29.1 – теплообмінник підсистеми опалення та охолодження; 30 – циркуляційний насос системи опалення; 31 – бак акумуляції теплоти в літній період року; 32 – трубопровід схеми теплохолодопостачання; 33 – ділянка трубопроводу схеми теплохолодопостачання; 34 – триходовий температурний регулятор РТ-2; 35 – триходовий температурний регулятор РТ-3; 36 – триходовий температурний регулятор РТ-4; 37 – реверсивний трубопровід системи охолодження; 38 – реверсивний трубопровід системи охолодження; 39 – трубопровід системи водопостачання; 40 – бак-акумулятор системи гарячого водопостачання; 41 – циркуляційний насос системи гарячого водопостачання; 42 – триходовий температурний регулятор РТ-5; 43 – циркуляційний трубопровід; 44 – кран розбору води; 45 – обвідний трубопровід; 46 – раковина умивальника, басейн; 47 – дренажна ділянка системи водовідведення; 48 – прилад контролю імпульсного сигналу; 49 – датчик температури зовнішнього повітря; 50 – ділянка трубопроводу з зворотним клапаном.

-можливості акумулювання надлишків теплоти в масиві ґрунту в період екстремального сонячного випромінювання в теплий період року;

- стабілізації раціонального гідравлічного режиму роботи циркуляційних насосів в кожній із структурних підсистем.

Основна частина. Система відрізняється безпосереднім гідравлічним взаємозв'язком окремих підсистем відбору теплоти від низькотемпературних джерел. Особливість роботи основного конденсатора, який складається з спарених першої частини 2.1 (для нагріву енергоносія, що надходить в підсистему гарячого водопостачання) та другої 2.2 (для нагріву енергоносія для системи опалення) полягає в тому, що передача теплоти конденсації в опалювальний період відбувається на більш холодній поверхні спарених теплообмінників 2.2 або 2.1 відповідно систем опалення або гарячого водопостачання, тобто при нагріванні більш холодної води, яка надходить з відповідних систем. Логічно, що при рівності зазначених температур води в гідравлічно незалежних системах опалення та гарячого водопостачання ефективність її нагріву в першій та другій частинах основного конденсатора буде рівнозначною і визначатиметься співвідношенням теплообмінних поверхонь та гідравлічними умовами зазначених потоків.

При цьому форконденсатор 3 призначений для додаткового нагріву води до більш високої температури згідно встановлених вимог для систем гарячого водопостачання, який здійснюється при «компресійному» тиску в форконденсаторі, тобто при найбільшому тиску та відповідній температурі робочого тіла після компресора.

Робота системи охолодження в теплий період року полягає в тому, що енергоносії з магістралі 32 за допомогою терморегулятора витрати 35 (РТ-3) по додатковому трубопроводу 37 надходить разом з загальним потоком із збірного колектора 20 у випарник теплового насоса 5. Будучи охолодженою після випарника 5, частина потоку надходить по трубопроводу 38, проходячи терморегулятор 36 на ділянці трубопроводу 32 абонентської підсистеми охолодження. Таким чином, теплообмінник 29.1 в теплий період року виконує функцію охолодження води, яка проходить через зазначений теплообмінник.

Особливість будови та роботи підсистеми відбору сонячної енергії полягає в тому, що геліоконтур функціонує в режимі зниженого нагріву води до 10-20⁰С. При цьому забезпечується не тільки підвищення відбору теплоти сонячного випромінювання, але й суттєво збільшується період корисної роботи аналізованої підсистеми, зростає загальний потік інтегрованої теплоти, підвищується надійність роботи всієї системи. При цьому забезпечується розширення періоду корисної роботи геліоконтур з можливістю експлуатації системи в реверсивному режимі з акумулюванням теплоти і газоповітряних потоків у масиві ґрунту, що в подальшому дозволяє використовувати її в опалювальний період.

Попередньо закумульована в масиві ґрунту енергія екстремального сонячного випромінювання в літній період року використовується при зниженому розборі води для гарячого водопостачання в перехідний та зимовий період. Вона відводиться у випарник 5 після надходження зі збірного колектора 20, а потім передається енергоносіям абонентських підсистем в спарених частинах основного конденсатора 2.1, 2.2 та в форконденсаторі 3.

Перехід системи з режиму опалення на охолоджуючий забезпечується автоматично в результаті односпрямованого перемикання регуляторів витрати 35 і 36 в кінці опалювального періоду контролюючим приладом 48 по імпульсному сигналу датчика температури зовнішнього повітря 49. Підвищення надійності роботи системи досягається за рахунок можливості акумулювання теплової енергії не тільки в баку-акумуляторі, але і в масиві ґрунту в теплий період року при максимальному сонячному випромінюванні, а також в результаті виключення можливого перегріву конденсатора та стабілізації загального гідравлічного режиму в процесі відбору теплоти.

Представляє інтерес ефективності використання сонячного випромінювання в результаті низькотемпературного нагріву теплоносія в геліоконтурі системи теплопостачання на основі трансформації теплоти характерних низькопотенційних джерел.

Відомо [8,9], що одним з основних показників енергетичної ефективності роботи колектора є коефіцієнт використання сонячного випромінювання, який визначається співвідношенням корисно сприйнятої теплоти колектором та сумарного потоку сонячного випромінювання, яке надходить на його селективну поверхню за певний період часу dt

$$\eta = \int \frac{Q_{\text{н}}}{A} d\tau / \int I_{\perp} d\tau \quad (1)$$

В роботі традиційних геліосистем тепловий потік, що корисно сприйнятий робочою рідиною в колекторі, визначається різницею кількості поглинутої сонячної енергії та втрат теплоти з його поверхні в навколишнє середовище, яка знаходиться на основі [9,10] згідно узагальненої залежності

$$Q_{\text{н}}^{\text{тр}} = A \cdot c \frac{G \cdot c_p}{U} [1 - \exp(-U F' / G \cdot c_p)] \cdot [I_{\perp}(\tau\alpha) - U(t_{\text{гел}}^{\text{н}} - t_{\text{ос}}^{\text{н}})] \Delta\tau \quad (2)$$

У роботі запропонованої системи в умовах початково низької температури поступаючого енергоносія в колектор в наслідок функціонального взаємозв'язку з ґрунтовим колектором повна корисна енергія за розглянутий період визначається [9,10] згідно аналогічної залежності

$$Q'_{\text{н}} = A \frac{G \cdot c_p}{U'} [1 - \exp(-U' F' / G \cdot c_p)] \times [I'_{\perp}(\tau\alpha)' - U'(t_{\text{гел}}^{\text{н}'} - t_{\text{ос}}^{\text{н}'})] (\tau_k - \tau_n) \quad (3)$$

де: – символи «штрих» відображають відповідно змінні параметри в роботі аналізованої системи з низькотемпературним нагрівом енергоносія; при цьому параметр F' , який характеризує конструктивне виконання колектора, зберігається незмінним;

– $(\tau_k - \tau_n)$ враховує зростаючий період корисної роботи геліосистеми в режимі низькотемпературного нагріву первинного енергоносія.

Очевидно, що середньогодинні значення поглинутої енергії I'_{\perp} сонячного випромінювання в запропонованому варіанті системи, яка функціонує зі збільшеним періодом корисної експлуатації колектора, менше в порівнянні з аналогічним значенням I_{\perp} у традиційній системі.

З вищевикладеного випливає, що підвищення ефективності використання сонячної енергії в аналізованому контурі системи η згідно (1) може бути представлено в порівнянні з ефективністю в традиційних умовах роботи геліосистем $\eta_{\text{тр}}$, з урахуванням (2) і (3), в наступному вигляді

$$\Delta \eta_0 = \frac{\eta - \eta_{тр}}{\eta_{тр}} = \frac{\eta}{\eta_{тр}} - 1 = \frac{U}{U'} \times \frac{[1 - \exp(-U' F' / G' c_p)]}{[1 - \exp(-U F' / G c_p)]} \times \frac{[I_T'(\tau\alpha)' - U'(t_{гел}^H - t_{oc}^H)]}{[I_T(\tau\alpha) - U(t_{гел}^H - t_{oc}^H)]} \times \frac{\tau_R - \tau_H}{\Delta\tau} - 1 \quad (4)$$

Очевидно, що аналізоване співвідношення (4) складається з чотирьох співмножників, які враховують відносні значення вихідних умов та режимних параметрів, при цьому:

– перший співмножник відображає підвищення ККД за рахунок відносного зниження втрат теплоти колектором. У розглянутому діапазоні для реальних умов його роботи з низькотемпературним нагріванням енергоносія до (10 ÷ 20)⁰С його значення може досягти 1,1-1,2 [9,10];

– другий співмножник враховує комплексний вплив збільшення витрати енергоносія на ККД колектора при одночасному зниженні коефіцієнта тепловтрат в умовах низькотемпературного нагріву циркулюючого середовища;

– третій співмножник відображає підвищення корисно виробленої енергії колектора в низькотемпературному режимі роботи з незначним зниженням сонячного випромінювання в умовах зменшення втрат теплоти в навколишнє середовище відносно аналогічної різниці для режиму роботи традиційних систем;

– четвертий співмножник враховує ступінь розширення періоду корисної роботи колектора аналізованого контуру в порівнянні з періодом роботи традиційних геліосистем.

Спеціально виконані розрахунки відносних значень для другого співмножника показують, що для реальних умов вони також більше одиниці.

Аналіз результуючого зростання відносних значень третього співмножника на збільшення ККД колектора ілюструється даними [5], представленими на рис. 2.

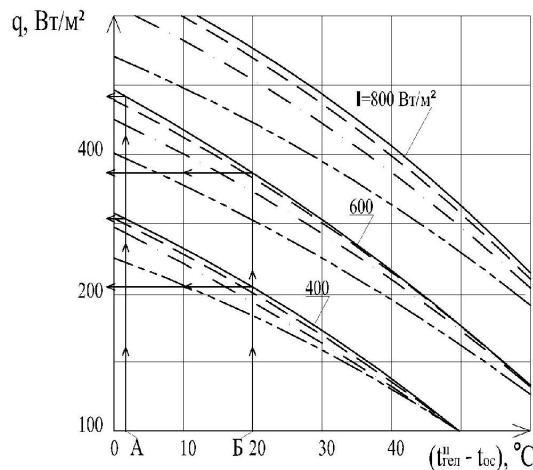


Рис. 2. Залежність питомої ефективності використання сонячної енергії в геліоконтурі системи від різниці температур на вході в колектор при різних витратах теплоносія. Умовні позначення: $\bullet\bullet\bullet\bullet\bullet$ - $q=10$ кг/(год·м²); \blacksquare - $q=20$ кг/(год·м²); \blacksquare - $q=30$ кг/(год·м²); \blacksquare - $q=40$ кг/(год· м²).

Графічними даними на рис. 2 ілюструється ефективність зростання виробки теплоти, q Вт / м², з застосуванням теплонасосних технологій в умовах низькотемпературного нагріву первинного енергоносія. Тут показано збільшення корисної виробки теплоти колектором з наближенням до нульової різниці аналізованих температур ($t_{\text{гел}}^{\text{н}} - t_{\text{ос}} \approx 0^{\circ}\text{C}$ (точка А) щодо аналогічних значень при роботі традиційних систем, для яких [5] при $t_{\text{гел}}^{\text{н}} = (35 \div 45)^{\circ}\text{C}$ та $t_{\text{ос}} = (10 \div 30)^{\circ}\text{C}$ розглядається ($t_{\text{гел}}^{\text{н}} - t_{\text{ос}} \approx 20^{\circ}\text{C}$, (точка Б). З наведених графіків випливає, що для традиційних умов роботи колектора при осередненому значенні аналізованої різниці температур (точка Б), значення теплових потоків складають 220 і 370 Вт / м² відповідно при $I_{\perp} = 400$ Вт / м² та $I_{\perp} = 600$ Вт / м². З наближенням зазначеної різниці температур до нульового значення (точка А) відповідні теплові потоки в колекторі геліоконтурна запропонованої системи зростають до 305 і 485 Вт / м².

Висновки. Порівняльний аналіз наведених теплових потоків підтверджує можливість (30 ÷ 40) відсоткового збільшення ефективності використання потоку сонячного випромінювання при низькотемпературному нагріві енергоносія з підвищеною його витратою при розширеному періоді роботи геліоконтурна в запропонованій системі теплопостачання на основі парокompресійної трансформації інтегрованої енергії характерних низькотемпературних джерел.

Література.

1. Патент России №2350847 Система автономного теплоснабжения потребителей с использованием низкопотенциального тепла и электроснабжения от возобновляемых источников энергии, МПК F24D3/08, Стребков Д.С., Харченко В.В., Чемяков В.В. 10.09.2007 г.
2. Амерханов Р.А. Петрогермальная энергия в системах теплоснабжения. ж. Промышленная теплотехника, т.28, №2, 2006 г. ИТТФ, с.28-34
3. Васильев Г.П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной энергии поверхностных слоев земли. Монография. Москва. Издательский дом «Граница» 2006 г., с. 176
4. Петраш В.Д., Басист Д.В. Условия энергоэффективной работы теплонасосной системы солнечного теплоснабжения ж. Промышленная теплотехника, т.30 №2, 2008 г. ИТТФ с. 86-89
5. Эффективные системы отопления здания./ В.Е. Минин, В.К. Аверьянов, Е.А. Белинкий, и др.; под общей ред. В.Е. Минина. – Л.: Стройиздат Ленингр. Отд-ние, 1988. – 216с.
6. Петраш В.Д. Теплонасосные системы теплоснабжения,- Одесса: типография «ВМВ», 2014, с. 421-450.
7. Система теплохолодопостачання на основі геліогрунтової енергії та утилізованої теплоти витяжного вентиляційного повітря і стічних вод. Петраш В.Д., Поломанний О.А., Висоцька М.В., Заявка на винахід за № а 201404674, ДП «Український інститут промислової власності» від 30.04.2014.
8. Валов М.И. Системы солнечного теплоснабжения. М.: МЭИ, 1991.- 140 с.
9. Даффи Дж. А., Бекман У.: Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. «Мир», М. 1977, 420 с.
10. Бекман У., Клейн С., Даффи Дж. А.; Расчет систем солнечного теплоснабжения. М: Энергоиздат, 1982, 80 с.

Эффективность использования солнечного излучения в системе теплоснабжения на основе трансформации интегрированной энергии характерных низкотемпературных источников

В. Д. Петраш, А. А. Поломаный

Установлена возможность (30÷40) процентного увеличения эффективности использования потока солнечного излучения при нагреве энергоносителя с повышенным его расходом при расширяющемся периоде работы гелиоконтур в предложенной системе теплоснабжения на основе парокомпрессионной трансформации интегрируемой энергии характерных низкотемпературных источников.

Ключевые слова: гелиоконтур, теплонасосное оборудование, форконденсатор, низкотемпературные источники энергии

Calculating the efficiency of solar radiation energy usage in the heating systems based on the transformation of the integrated energy in typical low-temperature energy sources

V. Petrash, A. Polomannuy

The possibility to increase the effectiveness of the solar radiation energy usage up to 30÷40 percent was established. This result was achieved by heating the energy source with increased flow rate during the expanding operational period in the proposed heating system based on vapor compression transformation of the integrated energy in typical low-temperature energy sources

Keywords: solar circuit, heat pump equipment, forcondensator, lowenergy.

Надійшла до редакції 18.12.2014 р.

УДК: 504.03

Вплив на оточуюче середовище теплової електростанції на деревних відходах.

Ю.В.Цюцюра,¹І.Е.Фуртат².

¹магістрант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний Інститут», ulys@ukr.net

²к.т.н., доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний Інститут», i.e.furtat@gmail.com

У статті описано основні види забруднюючих викидів від теплових електростанцій на традиційному виді палива та на деревних відходах, їх вплив на оточуюче середовище. Було проведено порівняння забруднюючих речовин по рівню безпеки.

Ключові слова: викиди, забруднення, забруднюючі речовини, природне середовище, аерозолі, біосфера, гранично допустимі концентрації, норми викидів в атмосферу, парниковий ефект, прозорість атмосфери.

Вступ: Найголовнішим показником доцільності використання нетрадиційних джерел енергії є оцінка впливу на оточуюче середовище, при його спалюванні. Через негативний вплив енергетичного виробництва, яке постійно зростає, у багатьох регіонах уже сьогодні створилася небезпечна екологічна обстановка, основними ознаками якої можна вважати таке:

1. Басейни рік, які протікають у густонаселених районах (наприклад, р.Дніпро), вийшли з природного стану і перетворилися в транспортні, енергетичні, меліоративні та каналізаційні системи.

2. Повітряний басейн забруднено газовими й аерозольними викидами (CO₂, поліциклічні ароматні вуглеводні, CO, NO_x, SO_x, зола, сажа та ін.). Усе це призводить до таких незворотних процесів, як руйнування озонового шару (існує на висоті 30 км і захищає поверхню Землі від згубного для життя космічного випромінювання); виникнення парникового ефекту (селективне поглинання триатомними газами інфрачервоного перевипромінювання від поверхні Землі в космічний простір); утворення «льодникового» ефекту (накопичення в стратосфері дрібних твердих частинок, які відбивають сонячне випромінювання і визначають «недогрів» земної кулі).

3. Викиди теплової енергії в навколишнє середовище, що є причиною теплового забруднення, призводять до зміни клімату в локальних енергонасичених районах і великих містах.

4. Забруднення ландшафту, знищення лісів, рослинності, диких тварин, плодоносного шару та ін., що впливає на безпеку життєдіяльності людей у таких місцевостях.

5. Оптичне забруднення атмосфери у великих містах у зв'язку зі складною системою поглинання, відбивання та розсіювання сонячних променів за наявності відповідних газових забруднень атмосфери.

6. Забруднення ґрунтових вод стоками ТЕС та інших промислових об'єктів.

7. Акустичне (шум), електромагнітне й електростатичне забруднення навколишнього середовища.

До забруднювальних газових і аерозольних викидів об'єктів енергетики належать викиди різного характеру, які порушують рівновагу природного середовища в локальних (місцевих), регіональних і глобальних масштабах, а також умови проживання живих організмів. Найбільш імовірні газові та аерозольні забруднювальні викиди енергетичного об'єкта наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Паливо	Аерозолі		Гази					
	Зола	Сажа	CO ₂	H ₂ O	NO ₂	SO ₂	NO	CO
Природний газ	-	-	+	+	+	-	+	+
Мазут	+	+	+	+	+	+	+	+
Вугілля	++	+	+	+	+	+	+	+

У таблиці 1 використано умовні позначення, які характеризують імовірність появи тих чи інших викидів під час спалювання різних видів палива: «++» – дуже висока; «+» – висока; «-» – низька або немає.

Розглянемо схему взаємодії ТЕС (на базі конденсаційних паротурбінних установок) з навколишнім середовищем, рисунку 1.

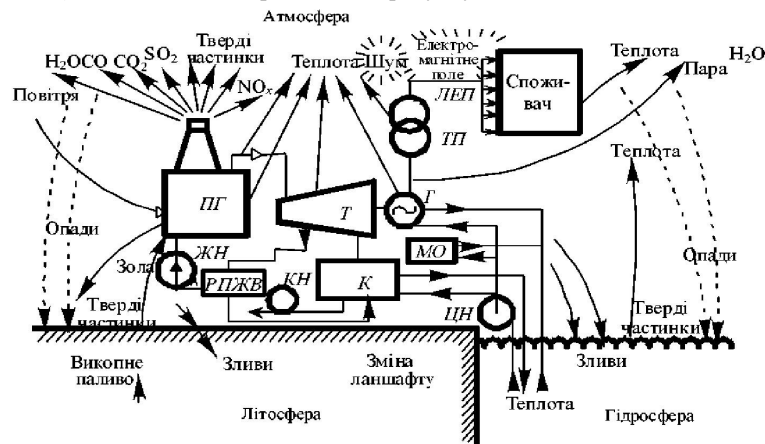


Рис. 1– Схема взаємодії ТЕС з навколишнім середовищем:

ПГ – парогенератор; Т – турбіна; К – конденсатор; ЖН, КН, ЦН – відповідно живильні, конденсатні і циркуляційні насоси; РПЖВ – регенеративний підігрів живильної води; Г – генератор електричного струму; МО – масоохолоджувач;

ТП – трансформаторна підстанція; ЛЕП – лінії електропередач

Під час спалювання рідкого і твердого палива відбуваються викиди у вигляді твердих частинок, які, потрапляючи в атмосферу, утворюють так звані аерозолі. Аерозолі можуть бути нетоксичними (зола) і токсичними, наприклад частинки вуглецю, на поверхні яких може адсорбуватися бензапірен ($C_{20}H_{12}$) – сильнодіюча канцерогенна сполука.

Газові викиди також можуть бути токсичними (NO_2 , SO_2 , NO , CO та ін.) і нетоксичними (CO_2 і H_2O). Усі триатомні гази (H_2O , NO_2 , SO_2 і особливо CO_2) належать до «парникових газів», тому що вони характеризуються селективною поглинальною спроможністю в інфрачервоній області теплового випромінювання і сприяють утворенню парникового ефекту [1].

Як ми вже заважили, у продуктах згорання органічного палива передусім, у димових газах ТЕС, опалювально-виробничих котелень та інших промислових і транспортних об'єктів міститься велика кількість шкідливих для довкілля токсичних речовин. Під час роботи теплоенергетичних установок питомі (таблиця 2) і валові (таблиця 3) об'єми цих викидів залежать від типу палива і потужності об'єкта (останнє стосується тільки валових викидів).

Таблиця 2

Питомі показники забруднення атмосфери (г/кВт·г) від згорання органічного палива за даними Міжнародного інституту прикладного системного аналізу

Викиди	Вид палива			
	кам'яне вугілля	буре вугілля	мазут	природний газ
SO_2	6,0	7,7	7,4	0,002
Оксиди азоту	21,0	3,4	2,4	1,9
Тверді частинки	1,4	2,7	0,7	-
Фтористі сполуки	0,05	1,11	0,004	-

Таблиця 3

Валові викиди (млн кг/рік) і витрата палива ТЕС потужністю 1 000 МВт

Викиди	Вид та річна витрата палива		
	природний газ ($1,9 \cdot 10^9 \text{ м}^3$)	мазут ($1,57 \cdot 10^6 \text{ т}$)	Вугілля ($2,3 \cdot 10^6 \text{ т}$)
SO	0,012	52,7	139,0
NO	12,0	22,0	21,0
CO	Незначне	0,08	0,1
Тверді частинки	0,46	0,73	4,49
Гідрокарбонати	Незначне	0,67	0,52

Сукупний вплив газових і аерозольних викидів енергетичних об'єктів може призвести до появи різних шкідливих екологічних ефектів, зокрема кризових ситуацій у біосфері. До останніх належать: погіршення прозорості атмосфери (локальний і регіональний характер), утворення опадів і кислотних дощів (локальний і регіональний характер), парниковий ефект (регіональний і глобальний характер).

Погіршення прозорості атмосфери і фотохімічний смог. Прозорість атмосфери, установлену візуальними спостереженнями, у метеорології визначають параметром, що називають «дальність бачення». Дальність бачення являє собою максимальну відстань у заданому напрямку, на якому неозброєним оком у денний час ще можна побачити і розрізнити рельєфний темний предмет, який знаходиться над лінією обрію.

Наявність в атмосфері звичайних для промислових міст аерозолей, діоксидів вуглецю, сірки і азоту в сполученні з підвищеною вологістю зменшує дальність бачення, що знижує на 20–50 % кількість сонячних днів (порівняно із сільськогосподарськими районами), зменшує інтенсивність ультрафіолетового випромінювання (наприклад, у Парижі на 25–30 %, Берліні на 17–23 % порівняно з прилеглими сільськогосподарськими районами). Усе це порушує рух і спричиняє аварії автомобільного, морського і повітряного транспорту, знижує врожайність сільськогосподарських культур і змінює мікроклімат.

Основні забруднювачі, які впливають на прозорість атмосфери:

– викиди, що містять пил, дим, сажу та інші тверді частинки, які позначаються як загальна кількість аерозолі (ЗКА);

– SO_2 та інші газоподібні сполуки сірки, які з високою швидкістю реагують в атмосфері, створюючи сполуки сульфату і сірчаної кислоти, що знаходяться у вигляді аерозолі;

– NO і NO_2 , які реагують, утворюючи нітрат і HNO_3 у вигляді частинок, які входять до складу аерозолі (за певних умов червоно-бурий колір NO_2 може стати причиною зміни кольору димових викидів і появи бурої димки в міських районах);

– фотохімічне забруднення повітря, пов'язане з утворенням у результаті фотохімічних реакцій шкідливих аерозолей з частинками субмікрометрових розмірів.

Природа впливу відносної вологості складніша, оскільки вона пов'язана з хімічним впливом на матеріал частинок, наявних в атмосфері. Багато забруднювальних матеріалів, а також частинок природних аерозолів гігроскопічні: вони поглинають воду, збільшуючись у розмірах, починаючи виявляти гігроскопічні властивості і розм'якшуватися при відносній вологості 70–80 %. У результаті з частинок може виникнути щільна димка ще до того, як відбудеться повне насичення з утворенням справжнього туману або водяних крапель.

