

Оптимізація теплонасосної установки
з бівалентним режимом роботи
Шифр : Тепловий насос

Зміст	С.
Перелік позначень	
Вступ	3
1. Тепловий розрахунок системи гарячого водопостачання	6
1.1 Розрахункові схеми	6
1.2 Режимні параметри	9
2. Ексергетичний аналіз систем гарячого водопостачання	13
2.1 Схеми ексергетичних перетворень	13
2.2 Розрахунок показників	15
3. Термoeкономічні порівняння схемних рішень	17
3.1 Загальні положення	17
3.2 Розрахунок економічних показників термoeкономічного аналізу	18
3.3 Показники термoeкономічного аналізу	21
Висновки	23
Список використаної літератури	24

Вступ

В даний час для сільськогосподарського виробництва в країні досить актуальним є питання економіки енергоресурсів і поліпшення екологічних характеристик впливу на навколишнє середовище.

У ряді виробництв пов'язаних зі споживанням паливних енергоресурсів, таких як тепличні господарства, птахофабрики, молочнотоварні ферми, як правило системи опалення та гарячого водопостачання для свого функціонування використовують досить великі витрати природного газу, рідкого або твердого палива.

Зниження витрати викопних палив в даний час може бути реалізовано на базі впровадження в системи теплопостачання теплових насосів, що використовують техногенні або природні низькопотенційні джерела теплоти (атмосферне повітря, ґрунт, ґрунтові води тощо).

Для використання максимуму потенціалу теплових енергоресурсів необхідна реалізація когенераційного вироблення механічної роботи і теплоти, як це має місце при функціонуванні теплоелектроцентралей (ТЕЦ). Проте централізоване теплопостачання від ТЕЦ пов'язане із значними втратами теплоти при її транспортуванні до віддаленого споживача. Для зниження вказаних втрат доводиться використовувати велику кількість систем автономного теплопостачання, в яких у переважній більшості, ексергетичний потенціал спалюваного палива витрачання тільки на середньо температурній нагрів теплоносія (50-100 °С) без генерації механічної роботи.

Чим нижчий рівень нагріву теплоносія в автономному теплогенераторі, тим менше вимагається ексергії для реалізації цього нагріву. Проте при спалюванні палива відсутня бажана еквівалентність необхідного приросту ексергії для потоку нагріваючого середовища і потоку продуктів згорання через велику різницю температур між вказаними потоками.

Існує альтернативний спосіб теплопостачання, який припускає формування потоку гарячого теплоносія з мінімально необхідної кількості ексергії. Подібну ексергію можна відбирати з природних або скидних техногенних потоків теплоти з додаванням деякої частини додаткової ексергії від зовнішніх джерел, необхідної для компенсації витрат на реалізацію підвищуючої термотрансформації відповідно до другого закону термодинаміки. Подібний спосіб теплопостачання реалізується в пристроях, які називаються тепловими насосами.

Використання теплових насосів перспективне в комбінованих системах при поєднанні з іншими технологіями використання поновлюваних джерел енергії – сонячною і геотермальною . Можливості і економічна доцільність застосування теплових носіїв і установок залежить від кліматичних особливостей регіону , рівень розвитку паливно-енергетичного сектора , співвідношення цін на основні види палива і електроенергії та інших чинників .

Енергетична ефективність теплових насосів залежить від характеристик теплових джерел , що беруть участь в термотрансформації : від температурного рівня нагріву середовища споживача теплового навантаження і від температури знаходження утилізованого низько потенційного середовища .

Рівень нагріву середовища споживача теплоти залежить від цільового призначення теплопостачання , і найкращі техніко економічні результати , як правило , відповідають застосування тепло насосних систем для побутового гарячого водопостачання.

Застосування теплових насосів для опалювальних цілей ефективно тільки для системи «м'якого режиму» , наприклад , для повітряних або водяних систем підлогового опалення . Адаптація теплових насосів до характеристик батарейного опалювання для регіонів країн з середньо зимовою температурою нижче -2°C пов'язана з використанням бівалентних тепло насосних установок , в яких догрівання теплоносія забезпечуються традиційними теплогенеруючими пристроями .

Можливість використання в теплопостачанні потоків низько потенційних вторинних енергоресурсів значно розширює ресурсну базу теплопостачання , робить її менш залежною від постачань паливних ресурсів. Задіявши тепловий насос , що працює на джерелах природної теплоти (атмосферне повітря , природні води) , ми немов умовно забезпечили системи теплопостачання паливним ресурсів на 10-20 років її роботи .

У даний час велика увага приділяється енергоаудиту і реконструкції існуючих автономних систем теплопостачання на базі традиційної теплогенеруючої техніки. Аналіз стану подібних систем показує , що вони мають низьку технічну і економічну ефективність . Це є наслідком фізичного зносу морального застарілого водонагрівального котельного устаткування малої теплопродуктивності (400-700 кВт) з експлуатаційним к.к.д. 60-70%. Через відсутність необхідної водо підготовки знижується експлуатаційна надійність котлів , зростають витрати на ремонтно-відновлювані роботи і під живлення теплових мереж внаслідок відкритого водозабору . Для подібних систем

собівартість вироблення теплоти достатньо висока і в 2-2,5 раза більша вартості витрачуваного палива .

У свою чергу, теплові насоси характеризуються високою вартістю капітальних витрат , що становлять віз 200-500 \$ США за 1 кВт теплопродуктивність . Зважаючи на це , реалізацію проектів теплопостачання із застосуванням тепло насосних систем вимагає їх техніко - економічного зіставлення с системами традиційного типу .

