

І.М. МИКОЛІВ

О.Ю. ШЕВЧЕНКО, доктор технічних наук

С.А. БУТ, кандидат технічних наук

М.В. ЯКИМЧУК, кандидат технічних наук

В.А.ПІДДУБНИЙ, доктор технічних наук

Національний університет харчових технологій

ЛОКАЛЬНІ РЕКУПЕРАТИВНІ ЗОНИ В ПРОЦЕСАХ КОНЦЕНТРУВАННЯ МАТЕРІАЛЬНИХ ПОТОКІВ

В математичній формі встановлено співвідношення термодинамічних параметрів пари, які відображують можливість і доцільність створення локальних замкнутих зон енергокористування.

Ключові слова: *пара, тиск, потенціал, енергія, трансформація, фактор.*

В математической форме установлены соотношения термодинамических параметров пара, отображающие возможность и целесообразность создания локальных замкнутых зон энергопотребления.

Ключевые слова: *пар, давление, потенциал, энергия, трансформация, фактор.*

Correlations of thermodynamics parameters of steam, representing possibility and expedience of creation of closed areas of energy consumption, are set in a mathematical form.

Keywords: *steam, pressure, nomenclature, energy, transformation, factor.*

У випадках, коли робота технологічних апаратів супроводжується випаровуванням частини рідинної фракції, виникає можливість детермінованого повернення теплової енергії в об'ємах, що відповідають витратам на генерування вторинної пари. За таких умов використовуються пристрої, які підвищують потенціал парової фази і які за аналогією називають тепловими насосами, хоча їх влаштування має принципові відмінності від пристроїв, що працюють на основі зворотного циклу Карно. Оскільки вторинна пара проходить етап стискання в

механічних або термокомпресорах, то саме це забезпечує досягнення температур, які задовольняють технологічні процеси, за рахунок відповідних тисків.

Встановлення співвідношень термодинамічних параметрів у процесах трансформації потоків пари визначено задачею цих досліджень.

Енергетичний потенціал утвореної парової фази, який більше ніж у 5 разів перевищує потенціал води з температурою 100 °С, може бути використаний з коефіцієнтом трансформації у 5-6 одиниць в багатокорпусних випарних установках за рахунок зниження тисків в їх послідовній побудові [1, 2].