Діоксид азоту NO_2 за наявності в атмосфері вуглеводів C_xH_y у визначених погодних умовах може стати джерелом ще однієї кризової екологічної ситуації, яку називають «смогом». Природа цього явища полягає в тому, що від ультрафіолетового опромінення діоксиду азоту в атмосфері перебігають хімічні реакції з утворенням оксиду азоту NO і озону O_3 . Надлишковий уміст у повітрі оксиду азоту може ініціювати процес розкладання озону.

За наявності в атмосфері вуглеводів C_xH_y відбувається їх окиснення з утворенням альдегідів, нітратів тощо. Окис азоту перетворюється на двоокис, з'являється озон, а також пероксид ацетилнітрат (PAN). З'єднуючись, O_3 , NO_2 і

PAN утворюють фотохімічні оксиданти, які є однією з причин фотохімічного смогу.

Сполуки, які утворюються при цьому, токсично діють на людину, призводячи до порушення серцево-судинної діяльності, отруєння дихальних шляхів та інших захворювань організму.

Утворення опадів і кислотних дощів. Ці процеси також пов'язані з наявністю в атмосфері аерозолів і оксидів SO₂ та NO₂. Кліматичний цикл випадання опадів має життєво важливе значення для всього людства. Великомасштабні впливи на процеси утворення опадів можуть зумовити дуже серйозні наслідки. Виявом таких впливів є кислотні дощі, які мають низькі значення рН*. Зміна значення рН опадів може викликати багато проблем, пов'язаних з біосферою; аналізу цих проблем на кількісному рівні приділяють велику увагу й інтенсивні дослідження.

Газові викиди, які містять сірку, можуть призвести до нагромадження в опадах як газоподібного SO₂, так і сульфатів або сірчаної кислоти у вигляді аерозолу. У результаті кислотність опадів значно зростає.

Оксиди азоту, зокрема NO і NO₂, в атмосфері окислюються в нітрати і HNO₃, у результаті нагромадження яких в осадах також зменшується рН.

Руйнування озонового шару. Озон O₃, який міститься в атмосфері, крім токсичного впливу (у підвищених його концентрація x) на живі організми, зокрема й на людину, виконує і помітну захисну функцію. Нагромаджуючись у верхніх шарах атмосфери, він утворює озоновий шар, який захищає поверхню Землі від космічного випромінювання.

Зменшення озонового шару та збільшення космічного випромінювання може спричинити незворотні негативні наслідки у вигляді мутації і переродження живих організмів: канцерогенні захворювання людей від підвищеної дози космічного опромінювання, зниження народжуваності населення і погіршення врожайності сільськогосподарських культур.

Джерелом потенційного впливу ТЕС на деревних відходах на навколишнє середовище є індивідуальні димові труби котлів, через які здійснюється викид відхідних газів в атмосферу [4].

При спалюванні біопалива (деревна тріска) в котлах в атмосферу через димові труби викидаються забруднюючі речовини:

- двоокис азоту;
- окис азоту;
- окис вуглецю;
- зважені речовини (сажа);
- інші інгредієнти у відносно незначній кількості.

Основною відмінністю ТЕС на деревних відходах від ТЕС на традиційних видах палива є в тому що в димових газах відсутній оксид сірки (двоокису сірки) SO₂, оскільки у складі палива відсутня сірка.

ТЕС буде працювати на біопаливі. В якості біопалива ТЕС використовуватиме відходи деревини – щепу деревини вологістю до 40%, в основному у якості сировини буде використовуватись неліквідна деревина

(гілки, чагарники та ін.), рівень забруднення якої не перевищує рівень 100 Бк/кг по Cs-137 та 60 Бк/кг по Sr – 90 відповідно до ГН 6.6.1-120-2005 "Гігієнічного нормативу питомої активності радіонуклідів Cs-137 та Sr – 90 у деревині та продукції з деревини", та згідно НП 306.4.159-2010 "Порядок звільнення радіоактивних матеріалів від регулюючого контролю", що привозитиметься з лісових господарств та деревообробних підприємств.

Деревина подрібнюється в тріску на закритій площадці заготівлі та зберігання. Основні технічні характеристики палива наведені в таблиці 4.

Таблиця 4

Характеристика твердого палива	
Найменування	Величина
Вуглець C ^t , %	36,80
Водень H ^t , %	3,10
Кисень O ^t , %	29,30
Азот N ^t , %	0,70
Сірка S ^t , %	0,00
Зола A ^t , %	3,30
Волога W ^t , %	26,80
Теплота згоряння, ккал/кг	3100,00
Теплота згоряння, МДж/кг	12,98

При спалюванні твердого палива в котлах в атмосферу через димову трубу викидаються забруднюючі речовини, перелік яких наведений у таблиці 5 [2].

Таблиця 5

Перелік основних забруднюючих речовин							
Код	Інгредієнт	ГДК _{мр} , мг/м ³	ГДК _{сд} , мг/м ³	ГДК _{рз} , мг/м ³	Агрегатний стан	Коефіцієнт Осідання	Клас небезпеки
301	Двоокис азоту	0,200	0,040	5,000	газ	1	3
304	Окис азоту	0,400	0,060	5,000	газ	1	3
328	Сажа	0,150	0,050	1,000	пил	2	2
337	Окис вуглецю	5,000	3,000	20,000	газ	1	4

В таблиці 5 використано наступні скорочення: ГДК_{мр} – допустима максимальна-разова концентрація; ГДК_{сд} – допустима середнь – добова концентрація; ГДК_{рз} – допустима концентрація в робочій зоні.

Значення гранично допустимих концентрацій (ГДК_{мр} і ГДК_{сд}) і клас небезпеки прийняті згідно "Списку гранично допустимих концентрацій (ГДК) забруднюючих речовин..." Мінекології України та Постанови Головного державного санітарного лікаря України від 04.06.2010 №18 "Про затвердження значення гігієнічного нормативу хімічної речовини в атмосферному повітрі населених місць".

Величини ГДК_{рз} для робочої зони прийняті згідно з ДНАОП 0.03-3.01-71 (СН 245-71).

Нормування шкідливих речовин здійснюється відповідно до ОНД-86 і нормативних матеріалів Мінекології України.

Відповідно до зазначених матеріалів, для енергетичних джерел для розгляду і розрахунку концентрацій (при спалюванні твердого палива) підлягають такі інгредієнти:

- двоокис азоту;
- окис азоту;
- окис вуглецю;
- зважені речовини (сажа).

Відносна небезпека забруднюючих речовин наведена на діаграмі – рисунок 2.

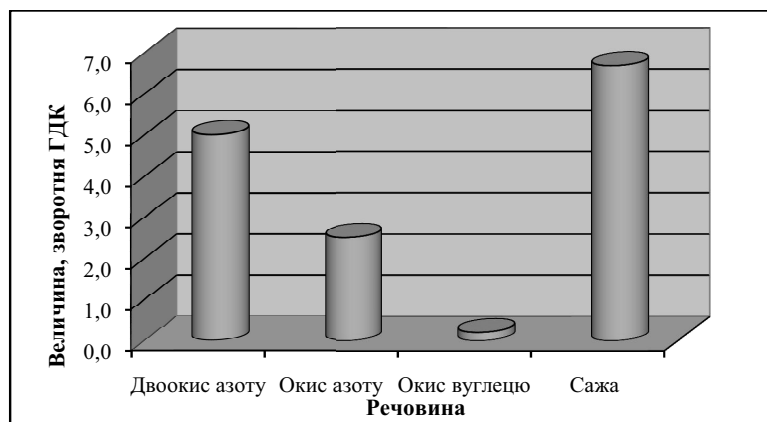


Рис. 2 – Порівняльна небезпека забруднюючих інгредієнтів

Після виходу димових газів з димової труби ТЕС в атмосфері окис азоту перетворюється на двоокис. Враховуючи це, окиси азоту подані в перерахунку на двоокис азоту.

Для одержання інформації з впливу ТЕС на стан повітряного басейну в роботі виконані розрахунки викидів забруднюючих речовин.

Величини викидів залежать від конструктивних особливостей обладнання, виду та характеристик палива, паливних пристроїв, режиму спалювання палива.

Так, згідно ГКД 34.02.305–2002, розрахункові методи визначення викиду забруднювальної речовини базуються на використанні показника емісії [3]. Показник емісії характеризує масову кількість забруднювальної речовини, яка викидається енергетичною установкою в атмосферне повітря разом з димовими газами, віднесена до одиниці енергії, що виділяється під час згоряння палива. Він залежить від багатьох чинників. Існують два показники емісії – узагальнений та специфічний. Узагальнений показник емісії забруднювальної речовини є середньою питомою величиною викиду для певної категорії енергетичних установок, певної технології спалювання палива, певного виду палива з урахуванням заходів щодо зниження викиду забруднювальної речовини. Він не враховує особливостей хімічного складу палива. Специфічний показник емісії є питомою величиною викиду, яка визначається для конкретної енергетичної

установки з урахуванням індивідуальних характеристик палива, конкретних характеристик процесу спалювання та заходів щодо зниження викиду забруднювальної речовини. При наявності обох показників емісії забруднювальної речовини необхідно використовувати специфічний.

Якщо розглянути величини максимальних – разових приземних концентрацій то вони будуть не тільки нижче ГДК_{мр} (гранична величина рефлекторного впливу), але також нижче середньодобового санітарного нормативу – ГДК_{сд}, що характеризує граничну величину токсичного впливу на живий організм [5].

При цьому варто мати на увазі, що відповідно до методики розрахунку середньодобових концентрацій, їхня величина в середньому на порядок нижче величин ГДК_{мр}.

Відповідно до цих даних граничні значення середньорічних концентрацій: граничні концентрації двоокису азоту, при яких породи дерев не реагують на вплив – 0,05–0,09 мг/м³.

На підставі викладеного можна затверджувати, що внесок котельні в екологічну обстановку району далекий від перевищення санітарних нормативів, що визначають граничні величини як рефлекторного, так і токсичного впливу на живі організми.

Висновки. Оцінка впливу теплової електростанції на деревних відходах на оточуюче середовище, дозволяє оцінити доцільність будівництва ТЕС на деревних відходах. При розгляданні даного питання було зосереджено увагу на джерелах забруднення атмосфери на території ТЕС, характеристики забруднюючих речовин. Дана ТЕС є екологічно чистою, її вплив на оточуюче середовище є мінімальним, оскільки концентрації речовин, що викидаються в атмосферу, є набагато меншими ніж гранично допустимі концентрації. Перевагою використання таких ТЕС є відсутність двоокису вуглецю.

Використання деревини у якості палива для теплової електростанції є гарним рішенням для покращення екологічного стану навколишнього середовища та дає можливість скоротити витрати на традиційні види палива.

Література

1. Перелік найбільш поширених і небезпечних забруднюючих речовин, викиди яких в атмосферне повітря підлягають регулюванню. Постанова КМУ від 29.11.2001р. №1598. – Київ: Парламент. вид-во, 2001. – 16 с.
2. Збірник "Гранично допустимі концентрації /ГДК/ та орієнтовні безпечні рівні діяння /ОБРД/ забруднюючих речовин в атмосферному повітрі населених місць". – Донецьк: Український науковий центр технічної екології ОАО "УкрНТЕК", 2006. – 133 с.
3. Закон України "Про охорону атмосферного повітря" від 16.10.1992 №2707-ХІІ / Верховна Рада України. – Офіц. вид. – К.: Парламент. вид-во, 2006. –16 с. – (Законои України).
4. *Малярєнко В.А., Лисак Л.В.* Енергетика, довкілля, енергозбереження: Монографія / Під ред. проф. В.А. Малярєнка. – Харків: Рубікон, 2004. – 368 с.
5. Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. ОНД-86. – Ленинград: Гидрометеоздат, 1987. – 93 с.

Влияние на окружающую среду тепловой электростанции на древесных отходах.

Ю.В.Цюцюра, И.Э.Фуртат.

В статье описаны основные виды загрязняющих выбросов от тепловых электростанций на традиционном виде топлива и на древесных отходах, их влияние на окружающую среду. Было проведено сравнение загрязняющих веществ по уровню опасности.

Ключевые слова: выбросы, загрязнение, загрязняющие вещества, природная среда, аэрозоли, биосфера, предельно допустимые концентрации, нормы выбросов в атмосферу, парниковый эффект, прозрачность атмосферы.

Environmental impact of thermal power plants on wood waste.

J.Tsyutsyura, I.Furtat

The paper describes the main types of polluting emissions from thermal power plants in the traditional type of fuel and wood waste on their impact on the environment. It compared the levels of pollutants in danger.

Keywords: emissions, pollution, contaminants, habitat, aerosols, biosphere, maximum set allowable concentration, emission standards in the atmosphere, the greenhouse effect, the transparency of the atmosphere.

Надійшла до редакції 15.04.2015 р.

УДК 697.4

Математичне моделювання роботи геліопокрівлі

С. П. Шаповал

к.т.н., асистент, Національний університет «Львівська політехніка», shapovalstepan@mail.ru

Описано моделювання роботи геліопокрівлі. Геліопокрівля забезпечує підвищення ефективності системи сонячного теплопостачання за рахунок збільшення площі поглинання сонячної енергії. Показано, що можна ефективно використовувати тепло покрівельного матеріалу будівлі. Виведена залежність температури води в баці-акумуляторі від інтенсивності теплового потоку та часу опромінення. Встановлена залежність дозволяє визначити ефективність геліопокрівлі при різних умовах.

Ключові слова: геліопокрівля, моделювання, кількість тепла.

Вступ. Інтенсивне використання традиційних джерел енергії призвело до появи ряду екологічних проблем, найбільш гострими з яких є: збільшення викидів в атмосферу вуглекислого газу і зменшення товщини озонового шару. За останні 100 років концентрація вуглекислого газу в атмосфері Землі збільшилась на 13%. Потенціал альтернативних джерел енергії є високим: використання 1/100 % енергії Сонця дозволяє виключити використання нафти, газу та інших традиційних джерел. Формування механізму використання альтернативних джерел енергії є важливою умовою сталого розвитку міст, регіонів, країн на сучасному етапі.

Постановка проблеми. Використання відновлювальних джерел енергії, таких як сонячна енергія дає значні можливості отримання теплової енергії, яка може бути успішно використана для забезпечення різних побутових і технологічних потреб. Впровадження систем сонячного теплопостачання покращує екологічну ситуацію за рахунок зниження об'ємів викидів забруднюючих речовин, зокрема продуктів згоряння традиційних видів енергії. Надходження сонячної енергії на територію України складає 1100-1380 Вт/м² в теплий період року. Розроблення нових, удосконалення та впровадження сонячних установок для гарячого водопостачання та опалення об'єктів різного призначення, і разом з цим покращення екологічної ситуації регіону, в якому використовуються ці установки, є актуальними завданнями. Важливим є зменшення вартості сонячних колекторів, оскільки вартість та термін окупності сучасних геліосистем є високими.

Виклад основного матеріалу. Запропоновано використовувати геліопокрівлю, в якій теплопоглинач сонячної енергії виконано з гофрованого покрівельного матеріалу будівлі. Це дозволяє суттєво знизити вартість геліосистеми та спростити її конструкцію. Геліопокрівля може застосовуватись для забезпечення різних побутових та технологічних потреб.

Для оцінки ефективності геліопокрівлі потрібно провести аналітичні розрахунки енергетичного балансу, метою яких є визначення термоаккумуляційних властивостей геліопокрівлі та пошук оптимальних параметрів її конструкції.

Оскільки сонячна енергія поглинається покрівельним матеріалом будівлі, кількість яку вона поглине, залежить від інтенсивності сонячного випромінювання, що надходить на поверхню цього матеріалу. Від покрівельного матеріалу будівлі тепло втрачається шляхом конвекції та випромінювання в навколишнє середовище. Отримана енергія теплопровідністю втрачається через бокові та нижню частини геліопокрівлі, а решта енергії від покрівельного матеріалу будівлі передається теплоносію (рис. 1). При цьому відбувається його нагрівання. За рахунок різниці температур, та відповідно різниці густин теплоносія в зоні вхідного і вихідного патрубків створюється циркуляція теплоносія. Нагрітий теплоносій подається у бак-акумулятор гарячої води.

При моделюванні роботи геліопокрівлі були прийняті такі допущення і спрощення:

- температура кожного елемента системи вважалась постійною в досліджуваному проміжку часу;
- потік сонячної енергії розподілений рівномірно по поверхні покрівельного матеріалу будівлі;
- прийнято, що випромінювальні властивості поверхонь не залежать від довжини хвилі;

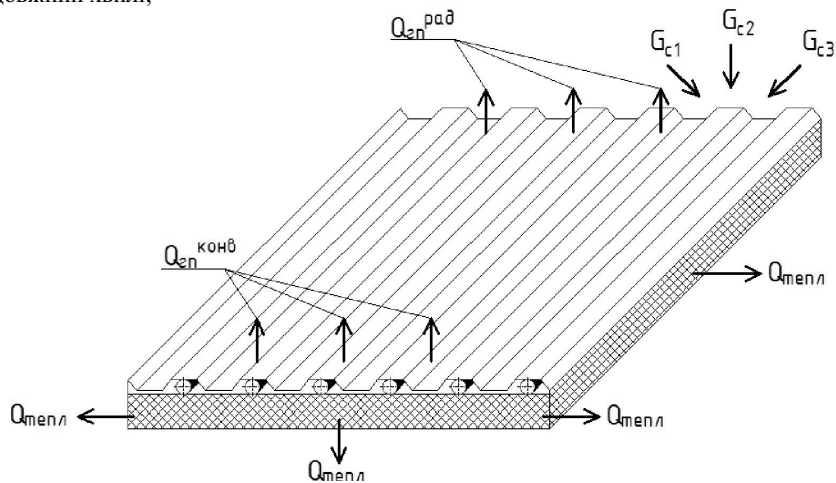


Рис. 1. Тепловтрати та теплонадходження геліопокрівлі

Для оцінки роботи геліопокрівлі можна скласти наступне рівняння енергетичного балансу, яке показує корисну енергію та втрати:

$$Q_{ак}/\Delta\tau = Q_{сон} - Q_{гп}^{конв} - Q_{гп}^{рад} - Q_{тепл}, \quad (1)$$

де $Q_{ак}$ – кількість закумульованої енергії впродовж часу $\Delta\tau$, Вт; $Q_{сон}$ – кількість сонячної енергії, яка надходить на геліопокрівлю, Вт; $Q_{гп}^{конв}$ – кількість тепла, яке втрачається конвекцією, Вт; $Q_{гп}^{рад}$ – кількість тепла, яке втрачається

випромінюванням, Вт; $Q_{\text{тепл}}$ – втрати через бокові та нижню частини геліопокрівлі, Вт.

Кількість тепла закумуляованого геліопокрівлею визначається за формулою:

$$Q_{\text{ак}} = c \cdot m \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{п}}), \quad (2)$$

де c – питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг · °С); m – маса теплоносія, кг; $t_{\text{к}}$ і $t_{\text{п}}$ – відповідно кінцева та початкова температури теплоносія, °С.

Кількість сонячної енергії, яка надходить на геліопокрівлю визначається за формулою:

$$Q_{\text{сон}} = h \cdot (F_1 G_1 + F_2 G_2 + F_3 G_3), \quad (3)$$

де h – коефіцієнт поглинання сонячної енергії покрівельним матеріалом будівлі; F_i – площа поглинання відповідної грані гофрованого покрівельного матеріалу будівлі, м²; G_i – інтенсивність сонячного випромінювання, яке надходить на відповідну грань гофрованого покрівельного матеріалу будівлі, Вт/м².

Коефіцієнт поглинання сонячної енергії покрівельним матеріалом пофарбованим в чорний колір становить 0,98.

Добова інтенсивність сонячного випромінювання є повною енергією сонячного випромінювання, яка приходить на одиницю площі поверхні за день[2]:

$$G_c = \int G dt, \quad (4)$$

де G – кількість сонячного випромінювання, Вт/м².

Інтенсивність сонячного випромінювання яке надходить на геліопокрівлю визначається як сума прямої та розсіяної сонячної радіації впродовж дня [2]:

$$G_c = \int (G_b \cdot \cos \theta + G_d) dt, \quad (5)$$

де G_b , G_d – відповідно інтенсивність прямої та розсіяної сонячної радіації, Вт/м²; θ – кут між напрямком потоку випромінювання та нормаллю до поверхні теплопоглинача, °.

$$\cos \theta = (A - B) \sin \delta + [C \cdot \sin \omega + (D + E) \cos \omega] \cos \beta, \quad (6)$$

де

$$A = \sin \varphi \cdot \cos \beta, \quad (7)$$

$$B = \cos \varphi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma, \quad (8)$$

$$C = \sin \beta \cdot \sin \gamma, \quad (9)$$

$$D = \cos \varphi \cdot \cos \beta, \quad (10)$$

$$E = \sin \varphi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma, \quad (11)$$

де δ – кут між напрямком на Сонце та екваторіальною площиною, град.; ω – часовий кут, град.; β – кут нахилу геліопокрівлі (між площиною, що розглядається та горизонтальною площиною), град; φ – широта місцевості, град.; γ – кут повороту геліопокрівлі (відхилення від меридіану проекції на горизонтальну площину нормалі до поверхні теплопоглинача геліопокрівлі), град.

Кут між напрямком до Сонця та екваторіальною площиною δ визначається за формулою [2]:

$$\delta = \delta_0 \sin[360^\circ (284 + n)/365], \quad (12)$$

де δ_0 – напрям земної осі до нормалі до площини обертання (в північній півкулі $\delta_0 = + 23,5^\circ$ в період літнього сонцестояння та $\delta_0 = - 23,5^\circ$ в період зимового сонцестояння), град.; n – день року ($n = 1$ відповідає 1 січня);

Часовий кут ω визначається:

$$\omega = (15^\circ \text{ год}^{-1}) \cdot (t_{\text{solar}} - 12 \text{ год}) = (15^\circ \text{ год}^{-1}) \cdot (t_{\text{zone}} - 12 \text{ год}) + \omega_{\text{eq}} + (\varphi - \varphi_{\text{zone}}), \quad (13)$$

де t_{solar} , t_{zone} – відповідно локальний сонячний і дискретний час (в годинах), год; φ_{zone} – довгота на якій знаходиться Сонце, коли t_{zone} відповідає полудню (коли сонячний і дискретний час співпадають), град.; ω_{eq} – поправочний коефіцієнт.

Залежність (6) може бути спрощена для деяких випадків: коли теплопоглинач геліопокрівлі орієнтований по напрямку до екватора виявиться повернутим прямо до сонячного потоку в полудень, якщо його кут нахилу β рівний широті місцевості φ . В цьому випадку ($\gamma = 0$, $\beta = \varphi$) залежність(6) буде мати наступний вигляд:

$$\cos \theta = \cos \omega \cdot \cos \delta, \quad (14)$$

Значення густини потоку сонячної енергії впродовж доби для ясного неба визначається за формулою [2]:

$$G_h = G_h^{\text{max}} \cdot \sin(\pi t') / N, \quad (15)$$

де G_h – інтенсивність сонячного випромінювання на горизонтальну поверхню, Вт/м²; G_h^{max} – максимальна інтенсивність сонячного випромінювання на горизонтальну поверхню, Вт/м²; t' – час після сходу Сонця; N – тривалість світлового дня, год.

Інтегруванням виразу (15) по всій тривалості світлового дня для ясної погоди отримуємо:

$$H_h = (2N/\pi)G_h^{\text{max}}, \quad (16)$$

де, H_h – густина потоку сонячного випромінювання на горизонтальну поверхню, МДж/м².

Кількість теплоти, яка витрачається конвекцією з геліопокрівлі визначається за формулою:

$$Q_{\text{гп}}^{\text{копв}} = \alpha_{\text{гп}} F_{\text{гп}} (t_{\text{гп}} - t_{\text{н.с.}}), \quad (17)$$

де $\alpha_{\text{гп}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від покрівельного матеріалу будівлі до навколишнього середовища, Вт/(м²·К); $F_{\text{гп}}$ – площа поглинача сонячної енергії, м²; $t_{\text{гп}}$ – температура теплопоглинача, °С; $t_{\text{н.с.}}$ – температура навколишнього середовища, °С.

Коефіцієнт тепловіддачі від покрівельного матеріалу будівлі до навколишнього середовища визначається за формулою [1]:

$$\alpha_{\text{гп}} = 5,7 + 3,8 \cdot V, \quad (18)$$

Кількість теплоти, яка втрачається випромінюванням від покрівельного матеріалу будівлі у навколишнє середовище визначається за формулою:

$$Q_{\text{гп}}^{\text{рад}} = \varepsilon_{\text{гп}}^{\text{пр}} \cdot c_0 \cdot F_{\text{гп}} \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{гп}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{н}}}{100} \right)^4 \right], \quad (19)$$

де $\varepsilon_{\text{гп}}^{\text{пр}}$ – приведений відносний коефіцієнт теплового випромінювання покрівельного матеріалу будівлі; c_0 – випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла, Вт/(м²·К⁴); $T_{\text{н}}$ – температура небозводу, К.