Ефективність кожної з систем , що зіставляються , залежить від багатьох чинників і при порівнянні необхідно враховувати не тільки показники енергоефективності , але і показники реального економічного ефекту . Подібний комплексний підхід закладений в методології термoeкономічного аналізу , на базі якого можливо виконати порівняння показників різних систем теплопостачання з подальшим проведенням оптимізаційних розрахунків , [1]

Використання термoeкономіки (ексергоекономіки) і її категорії значно полегшує ухвалення рішення про доцільність застосування теплових насосів і дає можливість встановити межі пріоритету в порівнянні з іншими системами теплопостачання.

В Україні , що має обмежені запаси паливних ресурсів , застосування теплових насосів повинне розглядатися як один з пріоритетних напрямів енергозбереження.

Мета даного дослідження складається з визначення показників енергоефективності й установлення оптимального бівалентного режиму тепло насосної установки .

Завданням даного дослідження являється :

- визначення показників ексергетичного аналізу для порівняння схем систем гарячого водопостачання .
- термoeкономічні порівняння схемних рішень .

Практичний напрямок роботи : використання отриманих результатів для створення і апробації розрахункової методики проектування тепло насосних систем .

1. Тепловий розрахунок системи гарячого водопостачання

1.1 Розрахункові схеми

На рисунках 1.1 ,1.2, 1.3 представлені схемні рішення для систем ГВП для наступних варіантів тепlopостачання :

- підігрів мереживної води тільки в бойлері
- підігрів мереживної води в моновалентному тепловому насосі
- підігрів мереживної води в тепловому насосі з подальшим підігрівом в бойлері (бівалентний режим).

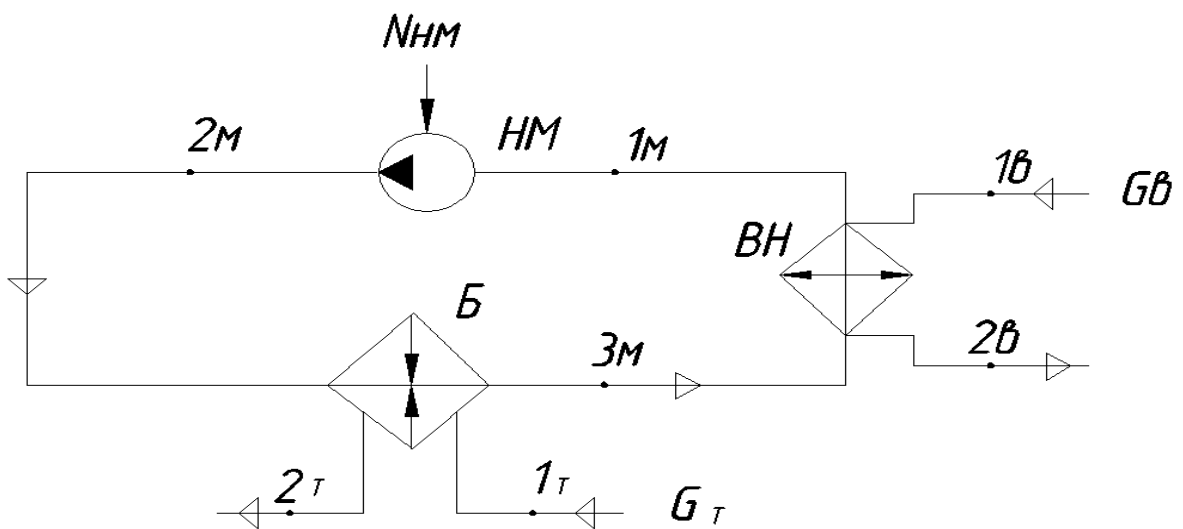


Рисунок 1.1 Схема системи ГВП з нагрівом мереживної води в бойлері (схема А)

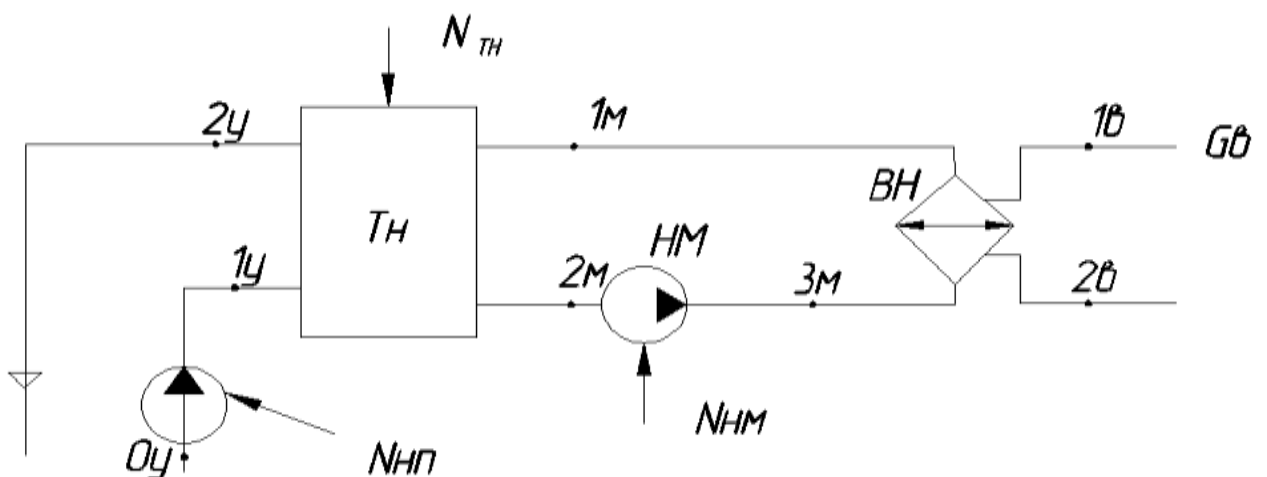


Рисунок 1.2 Схема тепло насосної системи ГВП (схема Б)