На рис. 1 наведено схему, яка стосується можливих напрямків викорис-

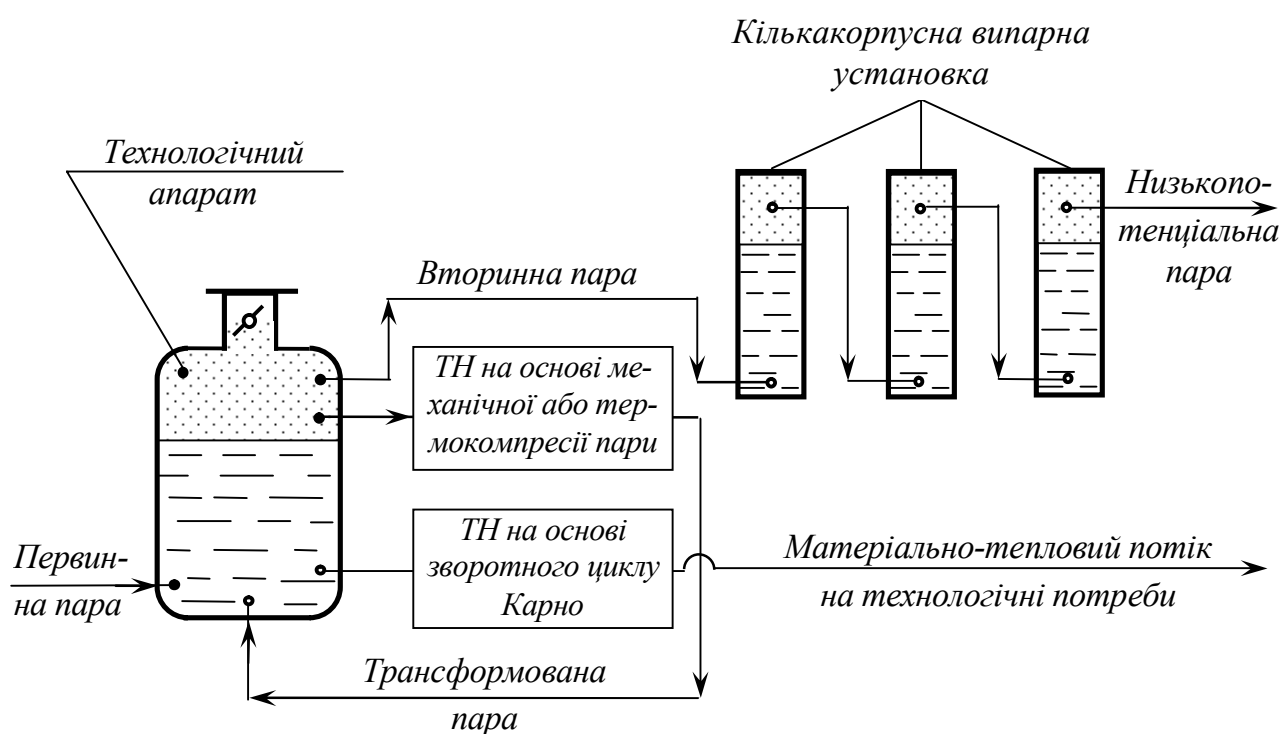


Рис. 1. Схема щодо можливих напрямків у використанні вторинних теплоенергетичних ресурсів

тання вторинних енергетичних ресурсів, утворюваних на технологічних апаратах.

Вибір на користь кожного з наведених варіантів використання теплових ресурсів, які оцінюються вторинними, супроводжується 5-6-ти кратним перевищенням рівня повернутої енергії над рівнем енергетичних витрат теплових насосів (ТН) або вакуумних систем для забезпечення роботи випарних установок.

Значна кількість технологій харчових і мікробіологічних виробництв пов'язані з організацією процесів випарювання розчинника і концентрування таким чином цільових речовин. Доцільним напрямком при цьому вважається використання багатокорпусних випарних установок, які дозволяють отримувати кількакратну кількість вторинної пари по відношенню до первинної гріючої пари, що поступає на перший корпус. При цьому забезпечення відповідних перепадів тисків у корпусах досягається за рахунок конденсації вторинної пари, що відбирається з останнього корпуса або за рахунок використання вакуумного насоса. В першому випадку процес супроводжується витратами води на барометричний конденсатор, а у другому випадку вторинну пару необхідно стиснути хоча б до атмосферного тиску, щоб вивести її з системи. Очевидно, що таке стискання супроводжується певними рівнями енергетичних витрат і при цьому стиснута пара знову підвищує свій потенціал. Останнє означає можливість створення на такій основі локальних систем енергокористування.

Розглянемо спрощений варіант випарної установки, до складу якої входить безпосередньо випарний апарат 1 з гріючою сорочкою 2, компресор 3 для стискання пари з контролером 4 для забезпечення заданих термодинамічних параметрів вторинної пари, внутрішня поверхня теплопередавання 5 і гідравлічний затвор 6. (рис. 2).