Приведений відносний коефіцієнт теплового випромінювання покрівельного матеріалу будівлі визначається за формулою:

$$\varepsilon_{\text{гп}}^{\text{пр}} = \frac{c}{c_0}, \quad (20)$$

де c – випромінювальна здатність покрівельного матеріалу будівлі, Вт/(м²·К⁴).

Втрати тепла через бокові та нижню частини геліпокрівлі визначаються за формулою:

$$Q_{\text{тепл}} = K \cdot F_b \cdot (t_{\text{т}} - t_{\text{н.с.}}), \quad (21)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі теплоізоляції, Вт/(м²·К); F_b – площа теплоізоляції, м²; $t_{\text{т}}$ – температура теплоносія, °С.

Коефіцієнт теплопередачі теплоізоляції визначається за формулою:

$$K = \frac{\lambda}{L}, \quad (22)$$

де K – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції, (м²·К)/Вт; L – товщина теплоізоляції, м.

Втрати тепла бака-акумулятора визначаються за формулою:

$$Q_{\text{тепл б.а.}} = K_{\text{ак}} \cdot F_{\text{ак}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н.с.}}), \quad (23)$$

де, $K_{\text{ак}}$ – коефіцієнт теплопередачі теплоізоляції баку-акумулятора, Вт/(м²·К); $F_{\text{ак}}$ – площа теплоізоляції баку-акумулятора, м²; $t_{\text{к}}$ – температура теплоносія, °С.

Втрати тепла в трубопроводах визначаються за формулою:

$$Q_{\text{тр}} = l \cdot \frac{(t_{\text{т}} - t_{\text{н.с.}})}{R_k}, \quad (24)$$

де, l – довжина трубопроводів, м; R_k – термічний опір теплопередачі трубопроводів, м · К / Вт.

Термічний опір теплопередачі трубопроводів визначається за формулою:

$$R_k = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{в}}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_{\text{в}}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{із}}} \cdot \frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{в}}} + \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{із}} \cdot \alpha_{\text{з}}}, \quad (25)$$

де, $\alpha_{\text{в}}$ і $\alpha_{\text{з}}$ – відповідно коефіцієнт тепловіддачі від нагрітого теплоносія до стінки труби та коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби в навколишнє середовище, Вт/(м²·К); $d_{\text{в}}$ і $d_{\text{з}}$ – відповідно внутрішній та зовнішній діаметр трубопроводів, м; $d_{\text{із}}$ – зовнішній діаметр теплоізоляції, м; $\lambda_{\text{із}}$ – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції, Вт/(м·К)

Отримана залежність зміни температури води в баці-акумуляторі при різній інтенсивності теплового потоку та часу опромінення показана на рис. 2.

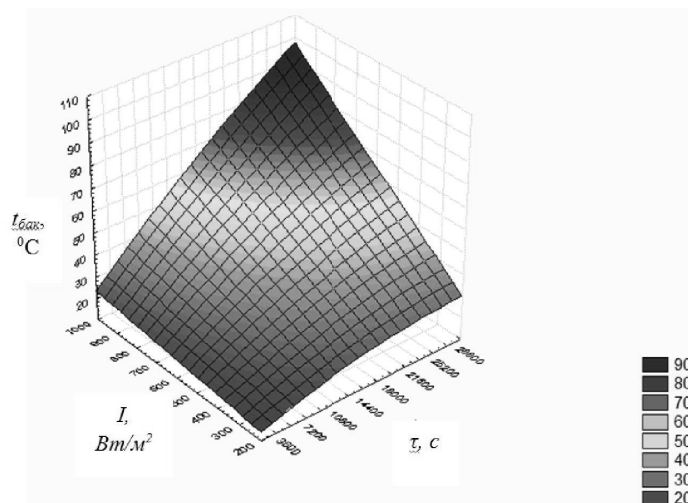


Рис. 2. Залежність зміни температури води в баці-акумуляторі $t_{\text{бак}}$ при різній інтенсивності теплового потоку I та часу опромінення τ

На основі даних рис. 2 отримана формула залежності зміни температури води в баці-акумуляторі $t_{\text{бак}}$ при різній інтенсивності теплового потоку I та часу опромінення τ :

$$t_{\text{бак}} = 10,6 + 0,610^{-3} I + 0,7 \cdot 10^{-2} \tau - 1,79 \cdot 10^{-8} I^2 + 2,6110^{-6} I\tau - 2,08 \cdot 10^{-8} \tau^2 \quad (26)$$

Висновок. Отримана залежність зміни температури води в баці-акумуляторі при різній інтенсивності теплового потоку та часу опромінення дозволяє визначити ефективність системи сонячного теплопостачання з використанням геліопокрівлі впродовж дня в будь-який момент часу.

Література:

1. Даффи Дж. А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Дж. А. Даффи, У. А. Бекман ; пер. с англ. под. ред. Ю. Н. Малевского. – М. : Мир, 1977. – 420 с.
2. Твайделл Д. Возобновляемые источники энергии / Д. Твайделл, А. Уэйр; пер. с англ. под ред. В. А. Коробкова. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 391 с.
3. Фрид С. Е. Методы тепловых испытаний солнечных коллекторов / С. Е. Фрид. – Москва : ИВТАН АН СССР, 1988. – 57с. – (Препринт № 3-248).
4. Шаповал С. П. Проблеми енергетики України / С. П. Шаповал, А. С. Романів, О. С. Дацько // Захист навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування : зб. матеріалів I Міжнародного конгресу, 28-29 травня 2009 р. Тези доповідей. – Л. : В-во НУ "ЛП", 2009. – С. 112.

5. Ляшенко М. Б. Математическое моделирование и оптимальное проектирование некоторых хозяйственных гелиотехнических систем / М. Б. Ляшенко, Ш. Р. Реджепова. – Ашхабад : Ылым, 1989. – 124 с.

6. Математическая модель гелиоконтра для системы отопления / [А. П. Беляков, Г. Н. Дульнев, Л. А. Савинцева, Е. В. Сахова] // Гелиотехника. – 1989. – № 6. – С. 25-28.

7. Модель почасового поступления солнечной радиации на горизонтальную поверхность для условий г. Ташкента / [М. К. Карабаев, И. Х. Каримов, М. М. Кенисарин и др.] // Гелиотехника. – 1988. – № 1. – С. 48-52.

Математическое моделирование работы гелиокровли

С. П. Шаповал

Описано моделирование работы гелиокровли. Гелиокровля обеспечивает повышение эффективности системы солнечного теплоснабжения за счет увеличения площади поглощения солнечной энергии. Показано, что можно эффективно использовать тепло кровельного материала здания. Выведена зависимость температуры воды в баке-аккумуляторе от интенсивности теплового потока и времени облучения. Установлена зависимость позволяет определить эффективность гелиокровли при различных условиях.

Ключевые слова: гелиопокрытие, моделирование, количество тепла.

Mathematical modeling the work of helioroof

S. Shapoval

This article describes the modeling the work of helioroof. Helioroof enhances the efficiency of solar heating by increasing the area of the absorption of solar energy. It is shown that heat can be effectively used by roofing material building. Deduced dependence of temperature of water in the accumulator box on the intensity of the heat flux and the exposure time. The dependence allows to determine the effectiveness of helioroof under various conditions.

Keywords: helio roof, modeling, heat.

Надійшла до редакції 17.04.2015 р.

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 697.329

Аналіз конструкцій сезонних теплоаккумуляторів для забезпечення систем гарячого водопостачання та опалення в котеджному будівництві

О.П. Любарець¹, А.С. Москвітін²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, apl_knuba@ukr.net

²аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури, amoskvitina@i.ua

Проведено огляд основних конструкцій організованих сезонних теплоаккумуляторів теплоти. Розглянуто переваги та недоліки наступних конструкцій сезонних теплоаккумуляторів: водяний теплоаккумулятор теплоти, теплоаккумулятор теплоти з твердим теплоакмулюючим матеріалом, теплоаккумулятор теплоти з використанням теплоти фазового переходу. Встановлено характерні особливості конструкції сезонного теплоаккумулятора теплоти для котеджного будівництва.

Ключові слова: сезонний теплоаккумулятор теплоти, конструкція сезонного теплоаккумулятора теплоти, теплоємнісний теплоаккумулятор теплоти, теплоаккумулятор з використанням теплоти фазового переходу.

Вступ. Однією з технологій накопичення теплової енергії в теплий період року, її зберігання та подальшого використання в опалювальний період, є створення сезонних теплоаккумуляторів теплоти. В якості джерела теплоти в теплий період року для зарядки сезонного теплоаккумулятора найчастіше використовують систему сонячних колекторів. Досвід експлуатації неорганізованих сезонних ґрунтових теплоаккумуляторів теплоти вказує на малу ефективність такого зберігання теплоти внаслідок значних тепловтрат в оточуючий масив ґрунту. Адаже температура теплоносія від сонячного колектора може сягати 120-140⁰С, а середньорічна температура оточуючого необмеженого масиву ґрунту близько +8⁰С.

Для таких систем (геліоколектори + сезонний теплоаккумулятор) доцільно використовувати організовані сезонні теплоаккумулятори, які розраховані на визначену кількість теплоти. Під організованим сезонним теплоаккумулятором теплоти розуміється теплоакмулююча система, яка складається з теплоізолюваного резервуару для зберігання теплоакмулюючого матеріалу (ТАМ) та теплоносія, що використовується для транспортування теплоти до ТАМу при її акумулюванні в теплий період та теплопостачанні в холодний період року від ТАМу до енергоспоживаючих систем (опалення, гарячого водопостачання, тощо).

В даній роботі розглядається порівняння основних варіантів конструкцій організованих сезонних акумуляторів теплоти.

Водяний сезонний акумулятор теплоти, найчастіше, представляє собою теплоізолюваний залізобетонний резервуар, наповнений водою – теплоносієм, який безпосередньо поступає енергоспоживаючі системи будівлі. У випадках, коли теплоносій із теплоакумулятора неможливо безпосередньо використовувати в енергоспоживаючих системах та геліоколекторах, необхідно використовувати теплообмінники, що можуть бути розташовані в теплоакумуляторі та за його межами. Наприклад, при використанні в геліоколекторі розчину антифризу, слід використовувати розміщений в теплоакумуляторі теплообмінник, для уникнення змішування антифризу з водою. Крім того, якість води в теплоакумуляторі та наявність в ній розчиненого кисню за будівельними нормами не дозволяють використовувати її в якості теплоносія в системі опалення [1].

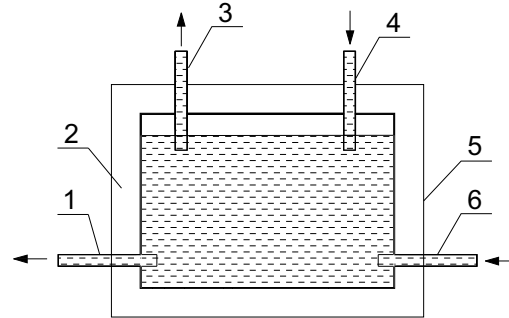


Рис.1. Водяний сезонний бак-акумулятор теплоти. 1 – до сонячного колектора; 2 – гідроізолюване облицювання; 3 – до системи опалення; 4 – від сонячного колектора; 5 – стінка з бетонних або шлакобетонних блоків; 6 – від системи опалення; 7 – вода.

Переваги даної конструкції: вода у діапазоні робочих температур 0 ... 100 °С є кращим рідким теплоакмулюючим матеріалом (ТАМ) як по комплексу теплофізичних властивостей, так і за економічними показниками [2]. Недоліком цієї конструкції є великі розміри і висока вартість теплообмінників, що може викликати серйозні заперечення проти використання водяних баків-акумуляторів. У типових металевих теплообмінників, занурених у воду, загальна площа поверхні теплообміну може становити мало не одну третину від площі сонячного колектора [1]. Зменшення об'єму водяного акумулятора теплоти при незмінній кількості закумульованої теплоти веде до підвищення робочої температури води, що пов'язано із збільшенням тиску вище атмосферного, що, в свою чергу, ускладнює проектування корпусу, підвищує його вартість. З метою забезпечення робочих тисків на рівні атмосферного в якості ТАМів використовуються різні високотемпературні теплоносії (гліцерин, етиленгліколь, тощо), які, мають високу вартість.

Аналіз конструкцій **акумуляторів теплоти з твердим ТАМом** показав, що в якості ТАМів використовуються найбільш дешеві матеріали - щебінь, феоліт (залізна руда), залишки будівельних матеріалів, бетон. Відомий акумулятор теплоти [3], який має корпус з ізоляцією та твердим

теплоакумуючим матеріалом, в середині якого розташовані підвідний та відвідний трубопроводи у вигляді змієвиків. Однак, представлений акумулятор має вагомий недолік, пов'язаний з тим, що процес теплопередачі між теплоносіями та теплоакумуючим матеріалом недостатньо інтенсивний у зв'язку з ламінарним потоком теплоносія в тонкому примежовому шарі, що характеризується наявністю значних градієнтів швидкості.

Для інтенсифікації процесу теплопередачі між ТАМом та теплоносієм застосовують різні відомі методи руйнування примежового ламінарного шару теплоносія в тому числі магнітострикційну вібрацію [4]. В такому теплоаккумуляторі (рис.2) на вході і виході подавального та відвідного трубопроводів на відстані 3-5 мм розміщені плоскі електромагнітні індуктори, які підключені до джерела імпульсного току. Порушений ламінарний потік набуває турбулентний характер, що підсилює конвективний теплообмін, а відповідно і процес теплопередачі.

Тепловий акумулятор з твердим ТАМом як правило включає в себе корпус 1 з теплоізоляцією 2, всередині якого розташований твердий теплоакумуючий матеріал 3, що представляє собою пористу матрицю, наприклад щебінь. Тепловий акумулятор має підвідний трубопровід 4 і відвідний трубопровід 5 у вигляді змієвиків, плоскі електромагнітні вібратори 6, 7, підключені до імпульсного струму 8, і гасителі вібрації 9.

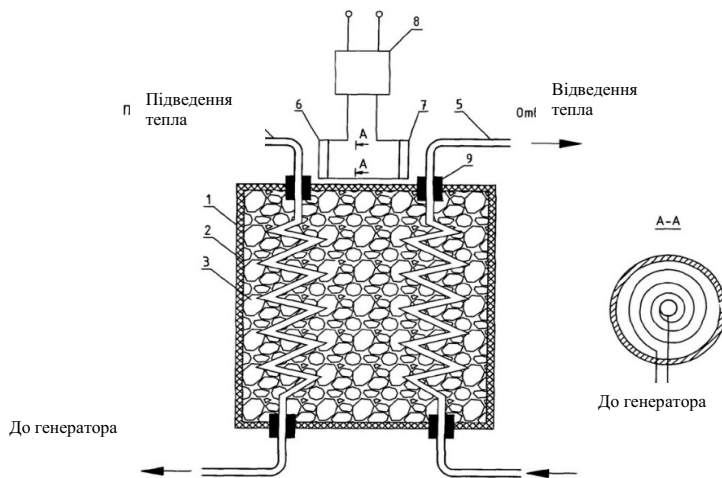


Рис. 2. Тепловий акумулятор з твердим ТАМом для водяних систем опалення.

Перевагами даного типу акумуляторів є використання недорогих матеріалів та можливість акумулювати високі температури: бетон, щебінь - понад 100 °С, чавунний ТАМ - понад 500 °С [5].

Проте конструкція акумулятора має вагомі недоліки. По-перше – для практичної реалізації необхідно додаткове устаткування, а саме плоскі

електромагнітні вібратори та джерело імпульсного току, що потребує постійного доступу для технічного обслуговування. По-друге, вібрація впливає на всі будівельні конструкції. По-третє, при роботі магнітострикційних вібраторів виникають низькі ультразвукові вібрації (10-80кГц), тому приміщення, де розміщені магнітострикційні вібратори, потрібно звукоізулювати від житлових приміщень. Все це значно ускладнює застосування та експлуатацію теплоаккумулятора і збільшує капітальні затрати на його спорудження.

Основними типами сезонних **теплоаккумуляторів з використанням теплоти фазового переходу (АТФП)** є кожухотрубний (рис. 3а) і капсульний (рис. 1.3.2б). Вони складаються з корпусу 1, заповненого ТАМ 2. Підведення або відведення теплоти в АТФП проводиться за допомогою теплоносія 3, що протікає через нього. У першому випадку, теплоносій протікає по вертикально або горизонтально орієнтованим трубках, через стінки яких відбувається теплообмін між теплоносієм і ТАМом. В іншому випадку теплоносій проходить між капсулами з ТАМом, розташованими в корпусі АТФП (рис. 3б).

Використання таких конструкцій АТФП переслідують мету поліпшення теплообміну між теплоносієм і ТАМом, при цьому поліпшення тепlopередачі досягається за рахунок збільшення числа труб всередині ТАМ (рис. 3а) або зменшення розмірів капсул з відповідним збільшенням їх кількості (рис. 3б), що також призводить до подорожчання конструкції. Іноді такі заходи бувають вкрай необхідними, оскільки ряд ТАМів, придатних для теплової акумуляції, має низький коефіцієнт теплопровідності.

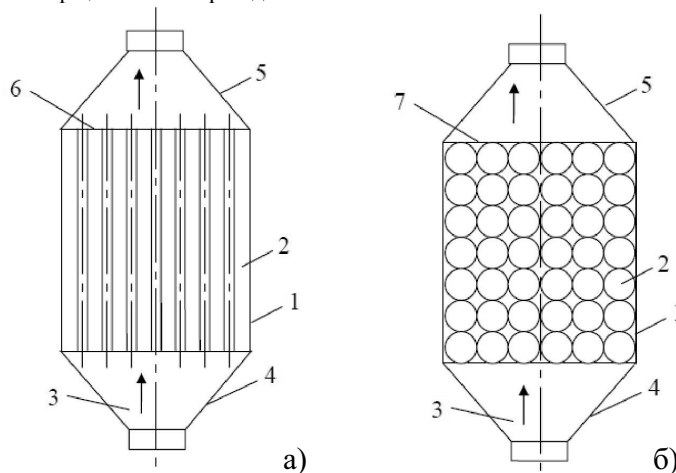


Рис. 3. Схеми АТФП: а) кожухотрубний; б) капсульний; 1 – корпус; 2 – ТАМ; 3 – теплоносій; 4 – вхідний патрубок; 5 – вихідний патрубок; 6 – трубна дошка; 7 – обмежувальна сітка.

Для сонячних систем тепlopостачання в акумуляторах фазового переходу найбільш придатні органічні речовини (парафін і деякі жирні кислоти) і кристалогідрати неорганічних солей. Акумулятори, що використовують теплоту

фазового переходу, мають більшу об'ємну енергоємність, дякуючи чому істотно зменшуються маса й обсяг акумулятора в порівнянні з водяними та твердими акумуляторами, і постійну робочу температуру, низький тиск.

Разом з тим вказані типи акумуляторів мають ряд недоліків: корозійна активність, деградація в часі й висока вартість. В основному мають низький коефіцієнт теплопровідності, в наслідок чого вони вимагають розвинених поверхонь теплообміну, змінюють об'єм при плавленні. При використанні кристалогідратів можливий поділ суміші і її переохолодження, що викликають нестабільність цих недорогих речовин і зниження числа робочих циклів. Для реального застосування розглядаються тільки речовини, що не розкладаються при плавленні, або розчиняються в надлишковій воді, що входить до складу ТАМ. З метою забезпечення кристалізації з малим переохолодженням рідини необхідно застосування речовин, що є первинними центрами кристалізації. Для блокування поділу фаз або застосовуються загусники (грануляцію, додавання каталізаторів кристалізації й ін.), або інтенсивне перемішування в процесі теплообміну [6].

Проаналізувавши переваги та недоліки існуючих конструкцій теплоакумуляторів, та врахувавши особливості котеджного будівництва, можна зробити висновок про те, що сезонні акумулятори теплоти повинні **відповідати наступним основним вимогам:**

- приймати та віддавати теплоту з максимальною інтенсивністю;
- мати як найменший об'єм;
- акумулювати теплоносії з температурою більше 100°C;
- витримувати велику кількість циклів без суттєвого зменшення потужностей акумулятора;
- мати недорогі капітальні та експлуатаційні затрати, бути простим в подальшій експлуатації.

Комплексний розгляд цих вимог дозволив запропонувати конструкцію акумулятора теплоти з комбінованим двокомпонентним рідинно-твердим ТАМом (рис.4), який складається з корпусу 1 з теплоізоляцією 2, в якому розташований твердий теплоакумуляуючий матеріал 3, наприклад бетон, у формі куба (або інш. правильної геометричної форми) з вертикальними каналами 5 діаметром d для циркуляції рідкого ТАМу. Між корпусом 1 та твердим теплоакумуляуючим матеріалом 3, по периметру розташований канал 4, шириною D , також заповнений рідким теплоакумуляуючим матеріалом. В нижній частині корпусу 1 розташований замонолічений в бетон теплообмінник 6 для зарядки теплоакумулятора від масиву геліоколекторів. У верхній частині - теплообмінник 7 для розрядки теплоакумулятора, омивається рідким ТАМом. Для компенсації об'ємних температурних розширень рідкого теплоакумуляуючого матеріалу встановлено мембранний розширювальний бак 8 з підірвним клапаном 9. Наведена конструкція сезонного теплоакумулятора захищена авторськими правами на винахід.

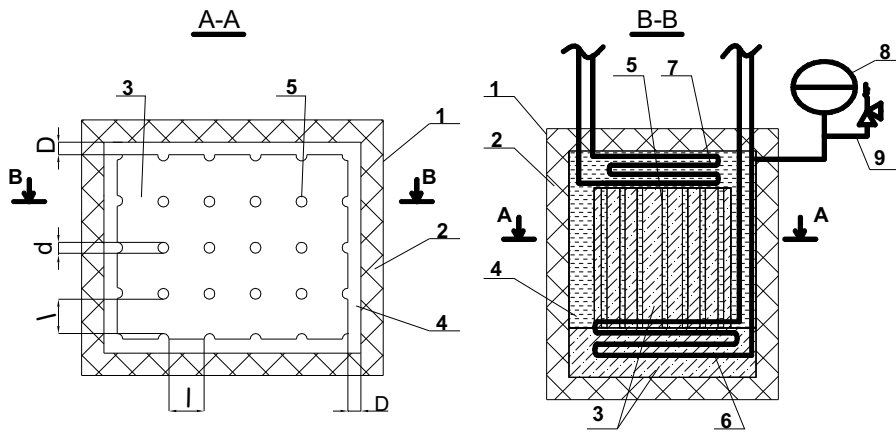


Рис.4. Конструкція комбінованого теплоакумулятора з комбінованим ТАМом.

Для порівняння та якісної оцінки процесів зарядки теплоакумулятора з комбінованим двокомпонентним рідинно-твердим ТАМом та акумулятора з твердим ТАМом (рис.5) було застосовано програмний комплекс SolidWorks.

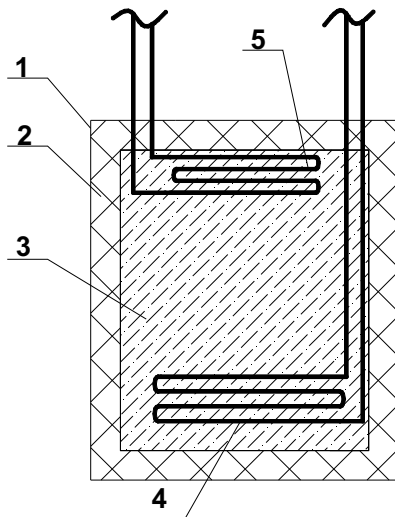


Рис.5. Конструкція ТА з бетонним ТАМом. 1 – корпус; 2 – теплоізоляція; 3 – твердий теплоакумуляуючий матеріал (бетон); 4 – теплообмінник зарядки ТА; 5 – теплообмінник розрядки.

Геометричні розміри теплового акумулятора ($a \times b \times h$) за аналітичними розрахунками склали 8,1x8,1x3,65 м при його теплоакumuлюючій здатності 51,2ГДж достатній для теплопостачання котеджного будинку площею 250 м² в холодний період року. Місце найкращого розташування сезонного акумулятору – в підвалі будинку, що збільшує теплову ефективність комплексу «будинок-акумулятор» на величину тепловтрат через підлогу першого поверху та частину непродуктивних трансмісійних тепловтрат від акумулятору до ґрунту при зберіганні теплоти.

На рис.6 проілюстровано головну проблему теплового акумулятору з бетонним теплоакumuлюючим матеріалом, а саме нерівномірний розподіл температур в масиві об'єму бетону, що зменшує питому теплонакопичувальну здатність акумулятору, w , кВт/м³. Так при зарядці теплоакumuлятора теплоносієм з температурою 160 °С мінімальна температура в об'ємі твердотілого ТАМу (бетону) складає всього 65,4 °С.