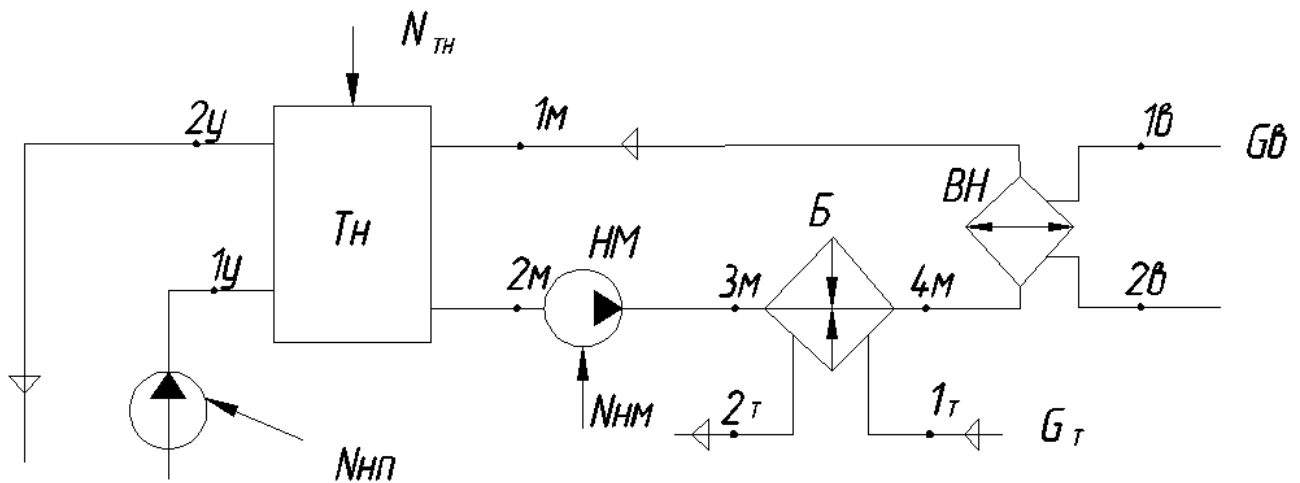


Рисунок 1.3 Схема бівалентної ТНУ для систем ГВП (схема В)

Для будь-якої з розглянутих схем підігрів санітарної води виробляється в ємкості водонагрівача , ВН , який розміщений в контурі мереживної води . Циркуляція мереживної води через обладнання теплопостачання і водонагрівач забезпечується за рахунок насоса мереживної води , НМ.

Для схем маючих бойлер , Б передбачається підвід ґрію чого теплоносія від зовнішньої котельної установки , з оплатою цього теплоносія по відповідному тарифу за одиницю маси .

Використовуються в схемах теплові насоси ,ТН відносяться до категорії «вода-вода» , і в якості низько потенціального джерела теплоти для розрахунків прийнята ґрунтова вода. Її переміщення через випарник теплового насосу забезпечується за рахунок роботи насоса ,Нп.

Для розрахункових схем прийняті теплові насоси фірми «VISSMANN», характеристики яких приведені в каталогах [3]. Водонагрівачі приймаються також цієї фірми з переліку пакетів (комплектів) поставки . Що стосується бойлерів , то вони вибрані в вигляді розбірних пластинчатих теплообмінників фірми «ALFA LAVAL» з пластинами типу LL. Мереживні й заглиблені насоси приймаються по каталогам фірми «GRUNDFOSS».

Представлені на рисунках 1.1, 1.2 ,1.3 схеми індексуються літерами А, Б, В. При цьому для схеми «В» розглядається три варіанти розподілу теплових навантажень між тепловим насосом й бойлером ,схеми В1,В2 і В3.

Схему А в подальшому будемо розглядати як базову по параметрам санітарної води й теплоносію.

В якості вихідних даних, загальних для всіх розглянутих схем, приймаємо:

Температура санітарної води

на вході в водонагрівач, $t_{1e} = 12^\circ C$

на виході, $t_{2e} = 50^\circ C$

Витрата санітарної води, $G_e = 2m/год$

Температура теплоносія циркулюючого через бойлер

на вході: $t_{1T} = 90^\circ C$

на виході: $t_{2T} = 75^\circ C$

Розрахункове число годин роботи в одному році, $\tau_p = 5000год$;

Річна ставка дисконту, $d = 10\%$;

Число років повернення інвестицій, $\tau_p = 10років$;

Тариф на електроенергію, $u_{ele} = 0,84 \frac{зрн}{кВт \cdot год}$;

Тариф на теплоносія для бойлера, $u_T = 12 \frac{зрн}{т}$;

Розрахункова температура навколишнього середовища, $T_{oc} = 263K$;

Утилізуюче середовище для теплових насосів – вода, з температурою надходження в випарник, $t_{1V} = 10^\circ C$ і виходу з випарника, $t_{2V} = 7^\circ C$;

Загальний гідравлічний опір в контурі мереживної води $\Delta p_M = 100кПа$;

Ефективний к.к.д. насосів, $\eta_e = 0,65$;

К.к.д. приводного електродвигуна, $\eta_{oe} = 0,85$;

Температура мереживної води

на вході в водонагрівачу, $t_{3M} = 55^\circ C$ (для схеми А і Б) і $t_{4M} = 55^\circ C$ для схеми В;

на виході з водонагрівача, $t_{1M} = 26^\circ C$.