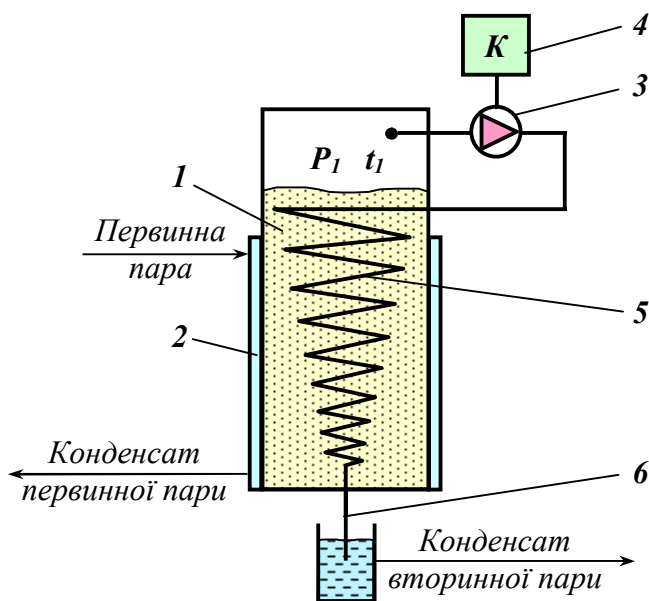


Рис. 2. Схема випарної установки з тепловим насосом

Присутність компресора 3 і поверхні теплопередавання 5, яка взаємодіє з середовищем означає можливість підтримування процесу випарювання середовища в економічному режимі.

За підтримки теплового балансу в системі і стабілізованого тиску P_1 у

надрідинному просторі процес утворення вторинної пари буде ізотермічним і нехай температура киплячого середовища і вторинної пари складає величину t_1 , а після компресії вторинної пари одержимо параметри P_2 і t_2 .

За даними [2] наведемо деякі із співвідношень параметрів, які стосуються 1 кг пари. При цьому будемо вважати, що тиск у випарнику складає $P_1 = 0,2$ бара і йому відповідають температура середовища і пари $t_1 = 60,09$ °С, ентальпія пари $h'' = 2609,6$ кДж/кг і теплота пароутворення $r = 2358,1$ кДж/кг.

Параметри, що відповідають різним значенням P_2 представлені у табл. 1.

Таблиця 1

Значення параметрів системи

$P_2 = 0,3$	$P_2 = 0,4$	$P_2 = 0,5$	$P_2 = 0,6$
$t_2 = 69,12$	$t_2 = 75,89$	$t_2 = 81,35$	$t_2 = 85,95$
$h'' = 2625,3$	$h'' = 2636,8$	$h'' = 2646,0$	$h'' = 2653,6$
$r = 2336,0$	$r = 2319,2$	$r = 2305,4$	$r = 2293,7$
$\Delta t = 9,03$	$\Delta t = 15,8^\circ$	$\Delta t = 21,26$	$\Delta t = 25,85$
$\Delta h'' = 15,7$	$\Delta h'' = 27,2$	$\Delta h'' = 36,4$	$\Delta h'' = 44,0$
$\beta = 148,8$	$\beta = 85,26$	$\beta = 63,3$	$\beta = 52,13$
$P_2 = 0,7$	$P_2 = 0,8$	$P_2 = 0,9$	$P_2 = 1,0$
$t_2 = 89,96$	$t_2 = 93,51$	$t_2 = 96,71$	$t_2 = 99,63$
$h'' = 2660,2$	$h'' = 2668,0$	$h'' = 2671,1$	$h'' = 2675,7$
$r = 2253,4$	$r = 2270,0$	$r = 2265,0$	$r = 2258,2$
$\Delta t = 29,87$	$\Delta t = 33,42$	$\Delta t = 36,62$	$\Delta t = 39,54$
$\Delta h'' = 50,6$	$\Delta h'' = 58,4$	$\Delta h'' = 61,5$	$\Delta h'' = 66,1$
$\beta = 45,13$	$\beta = 38,87$	$\beta = 36,83$	$\beta = 34,16$

Значення різниці температур визначалися залежністю

$$\Delta t = t_2 - t_1, \quad (1)$$

а різниця ентальпій – формулою

$$\Delta h'' = h''_2 - h''_1. \quad (2)$$

Величина коефіцієнта повернення енергії розраховувалася як

$$\beta = \frac{r_2}{\Delta h''}. \quad (3)$$

Очевидно, що динаміка конденсації вторинної пари за рахунок внутріш-

ньої поверхні теплопередавання залежить від різниці температур Δt .

З табл. 1 видно, що різниця температур Δt зростає зі збільшенням перепаду тисків P_2/P_1 , а тому ціною збільшення Δt є зменшення коефіцієнта β . Це означає, що ступінь стискання вторинної пари доцільно обмежувати якоюсь величиною, яка б задовольняла режим теплопередавання від неї в процесі конденсації до середовища. Такий підхід є тим більш доцільним, що компенсації у зменшенні Δt можливо досягти за рахунок збільшення поверхні теплопередавання.