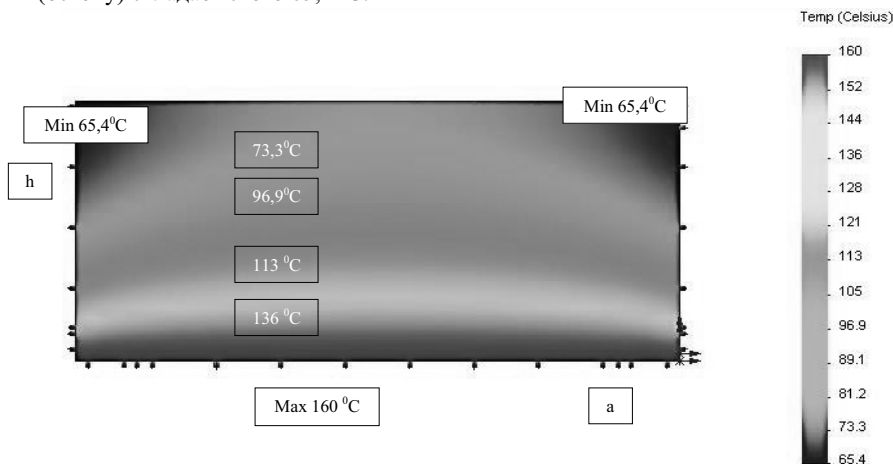


Рис.6. Конструкція ТА з бетонним ТАМом, результати дослідження.

Задачу більш рівномірного розподілу температур вирішуємо за рахунок системи каналів, заповнених рідким ТАМом (гліцерином), що знаходяться в каналах масиву твердого ТАМу – бетону. Діаметр каналів та відстань між ними приймається з розрахунку значної вартості рідкого ТАМу. На рис.7 наведені результати моделювання температурного поля акумулятору при діаметрі каналів $d=50$ мм і відстанях між ними $l=500$ мм, товщина прошарку $D=50$ мм. По результатам видно, що мінімальна температура 67,4 °С та об'єм охолодженої зони зменшився.

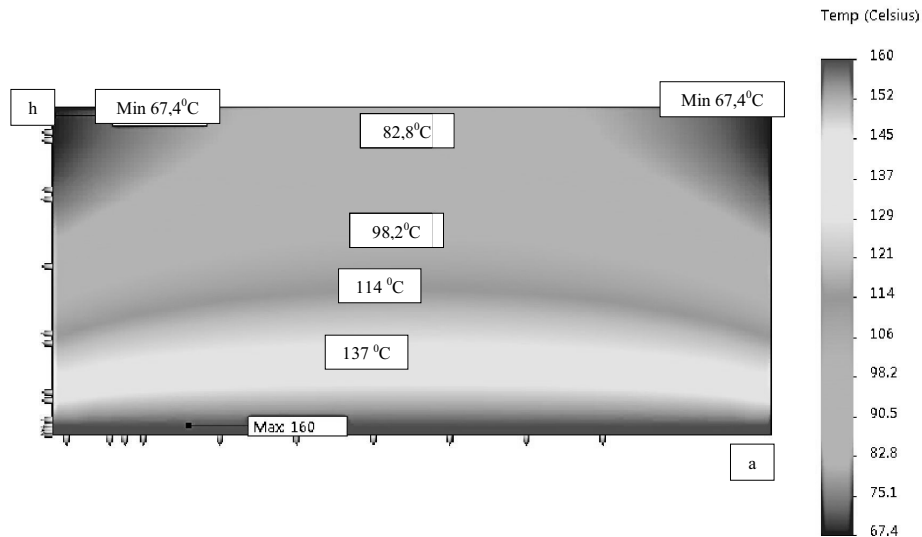


Рис.7. Конструкція комбінованого ТА з твердим (бетон) та рідким (гліцерин) ТАМом, результати дослідження.

Висновки:

1. Теплові акумулятори з рідким теплоакмулюючим матеріалом - водою, доцільно використовувати для температур до 100 °С.
2. Теплові акумулятори, що використовують теплоту фазового переходу мають високі капітальні затрати та складнощі в експлуатації.
3. Теплові акумулятори з твердим теплоакмулюючим матеріалом має основний недолік – нерівномірність розподілу температур в об'ємі теплового акумулятора.
4. Покращити розподіл температур в об'ємі теплового акумулятора з твердим ТАМом можливо за рахунок каналів з рідким ТАМом, які знаходяться в об'ємі твердого ТАМу.

Література:

1. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі: ДБН В.2.5-39:2008. - [Чинні з 2009-01-07] - К.: ДП «Укрархбудінформ» Мінрегіонбуду України, 2009. – 79с.
2. Б. Андерсон. Солнечная энергия (основы строительного проектирования)/ Пер. с англ. А.Р. Анисимова; Под ред. Ю.Н. Милевского – М.: Стройиздат, 1982. – 375с.
3. Бекман Н.Г., Гилли П. Тепловое аккумулирование энергии./ Пер. с англ. В.Я. Сидорова, Е.В. Сидорова; Под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1987. – 272с.
4. а.с. СССР №1657891 А1, кл. F 24 H 7/00. Тепловой аккумулятор./ Иванов Д.Я., опубликованый 23.06.1991, бюл. № 24.

5. Тепловой аккумулятор: пат № 2348868 РФ: МПК С1 F24Н7/00, опубликованный 10.03.2009, кл. F 24 Н 7/00 / Потапенко Иосиф Андреевич, Перекопский Константин Викторович, Харченко Павел Михайлович, Перекопская Елена Анатольевна.(РФ); заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Кубанский государственный аграрный университет" (РФ) - № 2007124949/06; заявл. 02.07.2007; опубл. 10.03.2009, Бюл. № 7.

6. Любарець О.П., Москвітїна А.С. Техніко-економічне обґрунтування використання теплоакмулюючих матеріалів для систем міжсезонного сонячного теплопостачання// Науково-технічний збірник «Вентиляція, Освітлення та теплогазопостачання» - випуск № 17, К.: КНУБА, 2014 . – с.115-119.

7. Левенберг В.Д., Ткач М.Р., Гольстрем В.А. Аккумуляирование тепла. - К.: «Тэхника», 1991. – 112 с.

Анализ конструкций сезонных теплоаккумуляторов для обеспечения систем горячего водоснабжения и отопления в коттеджном строительстве

А.П. Любарец, А.С. Москвитина

Проведен обзор основных конструкций организованных сезонных аккумуляторов теплоты. Рассмотрены преимущества и недостатки следующих конструкций сезонных аккумуляторов: водяной аккумулятор теплоты, аккумулятор теплоты с твердым теплоаккумулирующим материалом, аккумулятор теплоты с использованием теплоты фазового перехода. Установлены характерные особенности конструкции сезонного аккумулятора теплоты для коттеджного строительства.

Ключевые слова: сезонный аккумулятор теплоты, конструкция сезонного аккумулятора теплоты, теплоёмкий аккумулятор теплоты, теплоаккумулятор с использованием теплоты фазового перехода.

Analysis of the structures of seasonal storage tank for hot water and heating in the cottage construction

O. Liubarets, A. Moskvitina

Carried overview of the main structures of organized seasonal heat accumulators. Discusses the benefits and disadvantages of these constructions seasonal batteries: a water battery heat, heat the battery with a solid heat storage material, the heat accumulator using the heat of phase transition. The characteristic design features of a seasonal heat accumulator for cottage construction.

Keywords: seasonal heat accumulator, the construction of seasonal heat accumulator, heat capacity of heat storage, accumulator using the heat of phase transition.

Надійшла до редакції 5.05.2015 р.

УДК 628.16.086.4

Процес обробки води в магнітних полях

Е.С. Малкін¹, Н.Є.Журавська², Н.О.Коваленко³

¹д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва та архітектури, saodhar@gmail.com

²ст.викладач., Київський національний університет будівництва та архітектури, pzhur@ua.fm

³аспірант, Київський національний університет будівництва та архітектури,

Проаналізовано існуючі наукові гіпотези впливу магнітного поля на молекули води, особливості омагніченої води, які можливо використати в багатьох сферах життєдіяльності, в енергетиці та інші. Застосування технологій з використанням омагніченої води сприяє економії та збереженню ресурсів Землі.

Ключові слова: структура води, кінетика зміни структури води, кластер; енергозбереження, електричні та магнітні поля.

Вступ. При розгляді структури води та її кінетикими зробили висновки, щонаданий час найбільш поширеною є кластерна теорія води [1, 2 та ін.], згідно з якою молекули води у кластері, залежно від складу води, в звичайному стані або її композицій налічують 32 типа кластерів з кількістю від 3 до 96 молекул води у них. Принципова схема кластерної структури води наведено на рис. 1 [1]. Фізика рідин є слабо розробленим розділом теоретичної фізики, особливо, в галузі кінетичних основ змін її структури.

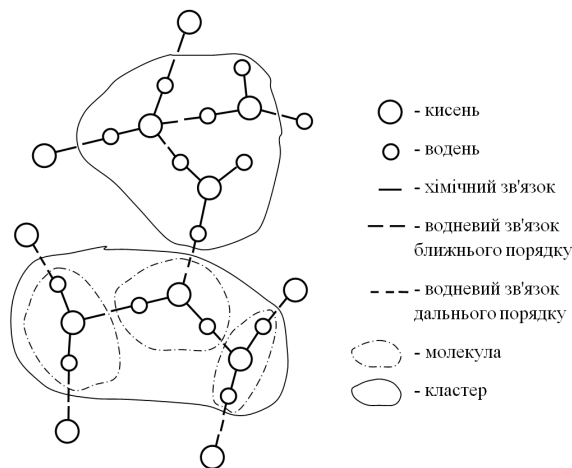


Рис. 1. Принципова схема кластерної структури води

Що стосується кінетики структури води, найбільш обґрунтованою є теорія запропонована Я.І.Френкелем [3], згідно з якою рідини за своїми властивостями значно ближче наближаються до твердих тіл, ніж газів, як це трактувалось раніше.

Різниця між рідинами і твердими тілами, за Френкелем, в тому, що на відміну від твердих тіл в рідинах частки, які коливаються, не залишаються на одному місці тривалий час, а стрибкоподібно переміщуються з одного положення рівноваги в інше. Час коливання часток навколо одного положення коливання визначається з урахуванням теорії вірогідності А.Больцмана [4]:

$$\tau = \tau_o e^{\frac{E}{kT}}, \quad (1)$$

де τ - період коливання частинок, с; τ_o - період коливання поверхневого атома, с; E – енергія, необхідна для переміщення частинок з одного положення рівноваги до другого, Дж/моль; k – константа Больцмана; T – абсолютна температура рідини, К. Для води $\tau_o = 1,4 \cdot 10^{-12}$ с, та $\tau = 1,7 \cdot 10^{-9}$ с. Значення $e^{\frac{E}{kT}}$ є середнім числом коливань молекули рідини навколо одного й того ж положення.

В роботі [5] підраховано число коливань молекули води в одному й тому ж положенні, яке становить ≥ 1000 , що підтверджує гіпотезу Я.І.Френкеля про незначну кінетичну активність води в напрямку структурних її перетворень при температурах, нижчих за температуру її кипіння.

Одним із способів підвищення кінетичної активності води, тобто її активації, є підведення теплоти, що призводить до підвищення швидкості руху кластерів та частоти коливань молекул води. Це призводить до поступового збільшення темпу руйнування кластерів на поверхні води та випаровуванні її біполярних молекул з подальшим розповсюдженням процесу в середину об'єму води при досягненні температури кипіння. Таким чином, при тепловому способі вся енергія, необхідна для руйнування кластерів води, підводиться зовні без використання внутрішньої енергії молекул та атомів води. Це не тільки тривалий, а й енергоємний процес.

Фізична модель дії магнітного поля на структуру та характеристики води. Боротьба за більш ефективну активацію природної води шляхом обробки її в полях природних і електромагнітів та застосування її в різних процесах почалось в середині ХХ сторіччя. Але, як показано в результаті критичного аналізу літературних джерел з даної проблеми, дослідження з магнітної активації води проводилось, в основному, шляхом експериментальних досліджень, що не давало можливості узагальнення моделі впливу магнітних полів на структуру води. Виключення становлять роботи Я.Г.Дорфмана [6], в яких показано що в слабوماгнітних речовинах, до яких можливо віднести чисту природну воду, впливає частота хвиль магнітного поля на загальні коливання атомів та молекул води, напруженість (індукція) магнітного поля на заряджені мікрочастинки з можливістю відриву їх від ядер до простору магнітного поля. Як показано в [6],

атоми водню є нейтральні до магнітного поля, а атоми кисню мають типові парамагнітні властивості, які залежать від напруженості (індукції) магнітного поля.

Нами запропонована фізична модель дії магнітного поля на структуру чистої води та зміни характеру цієї структури води, з визначеними оптимальними параметрами магнітного поля, які дозволять замінити енергоємний процес нагріву всього масиву води до температури фазового перетворення, тобто розриву кластерних водневих зв'язків даного порядку, до мономолекулярної структури. Також магнітне поле може додатково, впливаючи на атоми кисню, частково забезпечити відрив від ядра електронів та зміну спинів протонів кисню, тобто порушити дипольну структуру молекул води, що призводить до того, що омагнічена вода являє собою мономолекулярну структуру з позитивно зарядженими молекулами, що призводить до більш активної взаємодії з розчиненими речовинами, з зовнішніми та внутрішніми поверхнями капілярно-порових та колоїдно капілярно-порових тіл. Тобто, при розгляданні процесів переносу потрібно враховувати подвійний електричний шар та електричну взаємодію в ньому [7]. Це стосується більшої енергії зв'язку з іншими розчиненими речовинами та стінками капілярів. Найбільша активність спостерігається при проникненні омагніченої води в ультрамікропори капілярно-порових та капілярно-порових колоїдних тіл.

Параметри електромагнітного поля в чистій воді. Як наведено раніше, згідно теоретичних положень Я.И.Френкеля та Л.Б.Больцмана, для переходу молекули води в інше положення вона повинна зробити не менше за 1000 коливань, за Ландсбергом [11] магнітне поле повинно бути високочастотне. При швидкості води 1,0 м/с при проходженні через апарат для її омагнічування, довжина ділянки омагнічення становитиме близько 1,0 м. Тому, для зменшення довжини апарату частота коливань електричного струму повинна бути збільшена не менш ніж у п'ять разів. В цьому разі у воді індукується магнітне поле низької частоти та забезпечує силу струму на відповідних відстанях між електродами – магнітна індукція поля 200...600 мТл [9]. Дані з найбільшої ефективності електромагнітних полів доведено експериментально та підтверджено нами в стендових та виробничих умовах [8]. Пропонуються параметри електромагнітного поля для обробки води:

- частота електричного струму 5...30 кГц;
- індукція магнітного поля 200...600 мТл.

В основу системи магнітної обробки води перед її споживанням поставлена задача удосконалення технологічного процесу шляхом:

- переходу на теоретично обґрунтовані частоти електричного струму в електромагнітах 5,0...30 кГц, що співпадає з достатньою точністю до значень необхідних частот за [3, 4] та напруженість (індукцію) магнітного поля 200...600 мТл, що співпадає з результатами теоретичних досліджень процесів у слабромагнітних тілах, до яких відноситься вода, атоми кисню якої мають парамагнітні властивості [6] та з результатами експериментальних і промислових досліджень [8];

- обробки води в полі постійного електричного струму при різниці потенціалів між електродами $U \leq 3$ В для досягнення $pH \leq 6,0$ до процесу її омагнічення.

Суть запропонованої методики пояснюється схемою обробки води з використанням електромагнітних полів [10], яка наведена на рис. 2.

Система працює таким чином. Водопровідна вода подається по трубопроводу (1) до пристрою попередньої підготовки (2), де проходить через розташовані в ньому паралельні електроди (3). При умові $pH \leq 6,0$ від генератора (4) подається постійний струм з потенціалом 2,5...3В. При протіканні води між зарядженими електродами відбувається пом'якшення води та часткова коагуляція частинок в ній шляхом електролізу. Після цього вода по трубопроводам (5) надходить у сміттєвідвідник (6), після якого очищена та пом'якшена вода з $pH \leq 6,0$ по трубопроводах (7) надходить в апарат для омагнічення води (8) з ізольованими електродами (9), до яких від генератора (10) по проводах (11) надходить електричний струм з частотою коливань 5...30 кГц. У воді, що проходить між електродами, індукується магнітне поле з величиною індукції 200...600 мТл, під дією якого у воді проходить руйнування кластерних та міжкластерних водневих зв'язків і вона перетворюється в активну мономолекулярну рідину з недіпольними, а зарядженими і дуже активними молекулами. Вони мають підвищені зв'язки з іншими тілами і велику здатність до проникнення в мікрокапіляри. Далі ця вода трубопроводами (12) надходить в систему її використання (13).

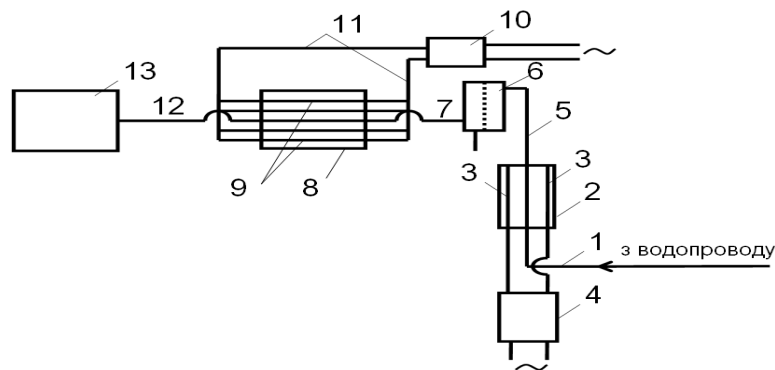


Рис. 2. Система обробки води з використанням електромагнітних полів:

1 - трубопроводи подачі водопровідної води, 2 - пристрій попередньої підготовки, 3 - електроди магнітного струму, 4 - генератор, 5 - трубопроводи, 6 - сміттєвідвідник, 7 - трубопроводи, 8 - апарат для омагнічення води, 9 - електроди, 10 - генератор високочастотної електричного струму, 11 - електричні проводи, 12 - трубопроводи омагніченої води, 13 - система використання омагніченої води

Висновки. Система обробки води з використанням електромагнітних полів використовувалась в більш ніж 200 серіях дослідів [8]. Завдяки застосування

системи обробки води з використанням електромагнітних полів для енергоресурсозберігаючих технологій в різних галузях промисловості, будівництві, енергетиці, агропромислового комплексу, медицині та житлово-комунальному господарстві досягається економія енергетичних витрат на 10...15%, забезпечується економія матеріалів і води на 15...20%.

Література

1. *Класен В.И.* Вода и магнит / В.И.Класен.–М. : Наука, 1973 — 112 с
2. *Гончарук В.В.* Наука о воде / В.В.Гончарук. – К. : Наукова думка, 2010. – 512 с.
3. *Френкель Я.И.* Кинетическая теория жидкостей. / Я.И.Френкель. – М.-Л. : изд. АН СССР, 1966. – 409 с.
4. *Больцман Л.Б.* Избранные труды / Л.Б.Больцман // М. : Наука. 1984. - 592 с.
5. *Стукалов П.С.* Магнитная обработка воды / П.С.Стукалов, Е.В.Васильев, Н.А.Глебов. – Л. : Судостроение, 1969. – 192 с.
6. *Дорфман Я.Г.* Магнитные свойства и строение вещества [Текст] / Я.Г.Дорфман. – М. : Государственное издательство технико-технической литературы, 1955. – 377 с.
7. *Debye P.* Phys.Z. / P.Debye, E.Hückel.-24, 1923. – 185 с.
8. *Журавская Н.Е.* Использование омагниченой воды в капиллярно-пористых материалах / Н.Е.Журавская // Містобудування та територіальне планування: Наук.-техн. збірник. Відпов. ред. М.М.Осетрін. – К., КНУБА, 2014. – Вип. 53. – С. 167-172.
9. *Давидзон, М.И.* Электромагнитная обработка водных систем в текстильной промышленности. / М.И. Давидзон. – Москва. : Легпромбытиздат, 1988. – 178 с.
10. Винахід (корисна модель) 02260 Україна. Система обробки води в електромагнітних полях / Малкін Е.С., Фуртат І.Е., Журавська Н.С., Коваленко Н.О.; заявники і патентотримувачі, заявл. 13.03.2015.
11. *Ландсберг Г.С.* Элементарный учебник физики / Г.С.Ландсберг // Т. 2 – М.: Наука. –1972, 528 с.

Процесс обработки воды в магнитных полях

Е.С. Малкін, Н.Є.Журавська, Н.О.Коваленко

Проанализированы существующие научные гипотезы влияния магнитного поля на молекулы воды, особенности омагниченой воды, которые можно использовать во многих сферах жизнедеятельности, энергетики и т.д. Применение технологий с использованием омагниченой воды способствуют экономии и сохранению ресурсов Земли.

Ключевые слова: структура воды, кинетика изменений структуры воды, кластер, энергосбережение, электрические и магнитные поля.

A process of treatment of water is in the magnetic fields

E.Malkin, N.Zhuravska, N.Kovalenko

The existent scientific hypotheses of influence of magnetic-field are analyzed on the molecules of water, features magnetic water that can be used in many spheres of vital functions, power engineering specialists etc. Application of technologies with the use of magnetic water assist an economy and maintenance of resources of Earth.

Keywords: water structure, kinetics of changes in the structure of water, cluster; energy-saving, electric and magnetic fields.

Надійшла до редакції 28.04.2015 р.

УДК 519.6: 536.24

Метод численного моделирования трехмерного тепло- и массообмена при различных режимах течения.

Н. И. Никитенко¹, Ю. Н. Кольчик², Н. Н. Сороковая³

¹ д.т.н., профессор, Институт технической теплофизики НАН Украины

² к.т.н., доцент, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, yulia@orblink.kiev.ua

³ к.т.н., с.н.с. Институт технической теплофизики НАН Украины, n.sorokova@yandex.ua

Излагается метод численного моделирования динамики трехмерного течения и теплообмена вязкой жидкости на базе уравнений Навье-Стокса при ламинарном, переходном и турбулентном режимах движения. Результаты численного моделирования достаточно хорошо согласуются с опытными данными.

Ключевые слова: Трехмерное течение и теплообмен, переходной и турбулентный режимы движения, метод торможения скоростей изменения искомым функций.

Вступление. Математические модели для описания тепло- и массообменных процессов при турбулентном режиме конвекции обычно базируются на идее Рейнольдса об усреднении уравнений Навье – Стокса (RANS). Согласно этой идеи мгновенные значения скорости, давления, плотности и температуры представляются суммами их средних и пульсационных значений. В результате исходные уравнения Навье - Стокса с использованием некоторых дополнительных условий осреднения искомым функций во времени, преобразуются в уравнения относительно осредненных значений искомым функций. В осредненных уравнениях переноса пульсации скорости, температуры и концентрации компонента вызывают появление членов, которые трактуются как турбулентное трение, турбулентная теплопроводность и турбулентная диффузия.

Установление взаимосвязи между характеристиками осредненного и пульсационного переноса является достаточно сложной задачей. Ее решение сопряжено с необходимостью использования большого объема эмпирической информации, что приводит к снижению достоверности и универсальности получаемых результатов расчетов турбулентной конвекции. В последние годы все чаще высказывается заключение, что математическое моделирование процессов турбулентного течения и теплообмена на базе осредненных уравнений переноса импульса, массы и энергии является малоперспективным, и более предпочтительными представляются методы математического моделирования на основе исходных дифференциальных уравнений движения, неразрывности, тепло- и массопереноса [1–5].

Для численного решения задач естественной конвекции в двухмерной постановке при значительных числах Рейля в работе [2] предлагается новый подход, который базируется непосредственно на уравнениях Навье-Стокса и методе торможения скоростей изменения искомых функций в некоторых узловых точках области, в которых эти скорости превышают допустимые с физической точки зрения значения. Идея метода торможения успешно использовалась при численном моделировании некоторых двумерных задач теплообмена при естественной [2] и вынужденной [3] конвекции несжимаемой и сжимаемой жидкости [4]. При моделировании течений на основе использования метода искусственной сжимаемости точность расчетов существенно снижается за счет того, что принимается постоянной во всей области течения характерная скорость, которая в действительности может существенно меняться в расчетной области.

В настоящей работе излагается метод численного моделирования динамики трехмерного течения и тепломассообмена вязкой жидкости при ламинарном, переходном и турбулентном режимах движения. Для расчета переходного и турбулентного режимов движения жидкости привлекается метод торможения скоростей изменения искомых функций.