1.2. Режимні параметри

Для схеми А:

- теплове навантаження на водонагрівач

$$\dot{Q}_{BH} = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}) \quad (1.1)$$

- теплове навантаження на бойлер

$$\dot{Q}_B = (1,02 \dots 1,025) \cdot \dot{Q}_{BH}$$

- витрати теплоносія

$$G_T = \frac{\dot{Q}_B}{C_T \cdot (t_{1T} - t_{2T})} \quad (1.2)$$

- витрати мереживної води

$$G_M = \frac{\dot{Q}_B}{C_M \cdot (t_{3M} - t_{2M})} \quad (1.3)$$

- споживаюча потужність приводу насоса мереживної води

$$N_{HM} = \frac{G_M \cdot \Delta p_M}{\rho_M \cdot \eta_e \cdot \eta_{об}} \quad (1.4)$$

Результати розрахунку даних величин приведені до таблиці 1.1

Для схеми Б:

В якості теплового насосу прийнята модель WW 268 з режимом W10/W55 і параметрами :

– теплопродуктивність $\dot{Q}_{TH} = 90,2$ кВт;

– теплове навантаження на випарник $\dot{Q}_B = 59,4$ кВт;

– споживана потужність приводу $N_{TH} = 30,7$ кВт.

- витрати мереживної води

$$G_M = \frac{\dot{Q}_{TH}}{C_M \cdot (t_{2M} - t_{1M})} \quad (1.5)$$

де $t_{2M} = t_{3M}$ (при нехтуванням нагріванням води в насосі мережевої води).

- теплове навантаження на водонагрівач

$$\dot{Q}_{BH} = 0,98 \cdot \dot{Q}_{TH}$$

- масова витрата санітарної води

$$G_6 = \frac{\dot{Q}_{BH}}{c_6 \cdot (t_{26} - t_{16})} \quad (1.6)$$

- споживаюча потужність приводу насоса мереживної води розраховується по формулі (1.4).

Результати розрахунків зведені в таблицю 1.1

Для схеми В1

В якості теплового насосу прийнята модель WW 232 з режимом

W10/ W 40 і параметрами :

– теплопродуктивність, $\dot{Q}_{TH} = 42,2$ кВт;

– теплове навантаження на випарник , $\dot{Q}_B = 34$ кВт;

– споживана потужність приводу, $N_{TH} = 8,3$ кВт.

- витрати мереживної води

$$G_M = \frac{\dot{Q}_{TH}}{C_M \cdot (t_{2M} - t_{1M})} \quad (1.7)$$

де $t_{2M} = 40^\circ C$ згідно режиму теплового насосу

- теплове навантаження на бойлер

$$\dot{Q}_B = G_M \cdot c_M \cdot (t_{4M} - t_{1M}) \quad (1.8)$$

де $t_{3M} = t_{2M}$

- сумарне теплове навантаження в бівалентному режимі

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{TH} + \dot{Q}_B \quad (1.9)$$

- частина теплопродуктивності теплового насоса в сумарному тепловому навантаженні

$$H = \frac{\dot{Q}_{TH}}{\dot{Q}_{tot}} \quad (1.10)$$

- теплове навантаження на водонагрівач

$$\dot{Q}_{BH} = 0,98 \cdot \dot{Q}_{tot} \quad (1.11)$$

- масові витрати санітарної води

$$G_e = \frac{\dot{Q}_{BH}}{c_e \cdot (t_{2e} - t_{1e})} \quad (1.12)$$

- масові витрати утилізуючого середовища

$$G_y = \frac{\dot{Q}_u}{c_y \cdot (t_{1y} - t_{2y})} \quad (1.13)$$

- споживаюча потужність приводу насоса мереживної води розраховується по формулі (1.4).
- споживаюча потужність приводу насоса утилізуючого середовища розраховується по апроксимуючій залежності

$$N_{HP} = (1 - 1,02) \cdot G_y, \text{ кВт} \quad (1.14)$$

де G_y в кг/с

- сумарна потужність приводних двигунів

$$\sum N = N_{TH} + N_{HM} + N_{HP} \quad (1.15)$$

Результати розрахунків по схемі В1 зведені в таблицю 1.1

Для схеми В2:

В якості теплового насоса прийнята модель WW 240 з режимом W10/ W 43 і параметрами :

– теплопродуктивність, $\dot{Q}_{TH} = 51$ кВт;

– теплове навантаження на випарник , $\dot{Q}_B = 42$ кВт;

– споживана потужність приводу , $N_{TH} = 9$ кВт.

Розрахунок режимних параметрів проводиться по рівнянням (1.7-1.15).
Результати розрахунків по схемі В2 зведені в таблицю 1.1.

Для схеми В3

В якості теплового насосу прийнята модель WW 254 з режимом

W10/ W 49 і параметрами :

– теплопродуктивність, $\dot{Q}_{TH} = 72,8$ кВт;

– теплове навантаження на випарник , $\dot{Q}_B = 60$ кВт;

– споживана потужність приводу, $N_{TH} = 12,8$ кВт.