Використання запропонованої технології в організації процесів випарювання супроводжується додатковим позитивним наслідком, оскільки на внутрішній і зовнішній поверхнях теплопередавання мають місце фазові переходи з високими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі α_1 та α_2 . Останнє означає можливість досягнення високих значень коефіцієнта теплопередавання.

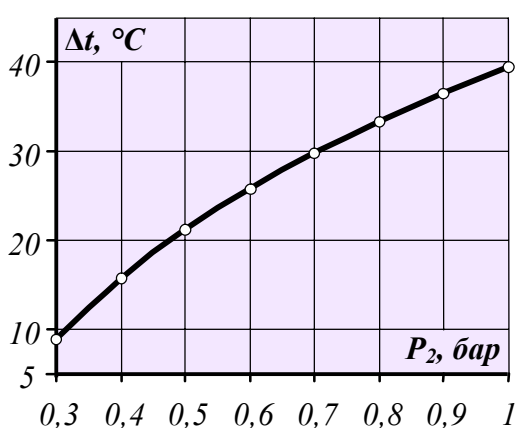


Рис. 3. Графік залежності Δt від кінцевого тиску P_2

Перехід до використання табличних значень термодинамічних параметрів вторинної пари і показника коефіцієнта β пов'язаний з тим, що використання лише аналітичних співвідношень не дозволяє отримати бажану точність.

Оскільки за фіксованого значення P_1 має місце залежність $\Delta t = \Delta t(P_2)$, то в інтересах оптимізації системи за обраними параметрами доцільно відслідковувати цю залежність. Відповідні співвідношення представлено у табл. 2 та на рис. 3.

Таблиця 2

Значення величин Δt в залежності від тиску P_2

P_2 , бар	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Δt , °C	9,03	15,8	21,26	25,85	29,87	33,42	36,62	39,54

З точки зору інтересів досягнення позитивного результату за показником рушійного параметра теплопередавання Δt необхідно збільшувати тиск конденсації вторинної пари. Проте необхідно звернути увагу на енергетичні витрати,

пов'язані з її стисканням. В теоретичному обчисленні енергетичні витрати будемо вважати рівними різниці ентальпії h_2'' та h_1'' . Відповідні дані, що стосуються цієї залежності, наведені в табл. 3.

Залежності $h_2'' = h_2''(P_2)$ та $\beta = \beta(P_2)$ також представлені на рис. 4 та 5.

Таблиця 3

Співвідношення між параметрами h_2'' та P_2 за значення $P_1 = 0,2$ бар та залежності $\beta = \beta(P_2)$

P_2 , бар	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\Delta h''$, Дж/кг	15,7	27,2	36,4	44,0	50,6	56,7	61,5	66,4
β	148,8	85,9	63,3	52,1	45,1	38,9	36,8	34,1

Особливістю перебігу термодинамічних процесів у досліджуваній системі є різниця тисків пароутворення і конденсації, яка досягається за рахунок компресора. Повернення теплоти конденсації означає, що енергетичне забезпечен-

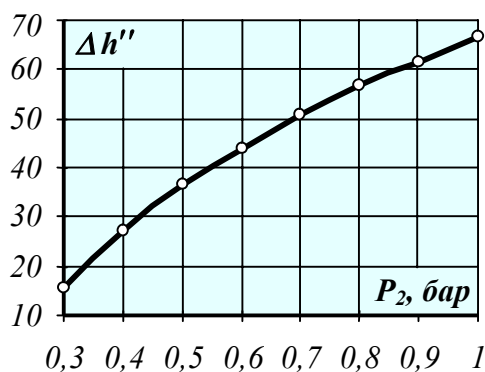


Рис. 4. Залежність між значеннями різниці ентальпій $\Delta h''$ та величинами тиску P_2 при $P_1 = 0,2$ бар