Математическая модель и метод расчета. Система уравнений, описывающая трехмерное течение неоднородной жидкости и тепломассоперенос в приближении Буссинеска в переменных – вектор вихря ω , вектор потенциала ψ , температура T , концентрация примеси C , строится путем исключения из уравнений Навье-Стокса для несжимаемой жидкости функции давления [2], и может быть записана в декартовых координатах для случая, когда можно пренебречь учетом двойного электрического слоя, следующим образом:

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial t} + u \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + v \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + w \frac{\partial \omega_x}{\partial z} - \omega_x \frac{\partial u}{\partial x} - \omega_y \frac{\partial u}{\partial y} - \omega_z \frac{\partial u}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 \omega_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial z^2} \right) + g\beta_T \left(\frac{g_z}{g} \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{g_y}{g} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + g\beta_C \left(\frac{g_z}{g} \frac{\partial C}{\partial y} - \frac{g_y}{g} \frac{\partial C}{\partial z} \right), \quad (1)$$

$$\frac{\partial \omega_y}{\partial t} + u \frac{\partial \omega_y}{\partial x} + v \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + w \frac{\partial \omega_y}{\partial z} - \omega_x \frac{\partial v}{\partial x} - \omega_y \frac{\partial v}{\partial y} - \omega_z \frac{\partial v}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 \omega_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial z^2} \right) + g\beta_T \left(\frac{g_x}{g} \frac{\partial T}{\partial z} - \frac{g_z}{g} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + g\beta_C \left(\frac{g_x}{g} \frac{\partial C}{\partial z} - \frac{g_z}{g} \frac{\partial C}{\partial x} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial \omega_z}{\partial t} + u \frac{\partial \omega_z}{\partial x} + v \frac{\partial \omega_z}{\partial y} + w \frac{\partial \omega_z}{\partial z} - \omega_x \frac{\partial w}{\partial x} - \omega_y \frac{\partial w}{\partial y} - \omega_z \frac{\partial w}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 \omega_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial z^2} \right) + g\beta_T \left(\frac{g_y}{g} \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{g_x}{g} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + g\beta_C \left(\frac{g_y}{g} \frac{\partial C}{\partial x} - \frac{g_x}{g} \frac{\partial C}{\partial y} \right), \quad (3)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Psi_x}{\partial z^2} = \omega_x, \quad (4)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Psi_y}{\partial z^2} = \omega_y, \quad (5)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Psi_z}{\partial z^2} = \omega_z, \quad (6)$$

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (7)$$

$$\frac{\partial C}{\partial t} + u \frac{\partial C}{\partial x} + v \frac{\partial C}{\partial y} + w \frac{\partial C}{\partial z} = D \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} \right), \quad (8)$$

$$\omega_x = \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z}, \quad \omega_y = \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x}, \quad \omega_z = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}. \quad (9)$$

$$u = \frac{\partial \Psi_z}{\partial y} - \frac{\partial \Psi_y}{\partial z}, \quad v = \frac{\partial \Psi_x}{\partial z} - \frac{\partial \Psi_z}{\partial x}, \quad w = \frac{\partial \Psi_y}{\partial x} - \frac{\partial \Psi_x}{\partial y}, \quad (10)$$

Здесь t – время; u, v, w – составляющие скорости в проекции на оси декартовых координат x, y, z ; $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – составляющие вектора вихря; Ψ_x, Ψ_y, Ψ_z – составляющие векторного потенциала; T – температура; C – объемная концентрация компонента; ν – коэффициент кинематической вязкости; g – ускорение, создаваемое массовыми силами; β_T – температурный коэффициент объемного расширения; β_C – диффузионный коэффициент объемного расширения; ρ – плотность среды; c_p – удельная теплоемкость; λ – коэффициент теплопроводности; D – коэффициент диффузии.

Граничные условия для уравнений (1) – (6) записываются в предположении, что компоненты вектора скорости на внешних границах области являются заданными. Для области с непроницаемыми стенками значения компонентов вектора скорости в соответствии с условием прилипания равны нулю. Следует отметить, что процессы тепло- и массообмена при естественной конвекции в ограниченном пространстве встречаются во многих технических и биологических объектах. Также они происходят в помещениях зданий.

Для случая, когда область имеет форму параллелепипеда и его стенки непроницаемы, граничные условия уравнений (1) – (3) для составляющих вектора вихря с учетом уравнений (9) записываются следующим образом

$$\omega_x = 0, \quad \omega_y = -\frac{\partial w}{\partial x}, \quad \omega_z = \frac{\partial v}{\partial x} \quad \text{при } x = const; \quad (11)$$

$$\omega_x = \frac{\partial w}{\partial y}, \quad \omega_y = 0, \quad \omega_z = -\frac{\partial u}{\partial y} \quad \text{при } y = const; \quad (12)$$

$$\omega_x = -\frac{\partial v}{\partial z}, \quad \omega_y = \frac{\partial u}{\partial z}, \quad \omega_z = 0, \quad \text{при } z = const. \quad (13)$$

Граничные условия на стенке с прилипанием уравнений (4) – (6) для составляющих векторного потенциала с учетом выражений (10) имеют следующий вид [6]

$$\frac{\partial \psi_x}{\partial x} = 0, \quad \psi_y = 0, \quad \psi_z = 0 \quad \text{при } x = const; \quad (14)$$

$$\psi_x = 0, \quad \frac{\partial \psi_y}{\partial y} = 0, \quad \psi_z = 0 \quad \text{при } y = const; \quad (15)$$

$$\psi_x = 0, \quad \psi_y = 0, \quad \frac{\partial \psi_z}{\partial z} = 0, \quad \text{при } z = const. \quad (16)$$

Для уравнений переноса энергии (7) и переноса массы вещества (8) могут быть заданы граничные условия тепло и массообмена первого, второго и третьего рода.

Для решения системы уравнений (1) – (10) при заданных краевых условиях предлагается явный разностный метод, излагаемый ниже для случая, когда область, в которой протекают процессы трехмерного течения и теплообмена, представляет собой прямоугольный параллелепипед с непроницаемыми стенками. Для аппроксимации дифференциальных уравнений разностными вводится пространственно-временная сетка с координатами

$$x_i = ih_x, \quad y_j = jh_y, \quad z_m = mh_z, \quad t_n = nl, \quad (17)$$

где h_x, h_y, h_z — шаги по координатам x, y, z ; l — шаг по времени; $i = 0, 1, \dots, I; j = 0, 1, \dots, J; m = 0, 1, \dots, M; n = 0, 1, \dots$; $x_I = X, y_J = Y, z_M = Z$.

Численное решение уравнений переноса вихря, энергии и массы проводится на основе трехслойной пересчетной разностной схемы Никитенко, предложенной в [7]. При этом дифференциальному уравнению переноса ставятся в соответствие два разностных уравнения и искомая функция на каждом временном шаге вычисляется в двух приближениях. Разностное уравнение для первого приближения является двухслойным. Оно аппроксимирует неполное уравнение переноса, в котором сохраняются только конвективные члены и временная производная. Для второго приближения используется трехслойное разностное уравнение, строящееся путем аппроксимации всех членов исходного дифференциального уравнения. В соответствии с этой схемой разностные уравнения, аппроксимирующие уравнение (1) переноса вихря в проекции на ось x и уравнение переноса энергии (7) записываются следующим образом:

$$\begin{aligned} & \delta_i \bar{\omega}_x + u \delta_x \omega_x + v \delta_y \omega_x + w \delta_z \omega_x - \omega_x \delta_x u - \omega_y \delta_y u - \omega_z \delta_z u = \\ & = g\beta_T \left(\frac{g_z}{g} \delta_y T - \frac{g_y}{g} \delta_z T \right) + g\beta_C \left(\frac{g_z}{g} \delta_y C - \frac{g_y}{g} \delta_z C \right), \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} & (1 + \Omega_\omega) \delta_i \omega_x - \Omega_\omega \delta_i \omega_x^{n-1} + u \delta_x \omega_x + v \delta_y \omega_x + w \delta_z \omega_x - \omega_x \delta_x u - \omega_y \delta_y u - \omega_z \delta_z u = \\ & = (v \delta_{xx} \bar{\omega}_x + \delta_{yy} \bar{\omega}_x + \delta_{zz} \bar{\omega}_x) + g\beta_T \left(\frac{g_z}{g} \delta_y \bar{T} - \frac{g_y}{g} \delta_z \bar{T} \right) + g\beta_C \left(\frac{g_z}{g} \delta_y \bar{C} - \frac{g_y}{g} \delta_z \bar{C} \right); \end{aligned} \quad (19)$$

$$\delta_t \bar{T} + u \delta_x T + v \delta_y T + w \delta_z T = 0, \quad (20)$$

$$(1 + \Omega_T) \delta_t T - \Omega_T \delta_t T^{n-1} + u \delta_x T + v \delta_y T + w \delta_z T = (\delta_{xx} \bar{\omega}_x + \delta_{yy} \bar{\omega}_x + \delta_{zz} \bar{\omega}_x) \kappa / (c_p \rho). \quad (21)$$

В разностных уравнениях (18) – (21) искомые сеточные функции $\phi_{i,j,m}^n$ и $\bar{\phi}_{i,j,m}^{n+1}$ ($\phi = \omega_x, \omega_y, \omega_z, u, v, w, T, C$) для точки (x_i, y_j, z_m, t_n) записаны для простоты без индексов, т.е. $\phi = \phi_{i,j,m}^n, \bar{\phi} = \bar{\phi}_{i,j,m}^{n+1}; \Omega_\phi$ ($\phi = \omega, T, C$) – весовой параметр разностного уравнения; $\delta_t \phi^n = (\phi_{i,j,m}^{n+1} - \phi_{i,j,m}^n) / l$; $\delta_t \bar{\phi} = (\bar{\phi}_{i,j,m}^{n+1} - \phi_{i,j,m}^n) / l$; $\delta_x \phi = (\phi_{i+1,j,m}^n - \phi_{i-1,j,m}^n) / (2h_x)$; $\delta_{xx} \phi = (\phi_{i+1,j,m}^n + \phi_{i-1,j,m}^n - 2\phi_{i,j,m}^n) / h_x^2$. Разностные аппроксимации дифференциальных уравнений (2), (3) и (8) записываются аналогично (18), (19) и (20), (21).

Необходимые условия устойчивости решения разностных уравнений находятся при помощи метода условного задания некоторых искомых функций [8]. При $\Omega_\phi^n = 0$, когда уравнения (19), (21) являются двухслойными [7], шаг по времени l должен удовлетворять условие

$$l \leq \min\{l_V, l_\omega, l_T, l_C\}, \quad (22)$$

$$\text{где } l_V = (u_{ijm}^n / h_x + v_{ijm}^n / h_y + w_{ijm}^n / h_z)^{-1}, \quad l_\omega = [2v(1/h_x^2 + 1/h_y^2 + 1/h_z^2)]^{-1},$$

$$l_T = [2(1/h_x^2 + 1/h_y^2 + 1/h_z^2) \kappa / (c_p \rho)]^{-1}, \quad l_D = [2D(1/h_x^2 + 1/h_y^2 + 1/h_z^2)]^{-1}.$$

Если $l_V > l_\phi = \min\{l_\omega, l_T, l_C\}$, тогда можно найти такие значения параметров Ω_ϕ^n , при которых шаг по времени $l = l_V$. Согласно условию устойчивости явной трехслойной разностной схемы это достигается, когда [7] $\Omega_\phi = (l_V / l_\phi - 1) / 2$. Если $l_V / l_\phi \leq 1$, тогда следует положить $\Omega_\phi = 0$.

Уравнения (4) – (6) для составляющих векторного потенциала ψ_x, ψ_y, ψ_z решаются на каждом временном слое методом установления с использованием трехслойной явной разностной схемы [7]. На сетке, отличающейся от (17) тем, что вместо реального времени t , вводится дискретная переменная $\tau_k = kl_\psi$, $k = 0, 1, 2, \dots, l_\psi > 0$, разностная аппроксимация уравнения (4) может быть записана в виде

$$(1 + \Omega_\psi) \delta_t \psi_{xijm}^k - \Omega_\psi \delta_t \psi_{xijm}^{k-1} = \delta_{xx} \psi_{xijm}^k + \delta_{yy} \psi_{xijm}^k + \delta_{zz} \psi_{xijm}^k - \omega_{xijm}^{n+1}, \quad (23)$$

где Ω_ψ – весовой параметр, $\Omega_\psi \geq 0$. Значения весового параметра Ω_ψ находятся в соответствии с условиями устойчивости уравнения (23) [7]:

$$\Omega_\psi = (l_\psi / l_{\psi 0} - 1) / 2 \quad \text{при } l_\psi > l_{\psi 0}; \Omega_\psi = 0 \quad \text{при } l_\psi \leq l_{\psi 0}, \quad (24)$$

причем величина временного шага $l_{\psi 0} = [2(1/h_x^2 + 1/h_y^2 + 1/h_z^2)]^{-1}$ отвечает условию устойчивости явной двухслойной разностной схемы, являющейся предельным случаем трехслойной схемы при $\Omega_{\psi} = 0$. Процесс установления решения уравнения (23) считается завершенным при удовлетворении условия

$$\sum_i \sum_j \sum_m (\psi_{xijm}^{k+1} - \psi_{xijm}^k) / l_{\psi 0} \leq \Delta, \quad (25)$$

где Δ – малое положительное число. В этом случае полагается, что $\psi_{xijm}^{n+1} = \psi_{xijm}^{k+1}$. В качестве начального приближения, отвечающего значению $k = 0$, принимается $\psi_{ijm}^k = \psi_{ijm}^n$. Численные эксперименты показали, что максимальная скорость установления решения уравнения (23) достигается при значениях $\Omega_{\psi} = 2 \div 2,5$, которым отвечает увеличение временного шага по сравнению с максимальным для явной двухслойной схемы в 5-6 раз.

Значения ψ_x в граничных узловых точках на слое $k+1$, в соответствии с условиями (14) – (16), определяются по следующим сеточным уравнениям

$$\psi_{x,1,j,m}^{k+1} = (4\psi_{x,2,j,m}^{k+1} - \psi_{x,3,j,m}^{k+1})/3, \quad \psi_{x,l,j,m}^{k+1} = (4\psi_{x,l-1,j,m}^{k+1} - \psi_{x,l-2,j,m}^{k+1})/3, \quad (26)$$

$$\psi_{x,i,0,m}^{k+1} = \psi_{x,i,j,m}^{k+1} = \psi_{x,i,j,0}^{k+1} = \psi_{x,i,j,M}^{k+1} = 0. \quad (27)$$

Уравнения (26) аппроксимируют первое из условий в (14) с погрешностью порядка $O(h_x^2)$.

Сеточные функции ψ_{yijm}^{n+1} и ψ_{zijm}^{n+1} на временном слое $n+1$ определяются с использованием уравнений, которые строятся так же, как и уравнения (23) – (27) при нахождении ψ_{xijm}^{n+1} .

Температура T и концентрация C в граничных узловых точках при условиях теплообмена первого рода считаются заданными. При граничных условиях второго и третьего рода входящие в эти условия производные $\partial T / \partial \zeta$ и $\partial C / \partial \zeta$, где ζ — нормаль к граничной поверхности, заменяются односторонними разностными отношениями, которые, как и разностные уравнения (26), (27), имеют погрешность порядка $O(h_x^2)$. Составляющие вектора скорости u_{ijm}^{n+1} , v_{ijm}^{n+1} и w_{ijm}^{n+1} во внутренних узловых точках области определяются по разностным уравнениям, аппроксимирующим выражения (10):

$$u_{ijm}^{n+1} = \delta_y \psi_{zijm}^{n+1} - \delta_z \psi_{yijm}^{n+1}, \quad v_{ijm}^{n+1} = \delta_z \psi_{xijm}^{n+1} - \delta_x \psi_{zijm}^{n+1}, \quad w_{ijm}^{n+1} = \delta_x \psi_{yijm}^{n+1} - \delta_y \psi_{xijm}^{n+1}. \quad (28)$$

Цикл вычислений на слое $n+1$ завершается определением значений составляющих векторного потенциала ψ_x , ψ_y , ψ_z в граничных узловых точках по разностным уравнениям, аппроксимирующим условия (11) – (13) с погрешностью порядка $O(h_x^2 + h_y^2 + h_z^2)$. Для узловых точек, расположенных на плоскостях $x = 0$ и $x = X$ эти уравнения имеют следующий вид:

$$\omega_{x,1,j,m}^{n+1} = 0; \omega_{y,1,j,m}^{n+1} = -\frac{4w_{2,j,m}^{n+1} - w_{3,j,m}^{n+1}}{2h_x}, \omega_{z,1,j,m}^{n+1} = \frac{4v_{2,j,m}^{n+1} - v_{3,j,m}^{n+1}}{2h_x} \quad \text{при } x=0, \quad (29)$$

$$\omega_{x,l,j,m}^{n+1} = 0; \omega_{y,l,j,m}^{n+1} = \frac{4w_{l-1,j,m}^{n+1} - w_{l-2,j,m}^{n+1}}{2h_x}, \omega_{z,l,j,m}^{n+1} = -\frac{4v_{l-1,j,m}^{n+1} - v_{l-2,j,m}^{n+1}}{2h_x} \quad \text{при } x=X. \quad (30)$$

Для точек, расположенных на плоскостях $y=0, y=Y$ и $z=0, z=Z$, разностные аппроксимации граничных условий (12) – (13) записываются аналогично выражениям (29), (30).

Процессы тепло- и массообмена при естественной конвекции в ограниченном пространстве встречаются во многих технических и биологических объектах, в светопрозрачных ограждающих конструкциях. Для практических приложений представляет интерес случай переноса энергии и массы через щелевые прослойки, заполненные жидкостью или газом. Температуры и концентрации примеси T_1, C_1 вблизи левой стенки щели и T_2, C_2 вблизи правой стенки принимаются обычно постоянными. Для характеристики процессов тепло- и массообмена используются следующие критерии подобия: $Gr = g\beta X^3(T_2 - T_1)/\nu^2$ – число Грасгофа; $Gr_D = g\beta_c X^3(C_2 - C_1)/\nu^2$ – диффузионное число Грасгофа; $Pr = \nu c_p/\lambda$ – число Прандтля; $Sc = \nu/D$ – число Шмидта; $Ra = GrPr$ – число Рейля. За характерный размер принимается толщина прослойки X .

Локальные значения теплового потока изменяются по поверхности стенки щели вследствие сложной вихревой структуры течения в прослойке. В связи с этим при обобщении экспериментальных или численно найденных данных вводится эквивалентный коэффициент теплопроводности λ_{eq} . Отношение $\varepsilon_k = \lambda_{eq}/\lambda$, где λ – коэффициент теплопроводности среды, заполняющей прослойку, характеризует влияние конвекции на перенос энергии через щель при различных Ra .

Предотвращение развития неустойчивости численного решения при значениях числа Рейля, которым отвечает переходной или турбулентный режим течения, может быть достигнуто путем наложения на временные производные от искомых функций в некоторых узловых точках области, в которых эти скорости превышают допустимые значения, ограничений следующего вида:

$$\frac{\partial W}{\partial t} = A_W \frac{\partial W}{\partial t} \bigg|_{\partial W}, \text{ если } \left| \frac{\partial W}{\partial t} \right| > A_W, \quad W = u, v, w, \omega_x, \omega_y, \omega_z, T, C. \quad (31)$$

Здесь A_W – положительная величина, которая может быть выбрана исходя из требования минимизации числа узловых точек B_W , в которых на данном временном слое реализуется условие (31).

Степень влияния ограничения (31) на результаты решения характеризуется величиной b_W , определяемой как отношение числа узловых точек B_W , в которых производится ограничение скорости роста функции W на временном слое n , к общему числу узлов разностной сетки – $B = I \times J \times M$. Численные эксперименты

показали, что A_W слабо зависит от числа узловых точек пространственной сетки, геометрических параметров области течения и числа Ra . При расчете турбулентного переноса относительное число $b_W = B_W / B$ узлов, в которых осуществляется коррекция скорости, вначале достаточно быстро возрастает, затем, достигнув максимума, монотонно снижается. По мере уменьшения шагов разностной сетки все более мелкомасштабные вихри оказываются учтенными при численном решении уравнений (1) – (10) и это приводит к снижению величины b_W . Для достижения лучшего согласования результатов расчета эквивалентного коэффициент теплопроводности λ_{eq} с опытными данными, целесообразно в режиме развитой ламинарной конвекции (при $Ra \leq 10^5$) ограничивать скорости изменения функции u, v, w, T, C , а при переходном и турбулентном режиме – функции $\omega_x, \omega_y, \omega_z, T, C$.

Результаты конкретных расчетов иллюстрируются на примере тепловой конвекции в замкнутой щелевой области в виде параллелепипеда. Две вертикальные стенки области, образующие щель, имеют постоянные температуры T_1 на левой и T_2 на правой стенке. Остальные грани теплоизолированы.

На рис.1 приведены данные о зависимости величины ϵ_k от числа Рэлея, которые получены в результате численного решения (они представлены точками ●) и путем обобщения уравнения подобия [9] экспериментальных результатов Бояринцева, Муль-Рейера, Девиса, Бекмана, Крауссольда и др. для вертикальных и горизонтальных плоских щелей, кольцевых и сферических слоев, заполненных газом или капельной жидкостью. При определении чисел подобия принимается толщина прослойки, а за определяющую температуру — величина $\tilde{T} = (T_1 + T_2) / 2$. При малых значениях числа Рэлея ($Ra < 10^3$) величина $\epsilon_k \approx 1$, т.е. влияние конвекции практически не проявляется. При $10^3 < \epsilon_k < 10^6$ величина $\epsilon_k = 0,105 Ra^{0,3}$ (линия 1) и при $10^6 < \epsilon_k < 10^{10}$ величина $\epsilon_k = 0,40 Ra^{0,2}$ (линия 2). Михеевым для всей области значений $Ra > 10^3$ предлагается использовать зависимость $\epsilon_k = 0,18 Ra^{0,25}$ (линия 3).

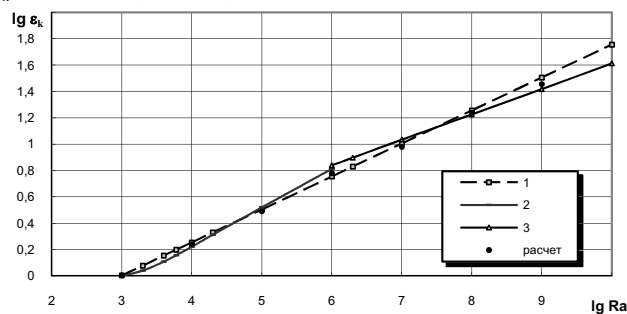


Рис.1– Эквивалентная теплопроводность ϵ_k слоя жидкости в зависимости от числа Рэлея

Из рис. 1 следует, что результаты численного моделирования течения и теплообмена достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными при различных режимах движения жидкости.

Выводы. 1. Представлена система уравнений, описывающая трехмерное течение неоднородной жидкости и тепломассоперенос в приближении Буссинеска в переменных – вектор вихря ω , вектор потенциала ψ , температура T , концентрация примеси C .

2. Для решения системы уравнений при заданных краевых условиях предлагается метод численного моделирования динамики трехмерного течения и тепломассообмена вязкой жидкости при ламинарном, переходном и турбулентном режимах движения. Для расчета переходного и турбулентного режимов движения жидкости привлекается метод торможения скоростей изменения искомым функций. Численное решение уравнений переноса вихря, энергии и массы проводится на основе трехслойной пересчетной разностной схемы Никитенко.

3. Результаты расчетов иллюстрируются на примере тепловой конвекции в замкнутой щелевой области в виде параллелепипеда. Результаты численного моделирования течения и теплообмена достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными при различных режимах движения жидкости.

Литература

1. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массопереноса. – Москва: Наука, –1984. –288 с.
2. Никитенко Н. И., Кольчик Ю. Н., Сорокова Ю.Н. Метод канонических элементов для моделирования гидродинамики и тепломассообмена в областях произвольной формы. // Инженерно - физический журнал. –2002. –Т. 75, –№ 6. – С. 74–80.
3. Никитенко Н. И., Снежкин Ю.Ф., Сорокова Ю.Н., Кольчик Ю. Н. Численный метод моделирования тепло- и массообмена при различных режимах течения в канале с проницаемыми стенками. Инженерно - физический журнал. – 2006. –Т. 79, –№ 3. –С. 91–101.
4. Никитенко Н. И., Снежкин Ю.Ф., Сорокова Ю.Н., Кольчик Ю. Н. Метод расчета теплообмена при различных режимах течения вязкого сжимаемого газа. Промышленная теплотехника. –2007. –Т. 29, – № 5. –С. 17 – 23.
5. Калинин Э.К., Лобанов И.Е. Проблемы исследования теплообменных процессов при течении однофазных сред на этапе успешного развития численного моделирования. Тезисы докладов и сообщений VI Минского международного форума по тепло- и массообмену. –2008. – Т.1. –С. 101–103.
6. Роуч П. Вычислительная гидродинамика.-Москва: Мир, –1980.– 616 с.
7. Никитенко Н.И. Сопряженные и обратные задачи тепломассопереноса. –Киев: Наукова думка, –1988. –240 с.
8. Никитенко Н.И. Теория тепломассопереноса. -Киев: Наукова думка, – 1983. –352 с.
9. Исаченко В.П., Оситова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача.-Москва: Энергия, –1975.– 488 с.

Метод чисельного моделювання тривимірного тепло- і масообміну при різних режимах течії.

М.І.Нікітенко, Ю.М.Кольчик, Н.М.Сорокова.

Наведено метод чисельного моделювання динаміки тривимірної течії і тепломасообміну в'язкої рідини на базі рівнянь Нав'є-Стокса при ламінарному, перехідному і турбулентному режимах руху. Результати чисельного моделювання достатньо добре узгоджуються з дослідними даними.