Розрахунок режимних параметрів проводиться по рівнянням (1.7-1.15).
Результати розрахунків по схемі В3 зведені в таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 Режимні параметри систем ГВП

Варіант схеми	\dot{Q}_{BH}	G_e	G_M	N_{HM}	Бойлер		Тепловий насос					Н
					\dot{Q}_B	G_T	марка режим	\dot{Q}_{TH}	\dot{Q}_B	N_{TH}	N_{HP}	
А	88,12	0,555	0,745	0,14	90,2	5,18						0
Б	88,12	0,555	0,745	0,14			WW 268 W10/ W 35	90,2	59,4	30,7	4,8	1
В1	85,85	0,541	0,724	0,13	45,3	2,6	WW 232 W10/ W 40	42,2	34,0	8,3	2,7	0,481
В2	86,16	0,543	0,733	0,135	36,71	2,1	WW 240 W10/ W 43	51	42	9,0	3,3	0,418
В3	89,95	0,567	0,758	0,14	18,98	1,09	WW 254 W10/ W 49	72,8	60,0	12,8	4,8	0,793

2. Ексергетичний аналіз системи гарячого водопостачання

2.1 Схеми ексергетичних перетворень

В даний час оцінка досконалості перетворювання енергії в любій термoeкономiчній системi базується на залученні ексергетичного аналізу, який дозволяє однозначно виражати рiзнорiднi енергетичнi потоки.

Енергетична оцiнка степенi довершеностi дослiдує мого об'єкту в данiй роботi базується на сучаснiй термiнологiї i положеннях, викладенi в роботах навчуної школи Дж. Тсатсарониса [1]. Згiдно моделi цiєї навчуної школи, проведення ексергетичного аналізу зв'язаного з виконанням наступних покрокових процедур:

- вибираються границі системи;
- складається формалізована схема ексергетичних перетворень;
- розраховуються значення ексергетичних потоків, перетинаючи границі систем;
- виконується розподіл ексергетичних потоків на категорії «паливо» і «продукт» по відповідним правилам;
- визначаються показники (критерії) ексергетичного аналізу;
- визначаються напрямлення оптимізації і формуються порівняльні оцінки.

На рисунках 2.1 представлені формалізовані схеми ексергетичного перетворення з вказівками вхідних і вихідних потоків ексергії, перетинаючи границі системи. Баланс ексергетичних потоків замикається величиною деструкції, E_D і витрати, E_L ексергії в процесах енергоперетворення.

При проведенні ексергетичного аналізу використовуються нові поняття ексергетичних потоків:

- ексергія потоку палива, E_F
- ексергія потоку продукта, E_P

Ексергетичний баланс системи (компонента) записується у вигляді

$$E_F = E_P + E_D + E_L$$

Головний критерій ексергетичного аналізу, замінюючий термін «ексергетичний к.к.д.», носить назву «ексергетична ефективність» і представляє собою слiдуєче вiдношення.

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_F}$$

Відношення транзитних або переривчатих потоків ексергії до категорій E_F або E_P сформульований в правилах , викладених в [2].

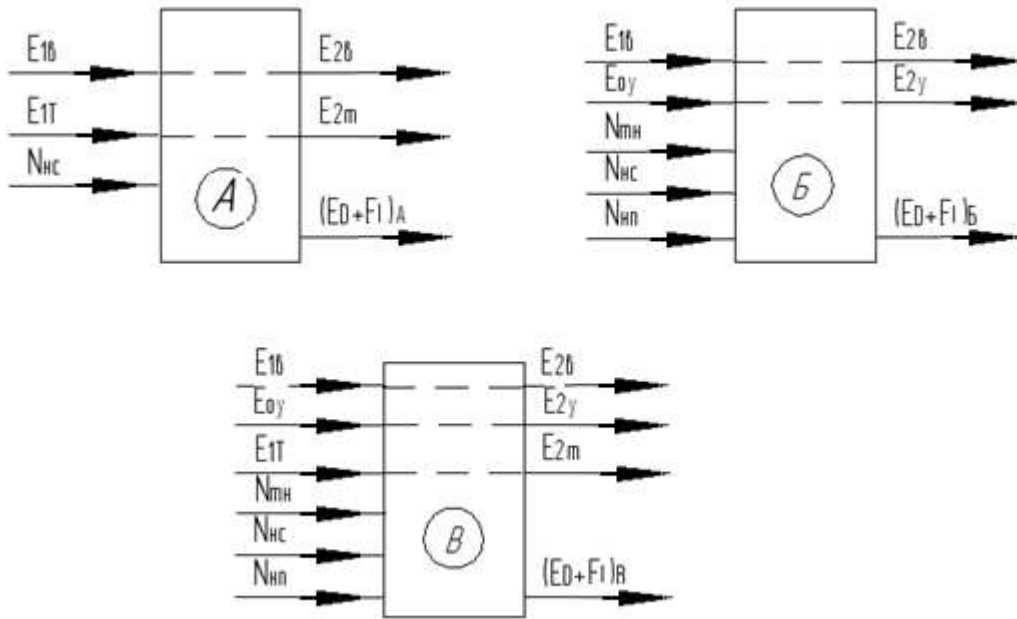


Рисунок 2.1 Схеми ексергетичних перетворень в системах А , Б і В.

Згідно схем , представлених на рисунках 2.1 розрахункові рівняння для показників ексергетичного аналізу записуються в вигляді

Схема А

- ексергія потоку палива , $E_F = (E_{T1} + E_{T2}) + N_{HM}$;
- ексергія потоку продукта , $E_P = E_{2b} - E_{1b}$;
- ексергетичні ефективність , $\varepsilon = \frac{E_P}{E_F}$;
- потік деструкції і витрат ексергії , $E_D + E_L = E_F + E_P$

Схема Б

- ексергія потоку палива , $E_F = N_{TH} + N_{HM} + N_{HP} + (E_{oy} - E_{2y})$;
- ексергія потоку продукта , $E_P = E_{2b} - E_{1b}$;

- ексергетичні ефективність , $\varepsilon = \frac{E_P}{E_F}$;
- потік деструкції і витрат ексергії , $E_D + E_L = E_F + E_P$

Схеми В1, В2, В3

- ексергія потоку палива , $E_F = N_{TH} + N_{HM} + N_{HP} + (E_{1T} + E_{2T}) + (E_{oy} - E_{2y})$
- ексергія потоку продукта , $E_P = E_{26} - E_{16}$;
- ексергетичні ефективність , $\varepsilon = \frac{E_P}{E_F}$;
- потік деструкції і витрат ексергії , $E_D + E_L = E_F + E_P$

Величини потоків ексергії в вузлових точках розраховується по рівнянню

$$E_j = e_j \cdot G_j$$

де індекс «j» характеризує номер точки в том або іншому матеріальному потоці який характеризується термічними параметрами (P,t) і витратою , G. Розрахунок питомих ексергій , e виконується по рівнянням для відповідних середовищ.