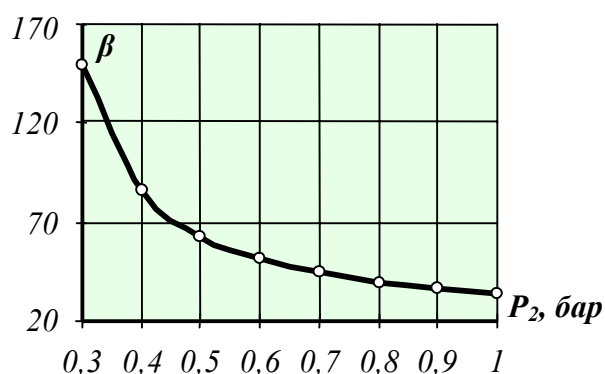


Рис. 5. Залежність між значеннями коефіцієнта β та тиску P_2 при $P_1 = 0,2$ бар

ня роботи системи в усталеному режимі пов'язане з компенсацією втрат теплоти в навколишнє середовище і досягається, в основному, за рахунок роботи компресора. Проте в процесі запуску системи і забезпечення заданого значення температури t_1 необхідно скористатися енергопідведенням з боку первинного теплоносія (первинної пари).

Феноменологічний аналіз даних табл. 1 приводить до висновку про вплив на термодинамічні показники величин P_1 та t_1 . На підтвердження цієї думки

наведемо в табл. 4 відповідні дані.

Таблиця 4

Термодинамічні параметри системи

$P_1 = 0,3 \text{ бар}; \quad t_1 = 69,12 \text{ }^\circ\text{C}; \quad h'' = 2625,3 \text{ кДж/кг}$					
$P_2 = 0,4$	$P_2 = 0,5$	$P_2 = 0,6$	$P_2 = 0,7$	$P_2 = 0,8$	$P_2 = 0,9$
$t_2 = 75,89$	$t_2 = 81,35$	$t_2 = 85,95$	$t_2 = 89,96$	$t_2 = 93,51$	$t_2 = 96,71$
$h'' = 2636,8$	$h'' = 2646$	$h'' = 2653,6$	$h'' = 2660,2$	$h'' = 2668,0$	$h'' = 2671,1$
$r = 2319,2$	$r = 2305,4$	$r = 2233,7$	$r = 2283,4$	$r = 2270,0$	$r = 2265,0$
$\Delta t = 6,77$	$\Delta t = 12,23$	$\Delta t = 16,83$	$\Delta t = 20,84$	$\Delta t = 24,39$	$\Delta t = 27,59$
$\Delta h'' = 11,5$	$\Delta h'' = 20,7$	$\Delta h'' = 28,3$	$\Delta h'' = 34,9$	$\Delta h'' = 40,8$	$\Delta h'' = 46,0$
$\beta = 201,7$	$\beta = 111,31$	$\beta = 80,0$	$\beta = 65,4$	$\beta = 53,16$	$\beta = 49,45$
$P_1 = 0,4 \text{ бар}; \quad t_1 = 75,89 \text{ }^\circ\text{C}; \quad h'' = 2636,8 \text{ кДж/кг}$					
$P_2 = 0,5$	$P_2 = 0,6$	$P_2 = 0,7$	$P_2 = 0,8$	$P_2 = 0,9$	$P_2 = 1,0$
$t_2 = 81,35$	$t_2 = 85,95$	$t_2 = 89,96$	$t_2 = 93,51$	$t_2 = 96,71$	$t_2 = 99,63$
$h'' = 2646$	$h'' = 2653,6$	$h'' = 2660,2$	$h'' = 2668,0$	$h'' = 2671,1$	$h'' = 2675,7$
$r = 2305,4$	$r = 2293,7$	$r = 2283,4$	$r = 2270,0$	$r = 2265,0$	$r = 2258,2$
$\Delta t = 5,46$	$\Delta t = 10,06$	$\Delta t = 14,07$	$\Delta t = 17,62$	$\Delta t = 20,82$	$\Delta t = 23,74$
$\Delta h'' = 9,2$	$\Delta h'' = 16,8$	$\Delta h'' = 23,4$	$\Delta h'' = 30,6$	$\Delta h'' = 35,7$	$\Delta h'' = 40,1$
$\beta = 250,6$	$\beta = 158,0$	$\beta = 97,58$	$\beta = 72,8$	$\beta = 63,5$	$\beta = 58,05$
$P_1 = 0,5 \text{ бар}; \quad t_1 = 81,35 \text{ }^\circ\text{C}; \quad h'' = 2646 \text{ кДж/кг}$					
$P_2 = 0,6$	$P_2 = 0,7$	$P_2 = 0,8$	$P_2 = 0,9$	$P_2 = 1,0$	
$t_2 = 85,95$	$t_2 = 89,96$	$t_2 = 93,51$	$t_2 = 96,71$	$t_2 = 99,63$	
$h'' = 2653,6$	$h'' = 2660,2$	$h'' = 2668,0$	$h'' = 2671,1$	$h'' = 2675,7$	
$r = 2293,7$	$r = 2283,4$	$r = 2270,0$	$r = 2265,0$	$r = 2258,2$	
$\Delta t = 4,6$	$\Delta t = 8,61$	$\Delta t = 12,16$	$\Delta t = 15,36$	$\Delta t = 18,28$	
$\Delta h'' = 7,6$	$\Delta h'' = 14,2$	$\Delta h'' = 20,7$	$\Delta h'' = 26,0$	$\Delta h'' = 30,2$	
$\beta = 301,7$	$\beta = 160,8$	$\beta = 103,18$	$\beta = 85,7$	$\beta = 76,03$	