Ключові слова: Тримірна течія і тепломасообмін, перехідний і турбулентний режими руху, метод гальмування швидкостей зміни шуканих функцій

Method of numerical modeling of three-dimensional heat and mass transfer for different flow modes.

N.Nikitenko, Y.Kolchik, N.Sorokovaya

Presented a method for the numerical simulation of the dynamics of three-dimensional flow and heat and mass transfer of a viscous fluid on the basis of the Navier-Stokes equations for laminar, transitional and turbulent regimes of movement. The results of the numerical simulation is sufficiently good agreement with the experimental data.

Keywords: Three-dimensional flow and heat and mass transfer, transition and turbulent motion, the method of braking rates of change of the desired functions

Надійшла до редакції 22.04.2015 р.

УДК 697.34: 536.7

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕКУПЕРАТИВНО-ТРАНСФОРМАТОРНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ ДЛЯ ПРОМИСЛОВОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

В.Д.Петраш¹, І.В.Чернишева², В.О.Макаров³.

¹д.т.н., професор, Одеська державна академія будівництва та архітектури, petrant@ukr.net

²консультант з технічних питань, Одеська державна академія будівництва та архітектури, sorokina_ira85@mail.ru

³к.т.н., доцент, Одеська державна академія будівництва та архітектури, makvol.03@mail.ru

На основі експериментального дослідження теплогідралічного режиму теплонасосної установки запропонованої системи утилізації теплоти з поверхонь обертової печі для промислового теплопостачання підтверджено достовірність концептуального підходу застосування вихідної холодної води в якості низькопотенційного джерела енергії в спільному процесі з доохолодженням рециркуляційного потоку, який забезпечує енергоефективну стабілізацію охолодження поверхні печі. Визначені закономірності зміни коефіцієнтів перетворення, які підтверджують позитивний енергетичний ефект теплогідралічної стабілізації загальної суміші змішуваних потоків на вході в рекуперативний теплообмінник досліджуваної системи.

Ключові слова: теплонасосна установка, обертова піч, теплогідралічний режим.

Вступ. Завданням експериментального дослідження в розробці рекуперативно-трансформаторної системи базової [1] та вдосконаленої структури з двома випарниками [2] було визначення достовірності концептуального підходу та умов використання вихідної холодної води в якості низькопотенційного джерела енергії в спільному процесі з доохолодженням рециркуляційного потоку для стабілізації теплогідралічного режиму рекуперативного теплообмінника, як охолоджувача повітря, який забезпечує енергоефективний відбір теплоти з поверхні печі. Схема дослідно-експериментальної теплонасосної установки представлена на рис. 1.

Замір температур і витрат води в теплонасосній установці проводився після стабілізації заданого теплогідралічного режиму, який досягався через 2,5-3 години. В процесі експерименту вимірювалися наступні параметри:

- витрата охолоджуваної води та яка нагрівалась після теплообмінників відповідного призначення. Вимірювання витрати води виконувалось ваговим способом;

- температури охолоджуваної в випарниках і води, яка нагрівається в конденсаторі виконувалось на вході і на виході з відповідних теплообмінників. Вимірювання температур рідини на відповідних ділянках проводилося за допомогою електронного потенціометра ЕПП-0,9, який пройшов Державну метрологічну атестацію з попередньо проградуйованими хромель-копелевими термопарами ХК.

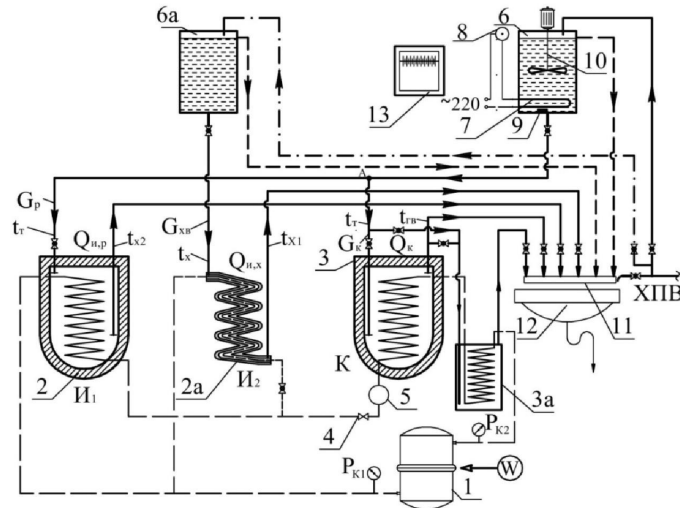


Рис. 1 Схема лабораторної установки термотрансформаторної системи теплопостачання:

--- контур охолоджуваної та води, яка нагрівається;

— контур парокompресійний;

- 1 - компресор; 2 і 2а - випарники; 3 - конденсатор; 4 - автоматичний регулюючий вентиль (ТРВ);
 5 - ресивер; 6 - бак постійного рівня із стабілізуючим нагріванням води; 6а - бак холодної води;
 7 - трубчастий електронагрівач (ТЕН); 8 - регулятор стабілізуючого нагрівання; 9 - термобаллон регулятора; 10 - турбулізатор рідини з електроприводом; 11 - система вимірювання витрати води;
 12 - раковина; 13 - електронний вимірювач температур (ЕПП-0.9) 12-ти точковий з термопарами
 ХК; $P_{к1}$, $P_{к2}$ - манометри; 14 - ХПВ - лінія господарсько-питного водопроводу.

Результати вимірювання температур також контролювалися ртутними лабораторними термометрами з ціною поділки $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ в процесі відкритого виливу рідини. Температура робочого тіла в характерних точках парокompресійного контуру вимірювалася також за допомогою відповідних пронумерованих термопар. Тиск робочого тіла до і після компресора вимірювалося сертифікованими та повіреними мановакууметрами і манометром. Вимірювання виконувалися стандартними лабораторними приладами, загальна похибка яких у визначенні основних витратних і температурних даних не перевищувала 2-5%. Спочатку встановлювався необхідна витрата водних потоків, потім визначалися пускові та робочі характеристики теплового насоса, а також досліджувалася стійкість роботи всієї установки в заданому режимі. Моделювалися процеси відбору теплоти в кожному випарнику з передачею її робочим тілом теплоносію, який проходить через конденсатор з автоматичною ресстрацією відповідних температур при встановлених співвідношеннях потоків охолоджувальної води в випарниках і води, яка нагрівається в конденсаторі.

Вимірювані параметри дозволяли визначати значення теплових потоків у відповідних теплообмінниках розрахунковим шляхом, які були необхідні для знаходження загальних теплових і охолоджуваних енергетичних потоків. На їх

основі розрахунковим шляхом визначалися показники теплонасосного циклу, в тому числі коефіцієнтів перетворення. Було проведено три серії експериментів, які моделювали відповідні теплогідрравлічні режими доохолодження вихідної води та доохолоджувальної рециркуляційної частини, які утворюють суміш загального охолодженого потоку з постійною витратою необхідною для стабілізації теплогідрравлічного режиму в роботі калориферного теплообмінника. В процесі експериментального дослідження температура вихідної холодної води знаходилася в межах $(10 \div 13)$ °С, в баку рециркуляційного потоку - $(20-40)$ °С, а температура робочого тіла після компресора $(85-90)$ °С при відповідному компресійному тиску. Температура суміші охолодженої води після випарників знаходилася в межах $(5 \div 8)$ °С. При цьому енергетичний потік нагріву або охолодження рідини Q , Вт, знаходився розрахунковим шляхом згідно залежності

$$Q = Gc(t_n - t_k), \quad (1)$$

де: G – витрата вимірюваного водного потоку, кг/с;
 c – відповідна середня теплоємність води, Дж/(кг °С);
 t_n, t_k – початкова та кінцева температури рідини, °С.

Енергетичні потоки нагріву теплоносія в конденсаторі, а також в випарниках визначалася за відповідними залежностями

$$Q_k = G_k c_k (t_{zg} - t_m), \quad (2)$$

$$Q_{u,x} = G_{xv} c_{u,x} (t_x - t_{x1}), \quad (3)$$

$$Q_{u,p} = x G_{xv} c_{u,p} (t_m - t_{x2}), \quad (4)$$

де: G_k, G_{nx}, xG_{xv} – відповідні значення витрат води, що проходять через конденсатор, випарник доохолодження холодної води та випарник доохолодження рециркуляційного потоку, $G_p = xG_{xv}$, кг/с;

$t_{zg}, t_r, t_x, t_{x1}, t_{x2}$ – температури рідини на відповідних ділянках: гарячої води після конденсатора, рециркуляційного потоку, холодної води до і після випарника, після випарника охолодження рециркуляційного потоку, °С.

Температура теплоносія на спільній ділянці після змішувальника потоків визначалася експериментально та контролювалася розрахунком згідно залежності

$$t_{ni} = \frac{x t_{x2} + t_{x1}}{1 + x} \quad (5)$$

Для розглянутої теплонасосної установки коефіцієнт перетворення представляється в вигляді

$$\varphi = \frac{Q_k}{W} = \frac{Q_k}{Q_k - (Q_{u,p} + Q_{u,x})} = \left(1 - \frac{Q_{u,p} + Q_{u,x}}{Q_k} \right)^{-1}. \quad (6)$$

Рівняння (6) для коефіцієнта перетворення з урахуванням залежностей (2), (3) та (4) для відповідних енергетичних потоків після спрощення остаточно представляється у вигляді

$$\varphi = \frac{(t_{zg} - t_m)}{(t_{zg} - t_m) - (t_x - t_{x1}) - x(t_m - t_{x2})} \quad (7)$$

Графічні залежності результатів експериментального дослідження коефіцієнта перетворення і температури спільного потоку охолодженої води представлені на рис. 2 і 3. Зважаючи на складність підтримки необхідної температури вихідної холодної води в баку ба за умовами літнього періоду ($t_{xb} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) в експерименті був передбачений режим одночасного надходження ($G = 80 \text{ кг / год}$) підігрітої води до необхідної температури з бака б у випарник І2 та в конденсатор К з відповідною відносною витратою x рециркулюючою водою через випарник І1.

Як впливає з рис. 2, експериментально підтверджена аналітична залежність зміни коефіцієнта перетворення від співвідношення доохолоджуваної в випарнику рециркуляційної частини води та вихідної природно підігрітою холодної води. Закономірність описується кривою у вигляді гіперболи, яка задовільно узгоджується з 5-12% відхиленням від встановлених значень коефіцієнта перетворення згідно встановленої аналітичної залежності. Відхилення з заниженими значеннями коефіцієнта перетворення за експериментальними даними щодо розрахункових значень пояснюються складністю обліку в експерименті незначної рециркуляційної частини води, що проходить із системи гарячого водопостачання через конденсатор, яка дещо збільшує інтенсивність теплообмінного процесу, а відповідно і коефіцієнт перетворення.

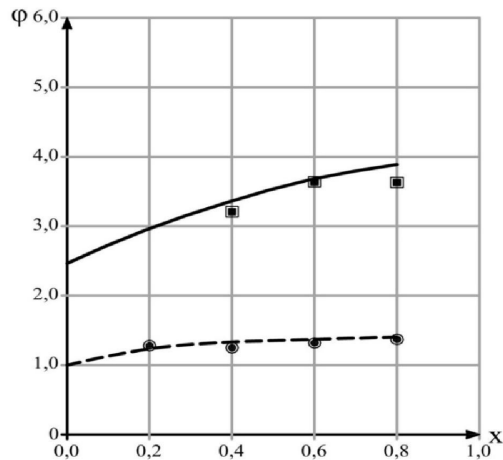


Рис. 2 Залежність коефіцієнта перетворення від інтенсивності рециркуляції середовища, яка нагрівається та від початкової температури холодної води.
 — $t_{xb} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; в експерименті підтримувалася початкова температура $t_{xb} = t_1 = 22,8; 25,0; 26,0 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідно при $x = 0,4; 0,6$ та $0,8$.
 - - - $t_{xb} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; в експерименті підтримувалася початкова температура $t_{xb} = t_1 = 9; 8,5; 8,5$ і $7,0; 0 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідно при $x = 0,2; 0,4; 0,6$ та $0,8$.

Як випливає з наведених графіків на рис 3, температура охолодження водних потоків після змішування забезпечує досить низьку температуру, необхідну для охолодження газоповітряного потоку в калориферному теплообміннику до (20-35) °С за умовами раціональної роботи випарників середньотемпературних теплових насосів.

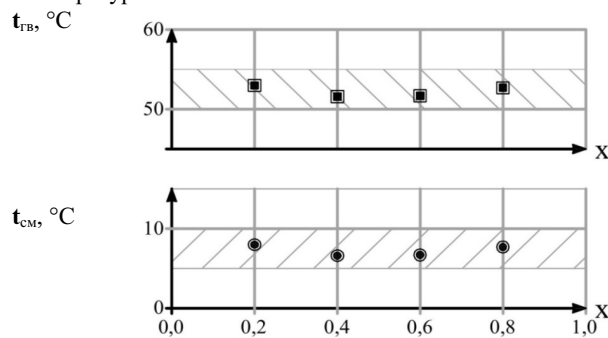




Рис. 3. Залежність підтримки температури суміші водного потоку на необхідному рівні від рециркулюючої частини води:

 - область раціональних значень початкових температур суміші водного потоку на вході в водо-повітряний теплообмінник для стабілізуючого охолодження обертової печі.
 - область раціональних значень термотрансформаторного нагріву води (в якості першого ступеня).

На рис. 3 підтверджена закономірність стабілізації температури суміші доохолоджуваних потоків вихідної і рециркуляційної частини води на необхідному рівні перед водоповітряним теплообмінником, достатньому для підтримки початкової температури рециркуляційного повітря для стабілізуючого охолодження обертової печі незалежно від зміни кліматичних умов протягом року. При цьому підтверджена можливість термотрансформаторного нагріву води (в якості першого ступеня) до необхідної температури для абонентських систем, навіть без подальшого рекуперативного її догріву з виключенням додаткового джерела енергії.

Висновки. 1. Для розроблених базової та вдосконаленої систем енергозбереження експериментально підтверджені умови стабілізації температури і загальної витрати енергоносія при зміні співвідношення вихідної води, що оохолоджується та рециркуляційної частини потоку після рекуперативного теплообмінника.

2. Визначено відповідні закономірності зміни коефіцієнтів перетворення у вигляді сімейства гіперболи, які підтверджують позитивний ефект енергетичної ефективності процесу теплонасосної стабілізації загальної суміші потоків на початковому циклі роботи систем.

3. Підтверджено достовірність концептуального підходу про доцільність застосування вихідної холодної води в якості низькопотенційного джерела

енергії в спільному процесі з доохолодженням рециркуляційного потоку для стабілізації теплогідралічного режиму рекуперативного теплообмінника охолодження повітря, яке забезпечує енергоефективний відбір теплоти з поверхні печі.

Література

1. *Петраш, В. Д.* Теплоснабжение на основе утилизации энергии регулируемого охлаждения вращающихся печей [Текст] / В. Д. Петраш. - Одеса: ВМВ, 2006. – 288 с.
2. *Петраш В. Д.* Повышение энерготехнологической эффективности вращающейся печи и качества теплоснабжения на основе термотрансформаторного цикла утилизации теплоты / В. Д. Петраш, И. В. Сорокина (И. В. Чернышева), Д. В. Басист // Энерготехнологии и ресурсосбережение. Науч.-техн. журн. Ин-та Газа НАН Украины. - К. 2008, №4. - С. 22-25.

Експериментальное исследование рекуперативно-трансформаторной системы охлаждения вращающейся печи для промышленного теплоснабжения

В.Д. Петраш, І.В. Чернишова, В.О. Макаров

На основе экспериментального исследования теплогидравлического режима теплонасосной установки предложенной системы утилизации теплоты с поверхности вращающейся печи для промышленного теплоснабжения, подтверждена достоверность концептуального подхода применения исходной холодной воды в качестве низкопотенциального источника энергии в совместном процессе доохлаждения рециркуляционного потока, обеспечивающего энергоэффективную стабилизацию охлаждения поверхности печи. Определены закономерности изменения коэффициентов преобразования, которые подтверждают положительный энергетический эффект стабилизации общей смеси смешиваемых потоков на входе в рекуперативный теплообменник исследуемой системы.

Ключевые слова: теплонасосная установка, вращающаяся печь, теплогидравлический режим.

Experimental research recuperative - transformer system of cooling rotary furnace for industrial heating

V.Petrash, I.Tchernysheva, V.Makarov

The accuracy of the conceptual approach of the initial application of cold water as a low-grade energy source in the joint process of sub-cooling of the recycle stream, provides energy-efficient selection of heat from the surface of the furnace is confirmed based on the experimental research of the thermal-hydraulic mode of the heat pump system recuperative heat exchanger cooling system for rotary furnace for industrial heating. Relevant patterns of change in the transformation coefficients, which confirm the positive effect of the energy efficiency of the heat pump stabilization of the total mixture of mixed flows on the original cycle of the systems are identified.

Keywords: heat pump installation, rotating oven, hydraulic mode.

Надійшла до редакції 23.12.2014 р.

УДК: 620.91:62-611

Теплова електростанція на деревних відходах. Актуальність її використання

Ю.В.Цюцюра¹, І.Е.Фуртат².

¹магістрант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний Інститут», uluc@ukr.net

²к.т.н., доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний Інститут», i.e.furtat@gmail.com

У статті описано актуальний стан паливо-енергетичного комплексу України, зміну вартості природних ресурсів протягом років. Розглянуто проблеми системи теплопостачання (застарілість, неекономічність) та наведено фактори для доцільності використання нетрадиційних відновлюваних джерел енергії. У даній статті альтернативним джерелом енергії для теплової електростанції є біомаса, а саме деревні відходи. Описано технологічний цикл ТЕС на деревних відходах, наведено методи утилізації відходів після спалювання палива.

Ключові слова: нетрадиційні відновлювані джерела енергії, ТЕС, ТЕЦ, первинна енергія, паливо, вугілля, газ, альтернативна енергетика, біомаса, біоенергетика, деревина, ТЕС на деревних відходах, технологічний цикл, енергія, котлоагрегат, турбіна, конденсат, пар, лісозаготівельний комплекс, утилізація.

Вступ. Україна належить до країн частково забезпечених традиційними видами первинної енергії, а отже змушена вдаватися до їх імпорту. Рівень енергозалежності України є середньоєвропейським і має тенденцію до зменшення (з 60,7% у 2004 році до 54,8% у 2005 році), але він характеризується відсутністю диверсифікації джерел постачання енергоносіїв, насамперед нафти, природного газу та ядерного палива. На території України функціонує 15 ТЕС та 21 ТЕЦ, кожна з яких в певній мірі використовує в якості палива вугілля, газ, мазут [1], тому виникають питання що до пошуку альтернативних джерел енергій.

У структурі споживання первинної енергії в Україні за минулі роки найбільший обсяг припадає на природний газ – 41% (39% у 2005 році), тоді як в країнах світу питома вага споживання газу становить 21%; обсяг споживання нафти в Україні становить 19%, вугілля – 19%, урану – 17%, гідроресурсів та інших відновлювальних джерел – 4% (таблиця 1).

Таблиця 1

Структура споживання первинної енергії в Україні та у світі в цілому

	Світ	Україна	Країни ЄС-15	США
Природний газ	21%	41%	22%	24%
Нафта	35%	19%	41%	38%
Вугілля	23%	19%	16%	23%
Уран	7%	17%	15%	8%
Гідроресурси та інші відновлювальні джерела	14%	4%	6%	7%
Всього	100%	100%	100%	100%

Розглянемо нижче існуючу ситуацію України з традиційним видом палива (вугілля та природний газ) для теплових електростанцій.

- Вугілля.

Основним вугільним басейном є Донецький (Донбас). Тут також розташовані Львівсько-Волинський (кам'яне вугілля) та Придніпровський (буре вугілля) басейни. Прогнозні запаси вугілля в Україні становлять 117,5 млрд т, промислові запаси на діючих шахтах – 6,5 млрд т. З них 3,5 млрд т (54%) – запаси енергетичного вугілля. Запаси вугілля становлять 95,4% від загального обсягу запасів органічного палива в країні. На 01.01.2006 р. на обліку діючих вугледобувних підприємств перебувало 1364 шахтопласти, із яких відпрацьовувалися 345, в т.ч. 91 – викидонебезпечні.

У березні 2014 року фактична собівартість 1 тонни товарної вугільної продукції склала 1619 грн. Порівняно з відповідним періодом 2013 року собівартість збільшилась на 268 грн. (на 19,9%), це пов'язано з тим, що за вісім місяців 2014 року видобуток кам'яного вугілля в Україні скоротився на 14,2 відсотка — до 35,2 млн. тонн. Тенденція до зменшення намітилася ще у квітні-травні, але справжній обвал видобутку стався в червні із загостренням бойових дій (див. рисунок 1) [2].

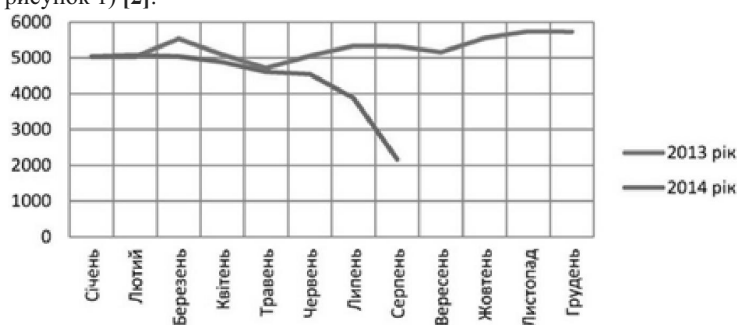


Рис. 1 - Статистика видобутку кам'яного вугілля у 2013-2014р.

Станом на 1 вересня 2014 року лише 24 шахти із 91, що належать до Міненергугілля, працюють у нормальному режимі; ще 49 шахт підтримуються в режимі життєзабезпечення (вентиляція й водовідлив); 6 працюють в обмеженому режимі; 12 шахт взагалі не працюють, підтоплюються; зупинено водовідливні комплекси на 10 підприємствах, які ліквідуються, і ще на одному підприємстві, що перебуває на підготовці до ліквідації.

Напружена ситуація у забезпеченні електроенергетики, комунальної сфери та населення вугіллям належної якості, вугільними та торфобрикетами, скрапленим газом призводить до їх заміщення природним газом, що збільшує енергозалежність України.

Отже ситуація з вугільними шахтами (процесом видобутку вугілля) на території України досить погана, тому необхідно закуповувати вугілля в інших країнах світу, наприклад у Південній Африці (69 доларів за 1тону вугілля).

• Газ.

В Україні Державним балансом враховано близько 290 родовищ природного газу. Більшість родовищ комплексні. З них 79 - газові, 98 - газоконденсатні, 53 - нафтоконденсатні, газонафтові та нафтогазові - 11. Початкові сумарні ресурси природного газу складають близько 6700 млрд м³.

Приблизно 30-32,5 мільярда кубометрів газу імпортує Україна з інших країн у 2013 році.

На рисунку 2 показано динаміку росту цін на природний газ та та країни експортери за різні роки.

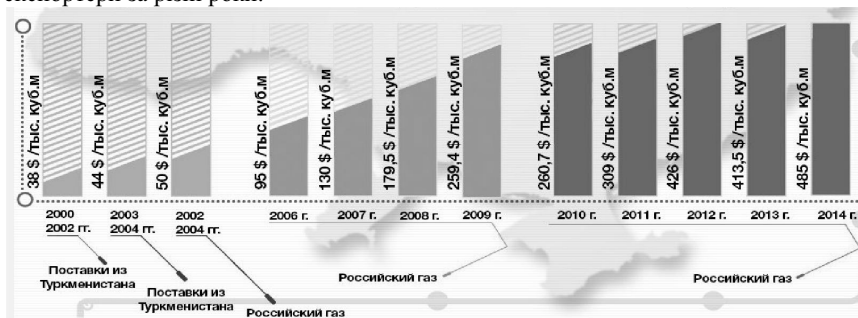


Рис. 2 - Динаміка росту цін на газ в Україні

Відповідно до газових контрактів базова ціна на російський природний газ для України склала 450 дол. США за 1 тис. куб. метрів (середня ж ціна у 2009 році склала 232,98 дол. США за 1 тис. куб. метрів – з урахуванням 20-відсоткової знижки, про яку домовилися сторони)[2].

Отже з урахуванням ціни на газ, та наявності постійних проблем з укладанням договорів з країнами експортерами газу виникає важливе питання щодо пошуку альтернативних видів палива (джерел енергії).

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

Альтернативна енергетика покликана сприяти вирішенню, передусім, двох важливих проблем – енергоефективності та екологічної безпеки, які є ключовими для України. Процес модернізації регіональної та національної економіки значною мірою може активізувати розвиток альтернативної енергетики, забезпечити дотримання принципів сталого розвитку та високих світових екологічних стандартів господарської діяльності.