2.2 Розрахунок показників

Результати розрахунків по схемам зведені в таблиці 2.1 і 2.2.

На рисунку 2.2 представлена графічна залежність ексергетичної ефективності системи ТВС від частини теплового навантаження на тепловий насос , Н. Аналіз зміни ексергетичної ефективності показує , що при бівалентному режимі з долею Н=0.5 має місце максимально аналізованого показника ексергетичного аналізу.

Таблиця 2.1 Показники ексергетичного аналізу

Варі- ант схеми	Водопідігрівач			Бойлер			Тепловий насос						
	G_g	$\square e_g$	E_P	G_T	$\square e_T$	$\square E_T$	G_y	$\square e_y$	$\square E_y$	ΣN	E_F	ε	$E_D + E_L$
	$\frac{кг}{с}$	$\frac{кДж}{кг}$	кВт	$\frac{кг}{с}$	$\frac{кДж}{кг}$	кВт	$\frac{кг}{с}$	$\frac{кДж}{кг}$	кВт	кВт	кВт	-	кВт
А	0,555	21,2	11,77	1,438	16,69	24						0,487	12,35
Б	0,554	21,2	11,77	-			4,75	0,35	1,662	35,69	37,35	0,315	25,58
В1	0,541	21,2	11,47	0,721	16,69	12,03	2,715	0,35	0,95	10,13	23,11	0,496	11,64
В2	0,543	21,2	11,51	0,585	16,69	9,763	3,354	0,35	1,174	12,435	23,37	0,492	11,86
В3	0,567	21,2	12,02	0,302	16,69	5,04	4,791	0,35	1,677	17,74	24,46	0,491	12,44

Таблиця 2.2 Показники ексергетичного аналізу при зміні режиму теплоносія.

Варі- ант схеми	Режим теплоносія											
	90/75				90/70				80/60			
	G_T	$\square e_T$	$\square E_T$	ε	G_T	$\square e_T$	$\square E_T$	ε	G_T	$\square e_T$	$\square E_T$	ε
	$\frac{кг}{с}$	$\frac{кДж}{кг}$	$кВт$	-	$\frac{кг}{с}$	$\frac{кДж}{кг}$	$кВт$	-	$\frac{кг}{с}$	$\frac{кДж}{кг}$	$кВт$	-
А	1,438	16,69	24,0	0,487	1,077	21,66	23,33	0,501	1,079	19,77	21,33	0,548
Б												
В1	0,721	16,69	12,03	0,496	0,5409	21,66	11,71	0,503	0,5409	19,77	10,69	0,527
В2	0,585	16,69	9,76	0,492	0,4384	21,66	9,496	0,498	0,4392	19,77	8,682	0,516
В3	0,302	16,69	5,04	0,491	0,2267	21,66	4,910	0,494	0,227	19,77	4,488	0,503

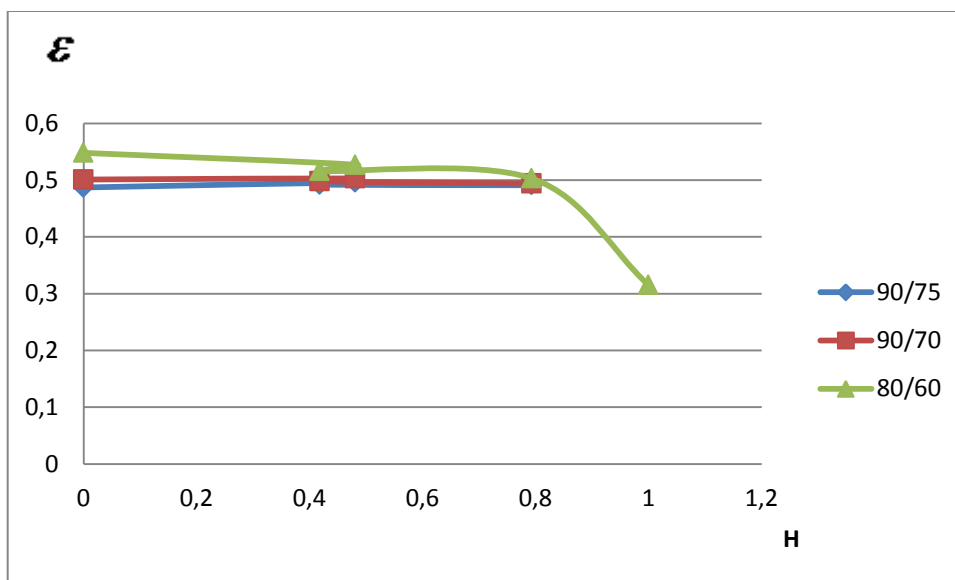


Рисунок 2.2 Графік функції $\varepsilon = f(H)$ - режим -90/75 - - 90/70 - 80/60

3. Термoeкономiчнi порiвняння схемних рiшень

3.1 Загальнi положення

Вiдповiдально до методологiї термoeкономiчного аналізу , викладеної в [1], пiсля визначення ексергетичної ефективностi порiвняльних систем переходять до складання рiвнянь , що описують баланс ексергетичної вартостi. На базi вказаних балансових рiвнянь отримують вирази для розрахунку критерiїв , характеризують термoeкономiчну досконалiсть порiвнювальних об'єктiв або систем.