Інтерпретація даних цієї таблиці дозволяє відмітити наступне. Збільшення тиску P_1 приводить за інших рівних умов до зменшення температурного перепаду Δt як рушійного фактора в процесі теплообміну. Проте більш логічне

відображення в оцінці Δt доцільніше відображувати в оцінці її залежності від різниці тисків $P_2 - P_1$. І тоді за умови, що $P_2 = \text{const}$ приходимо до висновку про збільшення Δt зі зростанням різниці $P_2 - P_1$. Іншими словами ціною збільшення Δt є поглиблення рівня вакуумування середовища.

Енергетичні витрати, відображені параметром $\Delta h''$, також залежать від співвідношення тисків P_1 та P_2 , рівно як і коефіцієнт повернення енергії β .

Таким чином параметри Δt , $\Delta h''$ та β можливо оцінювати функціями відгуку таких параметрів, як тиски P_1 та P_2 . Це дає підстави здійснити двофакторний обчислювальний експеримент для одержання відповідних аналітичних залежностей. Теорія планування таких експериментів передбачає складання відповідної матриці [3, 4].

Введемо кодовані позначення факторів. Нехай параметру P_1 відповідає кодований фактор x_1 , а тиску P_2 – фактор x_2 . Тоді матриця планування двофакторного експерименту представляється табл. 5.

Таблиця 5

Матриця планування двофакторного експерименту

№ дослід	Ф а к т о р и						
	x_0	x_1	x_2	$x_1 x_2$	Δt	$\Delta h''$	β
1	+ 1	– 1	– 1	+ 1	25,85	44,0	52,12
2	+ 1	+ 1	– 1	– 1	10,06	16,8	136,5
3	+ 1	– 1	+ 1	– 1	39,54	66,1	34,16
4	+ 1	+ 1	+ 1	+ 1	23,74	38,9	58,05

Дані, що стосуються умов проведення експерименту, наведені в табл. 6.

Термодинамічні параметри, що відповідають тиску 0,3 бара мають значення

$$t_{0,2} = 60,09 \text{ }^\circ\text{C}; \quad h''_{0,2} = 2609,6 \text{ кДж/кг}; \quad r_{0,2} = 2358,1 \text{ кДж/кг}$$

і відповідно тиску $P_1 = 0,4$ бара маємо

$$t_{0,4} = 75,89 \text{ }^\circ\text{C}; \quad h''_{0,4} = 2636,8 \text{ кДж/кг}; \quad r_{0,4} = 2319,2 \text{ кДж/кг}.$$