До нетрадиційних відновлюваних джерел енергії (НВДЕ) будемо відносити гідроелектростанції (великі, середні та малі), геотермальну, сонячну, фотоелектричну та теплову енергію, енергії припливів, хвиль океану, вітру, тверду біомасу, гази з біомаси, рідкі біопалива та відновлювані 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.

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.

Таким чином, Україна має нагальну потребу в переході на енергетично ефективні та екологічно чисті технології, якими є, в тому числі, і НВДЕ. Але, незважаючи на декларацію щодо усвідомлення цієї потреби з боку різних гілок влади, та низку нормативно-законодавчих актів, які стосуються розвитку НВДЕ, реальних кроків щодо впровадження НВДЕ зроблено досить мало. Частка НВДЕ в енергетичному балансі країни становить лише 7,2 % (6,4 % – позабалансові джерела енергії; 0,8 % – відновлювані джерела).

Змінити ситуацію можна шляхом проведення відповідної енергетичної політики, вдосконалення нормативно-правової бази та залучення інвестицій у розвиток НВДЕ. Звісно, що цей процес не є швидким, але задля забезпечення майбутнього економічного процвітання України, її гідного місця у Європейській спільноті потрібно вже сьогодні активізувати вирішення цієї актуальної проблеми.

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 (біостанол, 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.

Біопаливо або біологічне паливо – органічні матеріали, такі як деревина, відходи та спирти, що використовуються для виробництва енергії. Офіційне визначення біопалива – будь-яке паливо мінімум з 80 % вмістом (за об'ємом) матеріалів, отриманих від живих організмів, зібраних в межах десяти років перед виробництвом [4].

Біомаса, на відміну від інших відновлюваних джерел енергії, є універсальним джерелом енергії, яке може використовуватися як для виробництва електричної та теплової енергії, так і для отримання біопалива на транспортні потреби. На сьогодні, скорочення використання природного газу – одна з найактуальніших тем для економіки України, тому пошук альтернативних джерел енергії та впровадження енергозберігаючі технології є актуальною задачею. Використання відновлюваних джерел енергії, в першу чергу, біомаси, є актуальним для України, оскільки дозволяє зменшити її залежність від імпортованих енергоносіїв та підвищити енергетичну безпеку. Біомаса є недорогим та легкодоступним місцевим паливом, яке можна ефективно залучити до виробництва теплової та електричної енергії. Вартість біомаси як палива у порівнянні з одиницею енергії (ГДж) суттєво менше вартості природного газу.

Енергія біомаси складає 60% відновлювальних джерел енергії. Згідно статистичних даних загальні річні обсяги відходів біомаси в Україні на сьогодні оцінюються в 120 млн. т, що еквівалентно 22 млн. т у.п.. Технічно доступні для використання в енергетиці ресурси біомаси оцінюються в 14 млн. т у.п. на рік.

Оцінка потенціальних об'ємів біомаси України з погляду можливого її використання з енергетичною метою – проблема вирішення не тільки економічної стабільності держави сьогодні, а й пошуку альтернативних джерел енергії на далеку перспективу.

Екологічна стабілізація навколишнього природного середовища та енергетичне забезпечення життєдіяльності людини – дві різновекторні проблеми, що непокоять широку світову спільноту протягом останніх п'ятдесяти років. Аналіз ситуації в Україні показує наступні гострі проблеми: залежність від імпорту нафти та газу, вартість якого прогнозується у розмірі до 600 доларів за 1000м³ у найближчому майбутньому та проблема наслідків використання традиційних видів палива для навколишнього середовища і людини. Саме тому головною проблемою теперішнього стану теплової енергетики є забезпечення розвитку енергетичних потужностей України на основі місцевих сировинних ресурсів.

В Україні частка відновлюваних джерел енергії у власному енергопостачанні є незначною, але Енергетична стратегія до 2030 р. прогнозує, що вона зростатиме. Найбільш поширене використання джерел відновлюваної енергії в гідроенергетиці та в опалювальних котельнях, що працюють на біомасі. В Україні розроблено технології відновлюваної енергії, але їхня якість та

надійність потребують удосконалення. Основними проблемами, що перешкоджають збільшенню використання відновлюваних джерел енергії є цінова конкурентоспроможність і фінансування технологій та проектів. Існуючі субсидії для традиційних джерел енергії та інші викривлення ринкових механізмів збільшують ці проблеми. В Україні запроваджено низку стимулів для розширення виробництва та використання відновлюваних джерел енергії, але більша їх частина ще має бути впроваджена. Необхідна ефективніша політика та дієвіші законодавчі акти, які б заохочували використання відновлюваних джерел енергії та забезпечували отримання в повному обсязі екологічних, економічних і соціальних вигод.

Біоенергія є, напевно, найбільш перспективним відновлюваним джерелом енергії в Україні. У 2001 р. використання деревини, відходів деревообробки та відходів сільського господарства (солома, стебла і початки кукурудзи, стебла та шкаралупа соняшника) для виробництва енергії становило еквівалент 8,1 ТВт·год/рік (Гелетуха та ін., 2005). Більша частина існуючих установок для біомаси призначені для виробництва теплоенергії. Розглядаються додаткові проекти для біогазової енергогенерації, а також для спалювання соломи та деревини для комбінованого виробництва теплової та електричної енергії (когенерації). Виробництво теплоенергії, скоріше за все, залишиться ключовим для використання біомаси. Україна має різні джерела біомаси, в тому числі відходи сільського господарства, цільове виробництво енергетичних сільськогосподарських культур (табл. 1.4).

Найбільшим потенціалом біоенергетичних ресурсів володіють Житомирська, Рівненська, Чернігівська, Львівська, Київська та Полтавська області. З них саме Полтавський регіон займає провідне місце серед інших регіонів України у можливостях використання біомас як альтернативного джерела палива та енергії.

Технологічна схема теплової електростанції

Сучасна ТЕС – це складне підприємство, яке включає в себе велику кількість різного устаткування (теплосилового, електричного, електронного тощо) і будівельних конструкцій. Основним устаткуванням ТЕС є котельня і теплосилова установка. За типом теплосилової установки (теплового двигуна) теплові електричні станції бувають: паротурбінні (основний вид електростанцій), газотурбінні і парогазові ТЕС, а також електростанції з двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ)[3].

Найпоширеніші в енергетиці паротурбінні електростанції поділяють за рівнем теплової потужності агрегатів: малої потужності (з агрегатами до 25 МВт), середньої потужності (з агрегатами до 50...100 МВт), великої потужності (з агрегатами більше 100 МВт); а також за початковими параметрами водяної пари: низького (до 3 МПа), середнього (3...5 МПа), високого (9...17 МПа) і надкритичного тиску (більше 24 МПа).

Послідовність одержання і використання водяної пари і перетворення одних видів енергії на інші можна простежити на прикладі технологічної схеми ТЕС, яка працює на твердому паливі (рисунок 3).

Паливо (вугілля), яке надходить на ТЕС, вивантажують з вагонів 14 розвантажувальними пристроями 15 і подають крізь дробильне приміщення 12

конвеєрами 16 в бункер сирого палива або до складу 13 резервного палива. Вугілля розмелюють у млинах 22. Вугільний пил через сепаратор 7 і циклон 8 з пилових бункерів 6 разом з гарячим повітрям, що подають вентилятором 20, надходить у топку 21 котла 9. Високотемпературні продукти згорання, які утворюються в топці, рухаючись по газоходах, нагрівають воду в теплообмінниках 10 (поверхні нагріву) котла до стану перегрітої пари. Пара, розширюючись на ступенях турбіни 2, обертає ротор турбіни і з'єднаний з ним ротор електричного генератора 1, у якому збуджується електричний струм. Вироблена електроенергія за допомогою підвищувальних трансформаторів 30 перетворюється на струм високої напруги і передається споживачам. У турбіні пара розширюється і охолоджується. Після турбіни пар надходить до конденсатора 28, у якому підтримують вакуум. Воду в конденсатор подають з природного або штучного джерела 24 циркуляційними насосами 25, розміщеними в насосній станції 23. Отриманий конденсат насосами 32 перекачують через установку знесолювання і підігрівники низького тиску (ПНТ) 31 в деаератор 4. Тут при температурі, близькій до температури насичення, видаляються розчинені у воді гази, що спричинюють корозію обладнання, і вода підігрівається до температури насичення. Втрати конденсату (витікання через неякісні ущільнення в трубопроводах станції або в лініях споживачів) поновлюють за рахунок хімічно очищеної в спеціальних установках 29 води, що додають у деаератор.

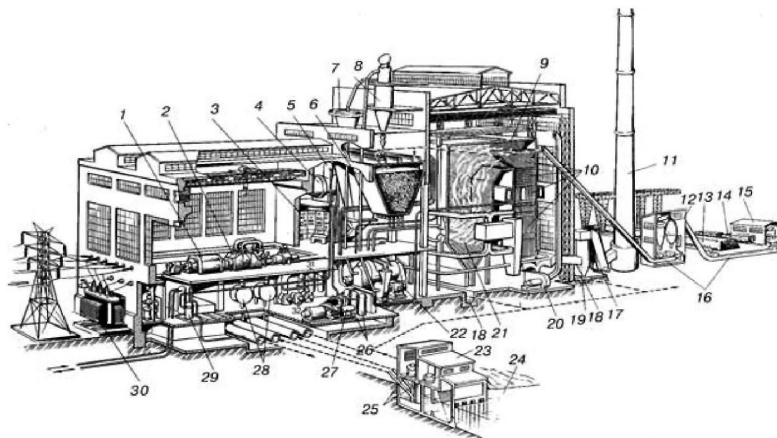


Рис. 3 – Теплова електрична станція:

- 1 – електричний генератор; 2 – парова турбіна; 3 – пульт керування; 4 і 5 – деаератори;
- 6 – пиловий бункер; 7 – сепаратор; 8 – циклон; 9 – котел; 10 – поверхні нагрівання (теплообмінники); 11 – димова труба; 12 – дробильне приміщення; 13 – склад резервного палива;
- 14 – вагон; 15 – розвантажувальний пристрій; 16 – конвеєр; 17 – димосос; 18 – канал;
- 19 – золоуловлювач; 20 – вентилятор; 21 – топка; 22 – млин; 23 – насосна станція;
- 24 – джерело води; 25 – циркуляційний насос; 26 – регенеративний підігрівник високого тиску;
- 27 – живильний насос; 28 – конденсатор; 29 – установка хімічної очистки води;
- 30 – підвищувальний трансформатор; 31 – регенеративний підігрівник низького тиску;
- 32 – конденсатний насос

Дегазовану і підігріту воду (живильну воду) подають живильними насосами 27 в регенеративні підігрівники високого тиску (ПВТ) 26, а потім у котел. Цикл перетворення робочого тіла повторюється. Під робочим тілом розуміють пару і воду, яку одержують спеціальною обробкою. Охолоджені в теплообмінниках 10 продукти згорання очищують від золи в зололовлювачах 19 і димососом 17 через димову трубу 11 викидають в атмосферу. Уловлену золу і шлак по каналах 18 гідрозоловиведення направляють на золовідвал. Роботу ТЕС контролюють з пульта керування 3. Підвищення потужності і параметрів (тиску, температури) робочого тіла можливе завдяки застосуванню проміжної перегрітої пари[4].

Зменшити енергетичну залежність країни може використання ТЕС на деревних відходах, це дозволить зменшити частину використання природного газу та вугілля. Дані ТЕС доцільно розташовувати в районах, де добре розвинені лісозаготівельні комплекси та деревообробні підприємства, оскільки дана ТЕС використовується не лише для вироблення електроенергії та певної кількості теплоти для опалення, вентиляції та гарячого водопостачання, а й для утилізації відходів вище згаданих комплексів.

Принцип роботи та компоновка обладнання такі ж самі як і на ТЕС з традиційними видами палива.

В якості палива для спалювання в ТЕС передбачається використання залишків деревини лісозаготівельного комплексу та господарств району, де вона збудована.

Електроенергія на ТЕС буде вироблятися за рахунок переходу теплової енергії пари від котлоагрегатів в механічну в турбіні, а далі в електричну в генераторі. В якості палива для котлоагрегатів передбачається використовувати залишків деревини лісозаготівельного комплексу та господарств цього регіону. На ТЕС передбачено складування деревини в штабелях (2 – 3 місячний запас) та накрита площадка для заготівлі і тимчасового зберігання тріски (запас, приблизно, 4 доби).

Передбачається устаткування для подрібнення деревини. В паровий котел сировина поступає через рухоме дно та похилений під кутом конвеєр (транспортер). Після котла отримуємо перегріту пару, яка йде на турбоагрегати для виробництва електроенергії. Димові гази, після очистки викидаються через димову трубу в атмосферу. Зола після очистки в мультициклонах у вологому стані поступає на спецтранспорт і вивозяться споживачам у якості добрива. Перегріта пара у турбоагрегатах віддає свою теплову та кінетичну енергію на виробництво електричної енергії. Відпрацьована пара поступає у конденсатори, далі у вигляді конденсату повертається через деаератор у котел[5].

Відведення стічних вод від водопідготовки передбачається на очисні споруди ТЕС.

Для компенсації втрат пари та конденсату у тепловій схемі станції, використовується вода з водопостачальної системи підприємства, яка подається на хімічну підготовку води, де готується до нормативної якості живильної води для котлів. Потім хімічно очищена вода подається на деаератор атмосферного типу де змішується з конденсатами турбіни, дегазується і живильними насосами подається у котел.

Отримані при спалюванні деревини відходи не є небезпечними для навколишнього середовища. Певну частину відходів можна використовувати для виготовлення будівельних матеріалів, іншу використовувати як мінеральне добриво в сільськогосподарській сфері, та для вирощування плантацій енергетичних лісів.

Висновки. Широкомасштабне впровадження НВДЕ в Україні дозволить зробити суттєвий крок у зменшенні енергетичної залежності країни, рівня забруднення навколишнього середовища та створенні умов для входження країни до європейської спільноти. Для зміни ситуації з впровадженням НВДЕ як перспективного напрямку енергозабезпечення України в масштабах, які зможуть забезпечити до 2020 року 20% виробництва енергії за рахунок НВДЕ, необхідно забезпечити достатнє фінансування та підтримку науково-технологічних розробок у сфері НВДЕ та створити умови для їх швидкого впровадження.

Біоенергетика, яка в даний час розвивається найбільш інтенсивно потребує оптимізації свого розвитку з врахуванням як потреб паливного, так і продовольчого сектору економіки, а також державного регулювання експорту біопаливної сировини.

Будівництво та експлуатація ТЕС на деревних відходах є досить ефективним рішенням у питанні що до зниження енергетичної залежності країни від традиційних джерел енергії. Це є одним з альтернативних та відновлюваних джерел енергії. Цикл вироблення електроенергії та тепла на даній ТЕС є замкненим та екологічним, оскільки в якості палива використовують відходи від лісозаготівельного комплексу, а самі відходи від ТЕС використовуються для виготовлення будівельних матеріалів та в якості добрива для землі.

Література:

1. *Рыжкин В.Я.* Тепловые электрические станции.–М.: Энергия, 1976.–448 с.
2. *Горциков А.С.* Техніко-економічні показники теплових електричних станцій. – М.: Энергія, 1974. – 240 с.
3. *Малярєнко В.А., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Н.Л., АНИПКО О.Б.* Основы энерготехнологии промышленности: Учебник. –Харьков: НТУ «ХПИ», 2002.–436 с.
4. *Гирифельд В.Я., Морозов Г.Н.* Тепловые электрические станции. – М.: Энергия, 1973. – 239 с.
5. *Соловьёв Ю.П.* Проектирование теплоснабжающих установок для промпредприятий. – М.: Энергия, 1979. – 314 с.

Тепловая электростанция на древесных отходах. Актуальность ее использования

Ю.В.Цюцюра, И.Э.Фуртат

В статье описано актуальное состояние топливно-энергетического комплекса Украины, изменение стоимости природных ресурсов в течение нескольких лет. Рассмотрены проблемы системы теплоснабжения (устарелость, неэкономичность) и приведены факторы для целесообразности использования нетрадиционных возобновляемых

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 18, 2015

источников энергии. В данной статье альтернативным источником энергии для тепловой электростанции является биомасса, а именно древесные отходы. Описаны технологический цикл ТЭС на древесных отходах, приведены методы утилизации отходов после сжигания топлива.

Ключевые слова: нетрадиционные возобновляемые источники энергии, ТЭС, ТЭЦ, первичная энергия, уголь, газ, альтернативная энергетика, биомасса, биоэнергетика, древесина, ТЭС наддревесных отходах, технологический цикл, энергия, котлоагрегат, турбина, конденсат, пар, лесозаготовительный комплект, утилизация.

Thermal power plant on wood waste. The relevance of its use.

J.Tsyutsyura, I.Furtat

The article describes the current state of the fuel and energy complex of Ukraine, changes in the cost of natural resources over the years. The problems of the district heating system (obsolescence, inefficiency) and are factors for the feasibility of using non-conventional renewable energy sources. In this paper, an alternative source of energy for thermal power plants is biomass, such as wood waste. We describe the work cycle thermal power plants on wood waste, waste disposal methods are after combustion.

Keywords: unconventional renewable energy, primary energy, fuel, coal, gas, alternative energy, biomass, bioenergy, wood, wood waste, technological cycle, energy, turbine condensate, steam, forestry complex, recycling,

Надійшла до редакції 11.04.2015 р.

УДК 620.97

Аналітичне моделювання впливу повітряного потоку на роботу геліоколектора з прозорим покриттям

О.М. Пона

аспірант, Національний університет «Львівська політехніка», ostap.pona@gmail.com

У цій статті досліджено вплив повітряного потоку на ефективність геліопокрівлі. Встановлено залежності між різними швидкостями і напрямками повітряного потоку та енергетичною ефективністю геліопокрівлі з прозорим покриттям. Виконано теоретичні розрахунки впливу повітряного потоку на енергетичну ефективність геліопокрівлі. Розроблена математична модель процесу тепловіддачі від геліопокрівлі, під дією вітру, при різних швидкості та напрямку повітряного потоку.

Ключові слова: геліопокрівля, сонячне випромінювання, повітряний потік, коефіцієнт тепловіддачі.

Вступ. Рациональне та економне використання природних ресурсів, скорочення шкідливих викидів в атмосферу та ефективне використання теплової енергії набувають необхідного стратегічного значення у сучасному суспільстві. Необхідність підвищення рівня енергетичної безпеки є одним з головних завдань нашої держави на сучасному етапі. В регіонах України є всі передумови для інтенсивного використання значного потенціалу нетрадиційних джерел енергії. У зв'язку із цим планується розвиток не тільки атомної енергетики, але і нетрадиційних поновлюваних джерел енергії. Необхідність заміни не відновлювальних джерел енергії пов'язана не тільки з їх вичерпуванням, а й з небезпекою планетарного масштабу, яка створюється через спалювання вугілля, нафти, газу, торфу та збільшенням вмісту CO₂ в атмосфері.

Різке загострення взаємопов'язаних енергетичних і екологічних проблем викликало значний інтерес щодо використання поновлюваних джерел енергії та технологій з низьким викидом парникових газів. Застосування систем сонячного теплопостачання, не пов'язаних з викидом парникових газів, дає змогу значно скоротити використання енергоресурсів, що є одним із найголовніших завдань XXI ст. Розвіданих запасів нафти людству вистачить на 50-100 років видобування, природного газу – на 150-200 років. Запаси вугілля дещо більші, однак основні його поклади зосереджені на великій глибині (понад 1000 м), що часто призводить до нещасних випадків та збільшує вартість його видобування. Крім того, спалювання викопних палив погіршує екологічну ситуацію на планеті та призводить до виникнення глобального потепління. Паливно-енергетичні ресурси з кожним роком стають дорожчими як для промисловості, так і для населення.

Сонячна енергія – це невичерпне відновлюване джерело екологічно чистої енергії. Кількість сонячної енергії, що надходить на земну поверхню, в 10 тисяч

разів більша від світового загального споживання енергії. Середньорічна кількість сонячної енергії, яка поступає за 1 день на 1 м^2 поверхні Землі, коливається від $7,2 \text{ МДж/м}^2$ на півночі до $21,4 \text{ МДж/м}^2$ на півдні [2]. Міжнародним енергетичним агентством в 2007 році встановлено, що використання лише 1,5% кількості випромінюваної енергії Сонця могло б забезпечити всі сьогоденні потреби світової енергетики, а реалізація 5% – повністю покрити потреби на перспективу.

Актуальність дослідження. Україна задовольняє свої потреби в природних енергоресурсах за рахунок власного їх видобутку приблизно на 45 %. Сьогодні, коли зростає вартість традиційних джерел енергії, важливим є використання альтернативних або нетрадиційних джерел енергії, таких як сонячна, вітрова, геотермальна, гідроенергія, біоенергія тощо. Найбільш потужним джерелом енергії для людства є Сонце, яке буде світити ще щонайменше 3-4 мільярди років. Річна кількість сонячної енергії майже в 15 000 разів перевищує потреби населення нашої планети, проте лише незначна її частина використовується на господарські потреби. Для перетворення сонячної енергії в теплову використовують сонячні колектори (геліосистеми). Важливим є підвищувати їх ефективність та одночасно зменшувати вартість.

Постановка проблеми. Існує багато різноманітних конструкцій сонячних колекторів для забезпечення побутових та технологічних потреб. Але вони мають недоліки: висока вартість та низька енергетична ефективність. На даний час необхідним є впровадження нових і вдосконалення існуючих сонячних колекторів, які б дозволили підвищити їх міцність та знизити вартість. Тому важливим є вивчення всіх факторів, які впливають на роботу сонячних колекторів для пошуку оптимальних режимів його роботи.

Метою роботи є здійснення теоретичних розрахунків впливу повітряного потоку на енергетичну ефективність геліопокрівлі з прозорим покриттям. Важливим є визначити, як змінюється ефективність геліопокрівлі при дії на неї повітряного потоку.

Виклад основного матеріалу. В даній роботі розроблена математична модель процесу тепловіддачі прозорого покриття геліопокрівлі, під дією вітру, при різній швидкості та напрямку повітряного потоку. Тепловіддача під час обтікання плоскої поверхні залежить від швидкості та температури повітряного потоку.

Схема геліопокрівлі зображена на рис. 1.

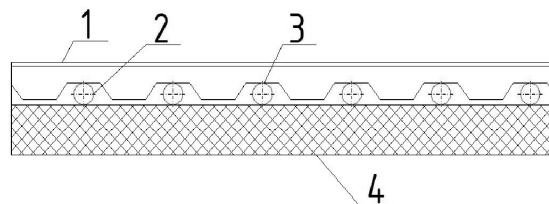


Рис. 1. Схема геліопокрівлі:

1 – прозоре покриття; 2 – трубки контуру циркуляції; 3 – теплопоглинач; 4 – теплоізоляція.

Геліопокрівля працює наступним чином: сонячне проміння надходить на поглинач сонячної енергії. При цьому відбувається їх нагрівання. За рахунок

різниці температур, та відповідно різниці густин теплоносія в зоні вхідного і вихідного патрубків створюється циркуляція теплоносія. Нагрітий теплоносій через подаючий трубопровід подається у бак-акумулятор гарячої води. Нагріта вода через патрубок подається споживачу. Охолоджений теплоносій по зворотньому трубопроводу повертається у геліпокрівлю, і нагрівається. Спуск води з бака-акумулятора відбувається через патрубок. Випуск повітря – через повітровипускний клапан. Прозоре покриття забезпечує зменшення тепловтрат.

Визначальними факторами були вибрані такі величини:

- x_1 – швидкість повітряного потоку V , м/с [2; 6];

- x_2 – напрям повітряного потоку $\pm \psi$, °[0; 180];

Розрахунок тепловіддачі при поперечному обтіканні повітрям пучка гладких труб здійснювався за формулою:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (1)$$

де, α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² · К); λ – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м · К); l – ширина прозорого покриття, м.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі при $Re < 5 \cdot 10^5$, критерій Нуссельта визначався за критеріальним рівнянням:

$$Nu = 0,67 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \quad (2)$$

де, Pr – критерій Прандтля; Re – число Рейнольдса, визначалось за критеріальним рівнянням:

$$Re = \frac{V \cdot l}{\nu} \quad (3)$$

де, V – швидкість повітряного потоку, м/с; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/с.

Визначальним розміром у формулах є ширина прозорого покриття, а визначальною температурою – середнє значення температури повітряного потоку.

Вводилась поправка на напрям повітряного потоку:

$$\alpha_f = \alpha_n \cdot k \quad (4)$$

де, k – поправний коефіцієнт на напрям повітряного потоку.

Результати розрахунків зведено в таблицю 1 та зображено на рис. 2.