Безумовно , головним термoeкономiчним показником при порiвняннi рiзних видiв основного устаткування систем теплопостачання є цiна ексергiї потоку продукту C_p . Ця величина комплексно враховує фiнансовi витрати , обумовленi недосконалiстю перетворення енергiї i витрати на створення i експлуатацiю устаткування або систем в цiлому .

Точнiсть термoeкономiчних розрахункiв здебiльшого визначається стабiльностю цiн як на енергоносії , так i на теплотехнiчне устаткування . При створеннi програмних продуктiв перш за все сформуванi досить обширну базу даних за економiчними показниками теплоенергетичного устаткування .

При виконаннi термoeкономiчних розрахункiв потрiбно точно дотримуватися вiдповiдностi за кiлькiстю i рiвнем ексергетичних потокiв вибраним межами систем , оскiльки це може iстотно впливати на структуру балансових рiвнянь i показники розрахунку , це значення найчастiше пов'язане з включенням у межi системи насосного i вентиляторного устаткування для перемiщення середовищ , що беруть участь в енергообмiнi даної установкi або системи.

3.2 Розрахунок економiчних показникiв термoeкономiчного аналізу

Економiчна модель енергоперетворюючої системи, що застосовується до термoeкономiчного аналізу, характеризується узагальненим параметром Z , що являє собою вартiсть експлуатацiї, $\frac{z_{PH}}{z_{OD}}$

$$Z = Z^{CI} + Z^{EN} + Z^{OM} ,$$

де Z^{CI} - складова, пов'язана з капiтальними (iнвестицiйними) витратами;

Z^{EN} - складова, що враховує витрати на вхідну енергію для функціонування системи (елементу);

Z^{OM} - складова, що враховує витрати на обслуговування.

У свою чергу годинна вартість інвестиційних витрат, записується у вигляді

$$Z^{CI} = \frac{K_o}{PWF \cdot \tau_p}, \text{ з рн / з од}$$

де K_o - первинна вартість капітальних витрат з урахуванням супутніх складових (транспортування, монтаж і ін.);

τ_p - розрахункове число годин роботи установки протягом одного року;

PWF - чинник поточної вартості, що дисконтується (облік динамічних властивостей інвестиційного капіталу).

Розрахунок чинника PWF виконується по формулі:

$$PWF = \frac{q^{\tau_A} - 1}{q^{\tau_A} \cdot d},$$

де $q = 1 + d$ - фактор дисконтування;

d - річна ставка дисконту;

τ_A - число років повернення інвестицій.

Для розрахунку приймати $d = 0,1$; $\tau_A = 10$ років.

Для термoeкономічних розрахунків величину K_o або беруть з прайс-листів на окремі компоненти теплонасосної установки, або розраховують через питому вартість по характерному параметру.

Для складової Z^{EN} при роботі ТНУ в бівалентному режимі з бойлером розрахункове рівняння має вигляд:

$$Z^{EN} = u_{e/e} \cdot \sum N_{THV} + u_m \cdot G_m, \frac{грн}{год}$$

де $u_{e/e}$ - ціна електроенергії з ПДВ, $\frac{грн}{кВт \cdot г}$;

u_m - ціна теплоносія, $\frac{грн}{тона}$;

G_m - витрата теплоносія, $\frac{тона}{год}$;

$\sum N_{THV}$ - сумарна потужність електропостачання, $кВт$.

Загальне рівняння для складової Z^{OM} має вигляд:

$$Z^{OM} = \frac{\sum C^{OM}}{\tau_p}, \frac{грн}{год},$$

де $\sum C^{OM}$ - сумарна вартість річних витрат на ремонт та обслуговування установки.

Для розрахунків можна прийняти:

$$Z^{OM} = (0,2 - 0,3) \cdot Z^{EN}.$$

Результати розрахунку економічно складової балансу ексергетичної вартості представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 Економічні показники для розрахункових схем системи ГВП

Варіант схеми	$K_0, \text{грн}$	$Z^{CI}, \frac{грн}{год}$	$Z^{EN}, \frac{грн}{год}$	$Z^{OM}, \frac{грн}{год}$	$Z, \frac{грн}{год}$
А	266590	8,68	62,28	20	90,96
Б	626620	20,40	30,00	20	70,40
В1	424884	13,83	39,71	20	73,54
В2	541632	17,63	35,64	20	73,27
В3	602192	19,60	27,98	20	67,58

При розрахунку використаних даних з прас – листів по обладнанню указаних фірм в розділі 1.

Розрахункові тарифи з рахунком НДС;

- електроенергія , $u_{\text{э/э}} = 0,84 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}$
- теплоносій , $u_m = 12 \frac{\text{грн}}{\text{тона}}$
- холодної санітарної води , $u_{\text{с}} = 7 \frac{\text{грн}}{\text{тона}}$

В економічних розрахунках також були прийняті :

- річна ставка дисконту , $d = 10\%$
- час повернення інвестицій , $\tau_A = 10$ років
- відсоток супутніх витрат - 50%
- 1 євро = 11 грн. , 1 долар США = 8,0 грн.

3.3 Показники термoeкономiчного аналізу

На основi рiвнянь балансу ексергетичної вартостi для кожного схемного рiшення розраховується наступним показником .