Умови проведення обчислювального експерименту

Величина	Ф а к т о р и	
	P_1 , бар	P_2 , бар
Кодоване позначення фактора	x_1	x_2
Основний рівень P_i	0,3	0,8
Інтервал варіювання P_i	0,1	0,2
Нижній рівень $P_{iн}$	0,2	0,6
Верхній рівень $P_{iв}$	0,4	1,0

Аналогічно стосовно P_2 записуємо

$$t_{0,6} = 85,95 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad h''_{0,6} = 2653,6 \text{ кДж/кг}; \quad r_{0,6} = 2293,4 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{1,0} = 99,63 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad h''_{1,0} = 2675,7 \text{ кДж/кг}; \quad r_{1,0} = 2258,2 \text{ кДж/кг}.$$

У нашому випадку, коли в експерименті мають місце два фактори, які варіюють на двох рівнях – 1 та + 1, рівняння регресії набуває вигляду:

$$\hat{y} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_1x_2. \quad (4)$$

Стовпчик x_0 в табл. 5 потрібний для обчислення коефіцієнту b_0 , а останній стовпчик є добутком другого і третього.

В результаті обробки результатів обчислювальних експериментів стосовно таких функцій відгуку як Δt , $\Delta h''$ та β одержано наступні рівняння регресій в кодованому вигляді і в залежності від фізичних величин тисків.

По параметру температури маємо:

$$\bar{y}_t = 24,79 - 7,89x_1 + 6,84x_2 - 0,0025x_1x_2; \quad (5)$$

$$\Delta t = 21,07 - 78,84P_1 + 34,24P_2 - 0,125P_1P_2. \quad (6)$$

Значення, що стосуються величини $\Delta h''$ описуються рівняннями:

$$\bar{y}_{h''} = 41,45 - 13,6x_1 + 11,05x_2; \quad (7)$$

$$\Delta h'' = 38,05 - 136P_1 + 55,25P_2. \quad (8)$$

Стосовно коефіцієнта повернення енергії β одержуємо:

$$\bar{y}_\beta = 70,2 + 27,06x_1 - 24,1x_2 - 15,12x_1x_2; \quad (9)$$

$$\beta = -96,02 + 875,4P_1 + 106,3P_2 - 756P_1P_2. \quad (10)$$

Висновки. 1. Матеріальні потоки в технологіях харчових виробництв одночасно є носіями хімічної, теплової, кінетичної, потенціальної енергій, енергії утворення міжфазної поверхні тощо. Названі види енергії можливо узагальнити поняттям внутрішньої енергії матеріальних потоків.

2. На основі відомих співвідношень термодинамічних параметрів процесів утворення і конденсації водяної пари розроблено аналітичні моделі для оцінки ефективності використання теплових насосів стосовно випарних апаратів. Запропоновано до використання систему з замкнутим енергетичним контуром, яка забезпечує повернення теплової енергії вторинної пари.

3. Величина додаткових енергетичних витрат в замкнутій локальній системі вторинної пари залежить від рівня її стискання. Збільшення останнього приводить до зростання температурного напору в режимі конденсації вторинної пари і одночасно приводить до зменшення коефіцієнта повернення енергії β . Двофакторний обчислювальний експеримент привів до одержання математичних моделей, якими оцінюється вплив різниці тисків P_1 і P_2 на рушійний фактор теплопередавання Δt , теоретичні енергетичні витрати Δh , пов'язані зі стисканням вторинної пари та коефіцієнт β повернення енергії.

ЛІТЕРАТУРА

1. Маринченко В.О., Домарецький В.А., Шиян П.Л. та ін. Технологія спирту. – К.: НУХТ, – 2003. – 496 с.
2. Вукалович М.П., Ривкин С.А., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: Изд-во стандартов, 1969. – 408 с.
3. Федоров В.Г., Плесконос А.К. Планирование и реализация экспериментов в пищевой промышленности. – М.: Пищевая пром-сть, 1980. – 240 с.
4. Соколенко А.І., Яровий В.Л., Піддубний В.А. та ін. Моделювання процесів пакування. – Вінниця: Nova knyha. – 2004. – 272 с.