Таблиця 1

Результати розрахунків					
V , м/с	ψ , °	Re	Nu	α , Вт/(м ² · К)	α_f , Вт/(м ² · К)
2	90	78226	166	7,25	7,25
4	90	156454	235	10,26	10,26
6	90	234681	288	12,56	12,56
2	45	78226	166	7,25	5,98
4	45	156454	235	10,26	8,46
6	45	234681	288	12,56	10,36
2	0	78226	166	7,25	4,71
4	0	156454	235	10,26	6,67
6	0	234681	288	12,56	8,16

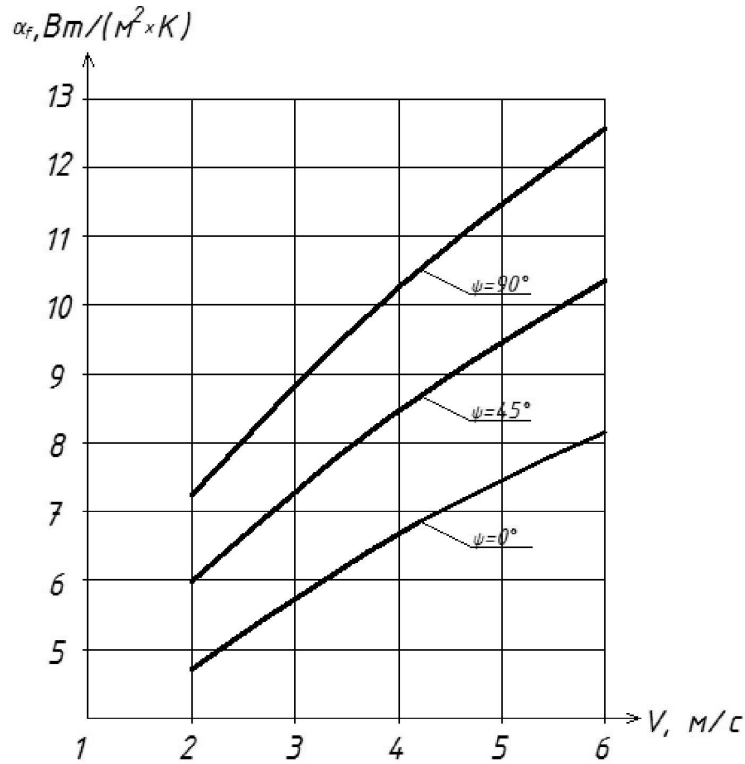


Рис. 2. Залежність коефіцієнта тепловіддачі α_f від швидкості V та напрямку ψ повітряного потоку геліопокрівлі з прозорим покриттям

За результатами отримана емпірична формула:

$$\alpha_f = 2,09 + 1,45V + 0,02\psi - 0,07V^2 + 0,005V\psi + 8,23 \cdot 10^{-7}\psi^2, \quad (5)$$

Проаналізувавши результати, можна зробити висновок, що вплив вітру на коефіцієнт тепловіддачі α_f є меншим при напрямку повітряного потоку 0° . Так, при швидкості повітряного потоку 4 м/с та напрямку повітряного потоку 0° коефіцієнт тепловіддачі, становить 6,67 Вт/(м² · К), тоді як коефіцієнт тепловіддачі при напрямку повітряного потоку 90° становить 10,26 Вт/(м² · К).

Висновок. Важливим фактором який впливає на енергетичну ефективність геліопокрівлі є вплив повітряного потоку. При збільшенні напрямку повітряного потоку до 90° коефіцієнт тепловіддачі геліопокрівлі з прозорим покриттям збільшується, що говорить про зменшення ефективності геліопокрівлі. Дослідження показали, що для підвищення ефективності геліопокрівлі важливим є зменшення впливу повітряного потоку на неї конструктивно його слід обмежувати екраном.

Література

1. *Wiśniewski G., Gołębiowski S., Grycik M.* i in. Kolektory słoneczne: energiasłoneczna w mieszkalnictwie, hotelarstwie i drobnym przemyśle. – Warszawa : " Medium" , 2008. – 201 s.
2. *Твайделл Д.* Возобновляемые источники энергии / Д. Твайделл, А. Уэйр; пер. с англ. под ред. В. А. Коробкова. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 391 с.
3. *Возняк О.Т.* Ефективність плоского сонячного колектора при різних інтенсивностях та кутах падіння теплового потоку/ О. Т. Возняк, С. П. Шаповал// Науково-технічний журнал Нова тема: гол. ред. М. В. Степанов. – №3, 2010. – с. 32-34.
4. *Шаповал С. П.* Ефективність системи теплопостачання на основі сонячного колектора при зміні кута надходження теплового потоку / С. П. Шаповал, О. Т. Возняк, О. С. Дацько // Вісник Національного університету "Львівська політехніка" ["Теорія і практика будівництва"]. – Л. : В-во НУ "ЛП", 2009. – № 655. – С. 299-302.

Аналитическое моделирование влияния воздушного потока на работу гелиокровли с прозрачным покрытием

О.М. Пона

В этой статье исследовано влияние воздушного потока на эффективность гелиопокрывли. Установлены зависимости между различными скоростями и направлениями воздушного потока и энергетической эффективностью гелиопокрывли с прозрачным покрытием. Выполнено теоретические расчеты влияния воздушного потока на энергетическую эффективность гелиопокрывли. Разработана математическая модель процесса теплоотдачи от гелиопокрывли, под действием ветра, при разной скорости и направления воздушного потока.

Ключевые слова: гелиокрыша, солнечное излучение, воздушный поток, коэффициент теплоотдачи.

Analytical modeling of air flow on the work of helioroof with transparent cover

О.Пона

In this article effect of air flow on the energy efficiency of the helioroof has been investigated. The dependencies between wind velocity and its direction of air flow and energy-efficient of the helioroof has been determined. Important is to define how changes efficiency of helioroof at operating on it of of air flow and to define optimal it characteristics. A mathematical model of heat transfer from helioroof under the action of wind at different speed and direction of air flow has been developed.

Keywords: solar radiation, air flow, heat transfer coefficient.

Надійшла до редакції 29.04.2015 р.

УДК 621.311.22

Оцінка вторинних енергоресурсів та напрямки підвищення енергоефективності при реконструкції систем паропостачання промислових підприємств

Е.С. Малкін¹О.Г. Погосов²

¹д.т.н., професор. Київський національний університет будівництва і архітектури, saodhar@gmail.com

²завідуючий лабораторією. Київський національний університет будівництва і архітектури, pogosov_aleksandr@ukr.net

В статті наводяться види та параметри характерних вторинних енергоресурсів та розглянуті можливі варіанти реконструкції систем паропостачання промислових підприємств, при реалізації яких досягається підвищення рівня енергозбереження та відповідно зменшуються енергетичні затрати на одиницю продукції. Представлене систематизоване коло завдань, пов'язаних із енергозбереженням в досліджуваній сфері. Наведені заходи дозволяють в повній мірі зберегти основу технологічного процесу, особливо на етапі споживання енергії кінцевими споживачами. Наводяться схеми енергоефективних систем паропостачання.

Ключові слова: паропостачання, вторинний енергоресурс, енергозбереження, система паропостачання, парова турбіна малої потужності, пара вторинного скипання, ступенева система паропостачання.

Вступ. Вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) промислових підприємств на рівні з нетрадиційним та відновлювальними джерелами енергії можуть значно скоротити енергоспоживання та в результаті енергоємність промислової продукції. Значний потенціал ВЕР має місце в системах паропостачання промислових підприємств. Пара є невід'ємним та обов'язковим енергоносієм багатьох технологічних циклів та процесів. Нераціональне використання високо потенціального енергетичного ресурсу, яким є пара в насиченому та перегрітому станах, та погіршення якості пари, наприклад на етапі переходу в вологий стан, очевидно значно підвищують шкідливі втрати енергії та енергоємність будь-якої продукції.

Актуальним завданням є використання ВЕР промислових підприємств для енергетичного забезпечення споживачів, особливо супутніх виробництв. ВЕР промисловості діляться на три основні групи: горючі, теплові та ресурси надлишкового тиску. В таблиці 1 наведено комплекс систематизованих вторинних енергетичних ресурсів промислових підприємств з типами та характеристиками первинних та вторинних енергетичних ресурсів.

Таблиця 1

Систематизація ВЕР промисловості

Первинні енергетичні ресурси	Супутні вторинні енергетичні ресурси	
	Різновиди енергоресурсів	Характеристика, якісні параметри
1. Тверде, рідке, газоподібне паливо або електроенергія для обслуговування технологічних високотемпературних процесів (промислові печі) і охолоджуюча вода.	1.1. Відхідні горючі гази коксових та доменних печей:	
	1.1.1. Коксовий газ – продукт випалу коксу в коксових печах.	Теплота згоряння: $Q_{н}^p = 17600-18000$ 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.
	1.1.2. Доменний газ – побічний продукт доменного виробництва, утворюється в результаті неповного згоряння коксу.	$Q_{н}^p = 3350 ÷ 4610$ кДж/м ³ Склад газу: CO ₂ =10-12,5%; 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.
	1.1.3. Феросплавний газ – виплавка феросплавів в електропечах.	$Q_{н}^p = 11300$ кДж/м ³ Склад: CO = 85%; H ₂ = 4%; N ₂ = 5,6 %; O ₂ = 1%; CO ₂ =3%; H ₂ S =0,4%. Високотоксичний, вибухонебезпечний газ.
	1.2. Відхідні горючі гази підприємств нафтової промисловості.	$Q_{н}^p = 10000-15000$ ккал/м ³
	1.3. Відхідні горючі гази промислових печей.	$t_{o,r} \geq 500-1000$ °С
	1.4. Нагріта охолоджуюча вода та пара випарного охолодження	$t_{o,v} \leq 95$ °С. $P_{н.о} = 1,6-4$ атм
	1.5. Тепло, що 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 згоряння повітродувних, компресорних та інших агрегатів) і охолоджуюча вода.	2.1. Гарячі гази, що відходять від двигунів внутрішнього згоряння.
2.2. Нагріта охолоджуюча вода, що відходить від двигунів внутрішнього згоряння.		$t_{o,v} < 100$ °С

Продовження таблиці 1

3. Горюча і технологічна сировина (в підприємствах металургійної, деревообробної, текстильної, харчової та інших галузях промисловості).	3.1. Горючі тверді та рідкі відходи виробництва.	$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 10000$ ккал/кг
4. Пара для обслуговування технологічних силових (в молоткових, пресових і штампувальних агрегатах) і нагрівальних процесів.	4.1. Відпрацьована виробнича пара.	$P_{\text{в.п}} = 1,3 \div 1,5$ атм
	4.2. Вторинна виробнича пара.	$P_{\text{в.п}} = 1$ атм
	4.3. Конденсація пари, що використовується для нагрівальних цілей (гаряча скидна вода).	$t < 100$ °C
	4.4. Внутрішні тепловиділення у виробничих приміщеннях.	$t < 100$ °C
5. Гаряча вода для побутового тепло споживання.	5.1. Скидна забруднена вода.	$t < 50$ °C
6. Електроенергія для обслуговування силових, термічних та освітлювальних процесів.	6.1. Внутрішні тепловиділення у виробничих приміщеннях.	$t < 100$ °C
	6.2. Скидна нагріта вода від виробничих агрегатів.	$t < 100$ °C

Особливо цікавими є питання корисної утилізації ВЕР в системах паропостачання. Цей напрямок тісно перетинається із питанням енергозбереження систем паропостачання промислових підприємств. Таким чином, завдання, пов'язані із енергозбереженням в системах паропостачання, повинні бути систематизовані та окреслені рядом заходів з виділеною першочерговістю (рис. 1). Так заходи першої черги досліджені та широко висвітлені в літературі [1, 2]. Відсутність цих заходів пов'язана з моральною та технічною застарілістю існуючих систем паропостачання. До другої черги відносяться заходи з заміни елементів з нераціональною втратою енергії (наприклад установки редуціювання пари для досягнення необхідних параметрів енергоносія [3]) та заходи, що пасивно впливають на втрати енергії в системі (надмірна вологість пари [4], недостатній рівень перегріву). Заходи третьої черги значно впливають на систему паропостачання в тепломеханічній та гідравлічній частинах, при цьому дозволяють повністю зберегти параметри енергоносія та значно зменшити енергетичні затрати в системі.

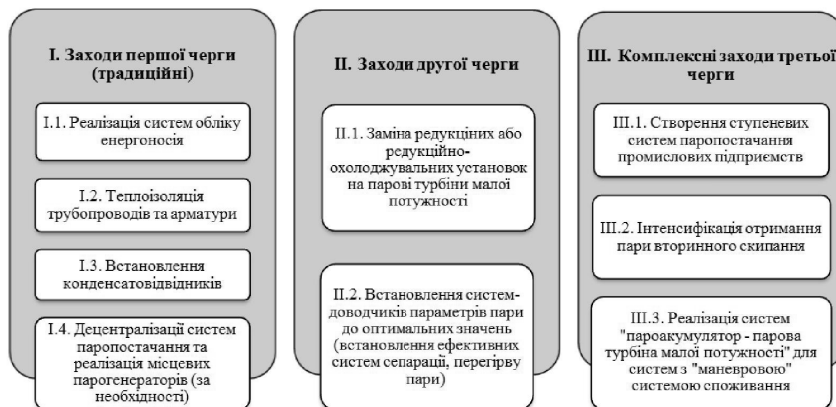


Рис. 1. Систематизація заходів щодо підвищення ефективності систем паропостачання

Технологічні цикли та процеси, що потребують пару в якості енергоносія, практично завжди вимагають різних параметрів тиску та температури (Таблиця 2). Це в свою чергу призводить до появи в схемах систем паропостачання редукційних або редукційно-охолоджувальних установок. Фактично найчастішим варіантом реалізації необхідної системи для підтримання різних параметрів пари у споживачів є встановлення для кожного з них окремого дросельного вузла (типові схема наведені на рисунках 2, 3).

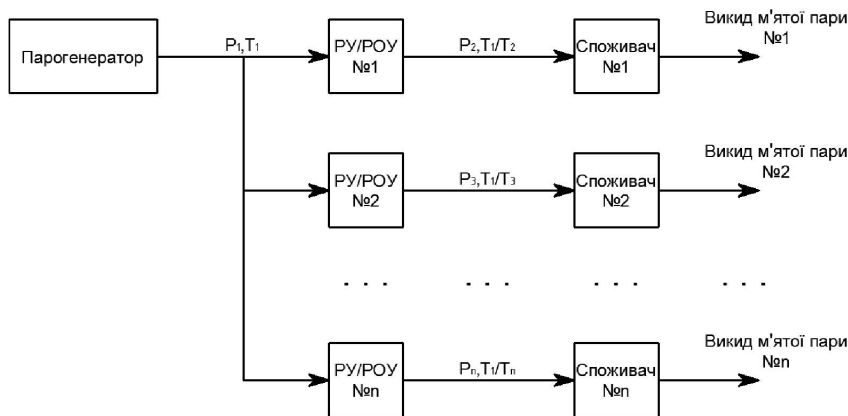


Рис.2. Типова схема паропостачання промислового підприємства зі скиданням м'ятої пари

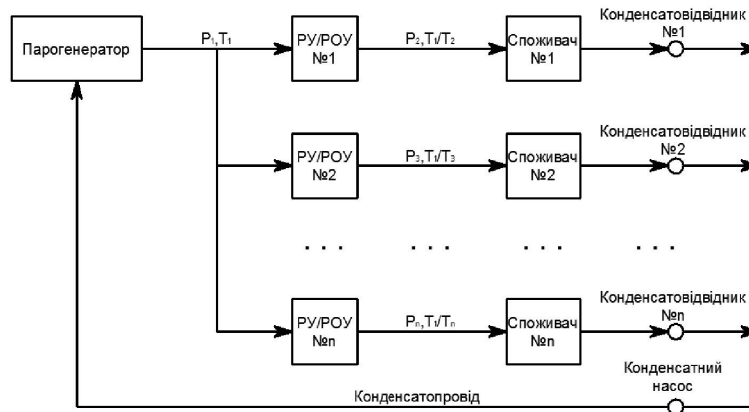


Рис.3. Типова схема паропостачання промислового підприємства з поверненням конденсату

Таблиця 2

Характерні технологічні параметри пари різних технологічних процесів

Технологічні споживачі водяної пари	Тиск, МПа	Температура, °С
Автоклави циліндричні (ніздроватий бетон та пінобетон)	до 1,6	до 210
Ямна пропарювальна камера (ЗБ вироб):		
- одностороння	0,05	80-90
- двостороння		до 100
Тунельні стерилізація та пастеризація (харчова промисловість)	0,2	121-150
Сушильні камери (деревообробка)	0,15-0,3	115-160
Модуль дезодорації (етап рафінації олії)	0,3-0,67	220-230
Установка асептичної консервації (харчова)	0,1-0,3	до 140
Ланцюгові пляшкомиючі машини	0,3	130
Варильні котли (кондитерська промисловість)	0,2-0,6	108-112
Круглосіткові циліндричні вали (сушіння паперу)	0,5-0,6	160-165
Бункери підігріву інертних речовин (пісок, глина і т.п.)	0,4	150
Пропарювальна камера (тротуарна плитка)	0,1	85-90

Запропонована схема енергоефективних систем паропостачання (Рисунок 4) виключає з системи місця «нерациональних втрат» енергії та підвищують якісні параметри енергоносія. Для запропонованих схем необхідно проводити енергетичний та ексергетичний аналіз, що дозволить зрозуміти кількісні показники підвищення ефективності та зменшення енергоємності продукції.

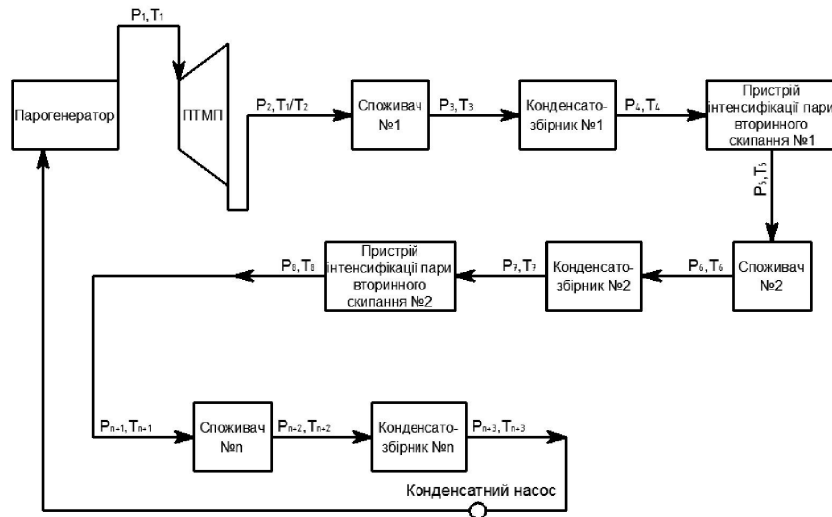


Рисунок 4. Можлива енергоефективна ступенева схема паропостачання промислового підприємства

Висновки. Приведена класифікація ВЕР промислових підприємств вказує на їх високий потенціал та перспективність використання. Систематизовані шляхи підвищення енергоефективності промислових підприємств можуть призвести до значного зростання ефективності виробництва та якості продукції в цілому. Більшість функціонуючих систем паропостачання можуть бути модернізовані за приведеними схемами систем паропостачання.

Література:

1. *Цветков В.В.* Организация пароснабжения промышленных предприятий. М.: Энергия, 1980. - 206 с.
2. *Щегляев А.В.* Паровые турбины. Том 1 - Теория теплового процесса и конструкции турбин. Учебник для вузов: в 2 кн. Кн. 1. 6-е изд., переработанное, дополненное проф. Б. М. Трояновским. М.: Энергоатомиздат, 1993 г. - 384 с.: ил.
3. *Малкін Е.С., Погосов О.Г.* Методика техніко-економічного обґрунтування впровадження парових турбін малої потужності в системах теплопостачання промислових підприємства результати її розповсюдження на типові редуційно-охолоджувальні установки. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 17/відповідальний редактор Е.С. Малкін. – К.: КНУБА, 2014. – 148 с.
4. *Погосов О.Г., Малкін Е.С.* Експериментальні дослідження ефективності відцентрових сепараційних пристроїв з подвійним відведенням рідкої фази. Актуальні проблеми систем теплогазопостачання і вентиляції, водопостачання і водовідведення. Зб. наук. праць/ Уклад. М.Д. Кізєєв, О.С. Новицька. – Рівне: НУВГП, 2015. – 198 с.

Оценка вторичных энергоресурсов и направления повышения энергоэффективности при реконструкции систем пароснабжения промышленных предприятий

Э.С. Малкин, О.Г. Погосов.

В статье приведены виды и параметры вторичных энергетических ресурсов и рассмотрены возможные варианты реконструкции систем пароснабжения промышленных предприятий, в случае реализации которой достигается повышение уровня энергосбережения и соответственно уменьшается энергоемкость продукции. Представлен систематизированный круг задач, связанных с энергосбережением в исследованной сфере. Приведенные мероприятия позволяют в полной мере сохранить основу технологического процесса, в особенности на этапе потребления энергии конечными потребителями. Приведены схемы энергоэффективных систем пароснабжения.

Ключевые слова: пароснабжение, вторичные энергоресурсы, энергосбережение, система пароснабжения, паровая турбина малой мощности, пар вторичного вскипания, ступенчатая система пароснабжения.

Evaluation of secondary energy resources and the direction of energy efficiency increasing at the reconstruction of steam supply systems of industrial enterprises

E. Malkin, O. Pogosov.

The article describes the types and parameters of secondary energy resources and considered possible options for Reconstruction of steam supply systems of industrial enterprises, in the case of the implementation of which is achieved to improve energy efficiency and reduced energy consumption of production, respectively. It provides a systematic range of problems related to energy saving in the field. These activities help to fully preserve the basis of the process, especially at the stage of energy consumption by end users. The schemes of energy efficient steam supply systems.

Keywords: steam supply, waste energy, energy conservation, steam supply system, steam turbine low-power, stage system of steam supply.

Надійшла до редакції 14.05.2015 р.

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 18, 2015

Рецензії на наукові
статті підготували:

д.т.н., професор, О.В. Приймак
д.т.н., професор, Б.Х. Драганов
д.т.н., професор, Е.С. Малкін

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за достовірність
приведених відомостей, точність даних з цитованої літератури та відсутність у
статтях даних, які не підлягають до відкритої публікації.

ЗМІСТ

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	3
О.В.Задоянний, Ю.Євдокименко. <i>Діаграма потоків ексергії вологого повітря для систем кондиціонування повітря.....</i>	3
В.Г. Дзюбенко. <i>Визначення профілю швидкості та втрат тиску при ламінарному русі в каналах двокутного перерізу.....</i>	16
ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ.....	22
М.П.Сенчук, М.М.Астаф'єва. <i>Моделювання процесу горіння твердого палива в шахтно-шарових топках.....</i>	22
В.В.Чернокрылюк, А.Ф.Редько, А.М.Тарадай, <u>В.А.Сиротенко</u> , Е.С.Есин. <i>Твердотопливные котлы с топками «кипящего слоя».....</i>	30
В.Д.Петраш, О.А.Поломанний. <i>Ефективність використання сонячного випромінювання в системі тепlopостачання на основі трансформації інтегрованої енергії характерних низькотемпературних джерел.....</i>	38
Ю.В.Цюцюра, І.Е.Фургат. <i>Вплив на оточуюче середовище теплової електростанції на деревних відходах.....</i>	45
С. П.Шаповал. <i>Математичне моделювання роботи геліопокрівлі.....</i>	54
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ.....	61
О.П. Любарець, А.С. Москвітіна. <i>Аналіз конструкцій сезонних теплоакумуляторів для забезпечення систем гарячого водопостачання та опалення в котеджному будівництві.....</i>	61
Е.С. Малкін, Н.Є.Журавська, Н.О.Коваленко. <i>Процес обробки води в магнітних полях.....</i>	70
<u>Н. И.Никитенко</u> , Ю.Н.Кольчик, Н. Н.Сороковая. <i>Метод численного моделирования трехмерного тепло-и массообмена при различных режимах течения.....</i>	75

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 18, 2015

<i>В.Д.Петраш, І.В.Чернишева, В.О.Макаров. Експериментальне дослідження рекуперативно-трансформаторної системи охолодження обертової печі для промислового теплопостачання.....</i>	<i>85</i>
<i>Ю.В.Цюцюра, І.Е.Фуртат. Теплова електростанція на деревних відходах. Актуальність її використання.....</i>	<i>91</i>
<i>О.М. Пона. Аналітичне моделювання впливу повітряного потоку на роботу геліоколектора з прозорим покриттям.....</i>	<i>101</i>
<i>Е.С. Малкін О.Г. Погосов. Оцінка вторинних енергоресурсів та напрямки підвищення енергоефективності при реконструкції систем паропостачання промислових підприємств.....</i>	<i>106</i>

Наукове видання

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 18

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 455 від 15.04.2010 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті <http://www.nbuv.gov.ua> національної бібліотеки НАН України ім. В.І. Вернадського та на сайті library.knuba.edu.ua бібліотеки КНУБА.

Адреса редколегії: 03680, м.Київ-37, Повітрофлотський пр., 31. КНУБА.
Тел.: 245-48-33, 249-72-56.

Підписано до друку 15.06.2015 р. Формат 60x84^{1/16}.
Обл.-вид. арк. 7,25. Тираж 60.

Віддруковано ПАТ «ВШОЛ». 03151, Київ, вул. Волинська, 60
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
серія ДК № 4404 від 31.08.2012 р.
Зам. 15-391.