- ексергетична цiна потоку продукта системи , $C_P, \frac{\text{грн}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$;
- ексергетична вартiсть потоку продукту системи , $C_P, \frac{\text{грн}}{\text{час}}$;
- ексергетична цiна потоку палива системи , $C_F, \frac{\text{грн}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$;
- ексергетична цiна потоку деструкцiї i втрат ексергiї, $C_{(D+L)}, \frac{\text{грн}}{\text{час}}$
- вiдносне розходження цiн , r .
- ексергетичний фактор , f .

Для розрахунку величини C_P використовується вираз в загальному виглядi

$$c_P = \frac{C_F + Z}{E_p}$$

Для схеми А :

$$c_P = \frac{c_{1T} \cdot (E_{1T} - E_{2T}) + c_N N_{HM} + Z_A}{E_{2e} - E_{1e}}$$

де $c_{1T} = \frac{u_T \cdot 3,6}{e_{1T}}$ - ексергетична цiна теплоносія на входi в бойлер ;

$c_N = u_{\text{э/э}}$ - ексергетична цiна електроенергiї дорiвнює її тарифу .

Для схеми Б:

$$c_P = \frac{c_N \Sigma N + Z_B}{E_{2e} - E_{1e}}$$

Для схем В1, В2, В3:

$$c_P = \frac{c_N \Sigma N + c_{1T} (E_{1T} - E_{2T}) + Z_B}{E_{2e} - E_{1e}}$$

Величина C_P для всiх схем визначається по загальному рiвнянню

$$C_P = c_P \cdot E_p = c_P (E_{2e} - E_{1e})$$

Ексергетична цiна потоки палива:

схема А: $c_F = c_{1T} (E_{1T} - E_{2T}) + c_N N_{HM}$

схема Б: $c_F = c_N = u_{\text{э/э}}$

схема В: $c_F = c_N \Sigma N + c_{1T} (E_{1T} - E_{2T})$

Ексернетична вартість потоку деструкції і втрат для усіх варіантів

$$r = \frac{c_P - c_F}{c_F}$$

Ексергоекономічний фактор для усіх варіантів

$$f = \frac{Z}{Z + C_{(D+L)}}$$

Результати термoeкономічного аналізу розгляданих схем приведені в таблиці 3.1

В якості основного критерію ексергетичної вартості потоку продукту, C_P .
Графік на рисунку 3.1 показує зміни цього показника в залежності від долі теплової завантаження теплового насосу в бівалентному режимі.

Таблиця 3.1 Показники термoeкономічного аналізу

Варіант схеми	$c_P, \frac{грн}{кВт \cdot год}$	$c_F, \frac{грн}{кВт \cdot год}$	$C_P, \frac{грн}{год}$	$C_{(D+L)}, \frac{грн}{год}$	$Z, \frac{грн}{год}$	$C_{(D+L)} + Z, \frac{грн}{год}$	r	f
А	9,106	0,673	107,18	8,31	90,96	99,27	12,53	0,916
Б	8,528	0,84	100,38	21,48	70,4	91,88	9,15	0,766
В1	7,857	0,748	90,12	8,87	73,54	82,41	9,5	0,892
В2	7,842	0,766	90,27	9,08	73,27	82,35	9,24	0,89
В3	7,143	0,803	85,86	9,98	67,58	77,56	7,89	0,871

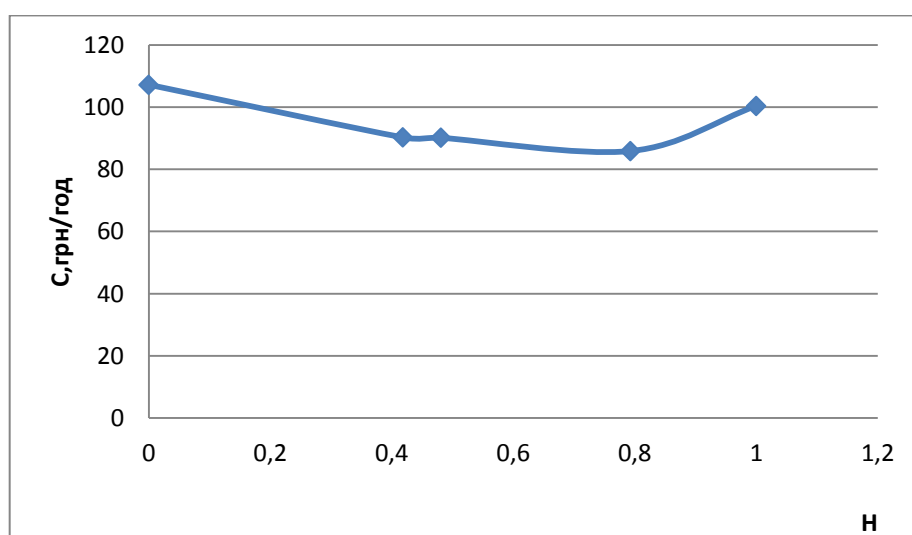


Рисунок 3.1 Графік залежності $c_p = f(H)$

Висновки

1. Бівалентний режим роботи теплонасосної установки для систем ГВП енергоефективний, ніж многовалентний або простобойлерним нагрівом (схема А).
2. Оптимум ексергетичної ефективності для бівалентних режимів (схеми В1, В2, В3), не збігається з оптимумом по термoeкономічному критерію C_p .
3. Рекомендована частина теплової навантаження на тепловий насос повинна прийматися в інтервалах $H=0,7-0,9$

Список використаної літератури

- 1.Тсабсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы , -Одесса :ООО Студия «Негоциант », 2002-152с.
- 2.Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов .-Одесса : Студия «Негоциант »,2006.-712с.
- 3.VIESSMANN. Тепловые насосы VITOCAL 300/500.Технический паспорт , 5829 119-4 GUS.