

УДК 621.798.536.7

В.А. Піддубний, д.т.н., **А.О. Чагайда**, к.т.н., **О.В. Коваль**

Національний університет харчових технологій, м. Київ

ОСОБЛИВОСТІ ВЗАЄМОДІЙ ЕНЕРГОМАТЕРІАЛЬНИХ ПОТОКІВ І РЕКУПЕРАЦІЯ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

Виконано аналіз складових транспортно-технологічних систем харчових виробництв з елементами замкнутих контурів енергопостачання, наведено приклади рекуперації енергетичних потоків і їх регенерації. Виконано розрахунки з визначенням коефіцієнтів термодинамічних трансформацій енергетичних потоків. Досягнута оцінка високої доцільності створення замкнутих контурів енергозабезпечення.

Енергетичні потоки, замкнуті контури, матеріальні носії.

Переробка сировинних потоків харчових і мікробіологічних виробництв супроводжується їх взаємодією з енергетичними потоками. В окремих випадках самі сировинні потоки виконують роль енергоносіїв у своїй первинній формі або у формі трансформацій на рівні фазових переходів. В останньому випадку доцільним є створення замкнутих циркуляційних контурів з високим енергетичним навантаженням, пов'язаним з відповідними фазовими переходами.

При цьому важливо, що саме трансформації термодинамічних параметрів матеріальних носіїв стосуються теплообмінних процесів. Для здійснення останніх необхідно лише досягати або створювати різницю рушійних потенціалів чи інші умови теплообміну. Також важливо, що у більшості харчових технологій цілком можливо реалізувати циркуляцію потоків саме теплової енергії [1–4].

Утримання енергетичних потенціалів в замкнутих контурах має ефективні приклади, реалізація яких досягнута, проте відповідний завершений аналіз таких систем і оцінка їх перспективних можливостей у більшості випадків відсутні. У зв'язку з цим нашим дослідженням поставлена задача узагальнити існуючу інформацію і оцінити перспективи розвитку систем з енергетичними циркуляційними контурами.

Важливою складовою останніх виступають енергетичні накопичувачі, хоча стосовно теплової енергії доцільніше використовувати термін "енергоматеріальні" накопичувачі, оскільки матеріальні носії в них обов'язково присутні.

У пошуках місця в класифікації енергонакопичувальних систем віднесемо їх до динамічних та умовно статичних систем.

Енергонакопичувальною динамічною системою надалі вважатимемо таку, в якій енергетичний потенціал зберігається за рахунок взаємодії енергоматеріальних потоків носіїв енергетичних потенціалів, а енергообмін з навколишнім середовищем – це нетехнологічні втрати.

Одна з найпростіших і одночасно найефективніших енергонакопичувальних динамічних систем, схематично

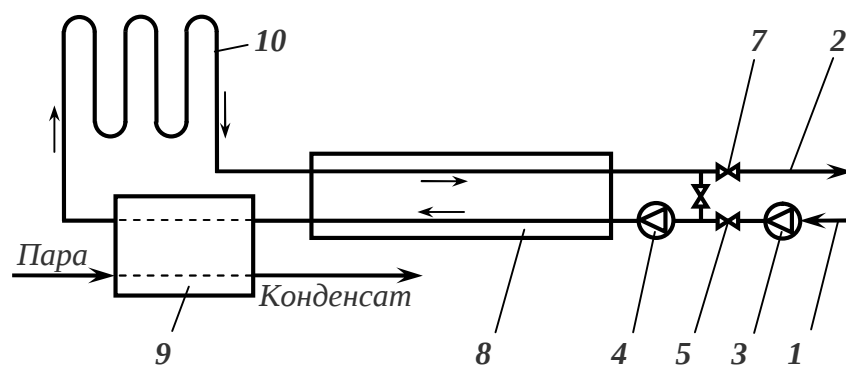


Рис. 1. Схема енергонакопичувальної динамічної системи: 1, 2 – трубопроводи підвідного і відвідного матеріальних потоків; 3, 4 – насоси; 5, 6, 7 – запірні арматура; 8 – теплообмінник-рекуператор; 9 – додатковий теплообмінний апарат; 10 – витримувач

наведена на рис. 1, реалізована в пристроях для асептичної обробки пива, соків, напоїв, молока тощо.

Накопичення первинного енергетичного потенціалу відбувається після заповнення системи продуктом. За закритих засувок 5 та 7 і відкритій засувці 6 створюється замкнутий динамічний контур з насосом 4. Підведенням первинної пари в додатковий теплообмінний апа-

рат 9 нагрівається циркулюючий потік до температури асептичної обробки. Досягнення цієї температури означає, що режим накопичення первинного енергетичного потенціалу завершено, засувки 5 та 7 відкриваються, а засувка 6 – закривається, вмикаються до роботи насоси 3 та 4.

Витримувач 10 відіграє роль динамічного накопичувача матеріального потоку для досягнення заданого часу витримки і забезпечення асептичних ефектів. У теплообміннику-рекуператорі здійснюється енергообмін між вхідним і вихідним матеріальними потоками в безперервному режимі, а завданням додаткового теплообмінного апарата залишається компенсація нетехнологічних втрат.

У розглянутому випадку теплообмін між потоками відбувається за рахунок різниці температури асептичної обробки і температури вхідних (вихідних) потоків. Компенсацію технологічних втрат в навколишнє середовище забезпечують насоси, вводячи у систему додаткові енергетичні потоки.

Призначенням кожного енергонакопичувального пристрою є використання його потенціалу з потрібними динамікою і початковим часом використання. Практично нульовий початковий час може відраховуватися від завершення накопичення первинного енергетичного потенціалу.

Ознаки енергонакопичувального динамічного пристрою має пастеризаційний пристрій для асептичної обробки фасованої продукції (рис. 2) [1], у якому маємо ступінчастий температурний режим проміжного теплоносія, що є відмінністю від попереднього випадку. Проте і тут реалізується рекуперативне повернення енергії в процесах нагрівання і охолодження фасованої і герметизованої продукції.

Фазові переходи стосуються первинної пари, але проміжний енергоносіє працює лише зі змінами температур. Технологічні енергетичні втрати системою не передбачені, тому така система називається умовно замкнутою. Замкнутою ж у цьому випадку є і гідравлічна схема проміжного енергоносія. Коефіцієнт енергетичної рекуперації за рахунок контактування проміжного енергоносія з атмосферою дещо нижчий і складає величину 0,75...0,80, тоді як у схемі з рис. 1 коефіцієнт рекуперації складає 0,90...0,92.

Додаткові енергетичні витрати в обох випадках пов'язані з необхідністю використання насосів для забезпечення циркуляції проміжного теплоносія або для переміщення основних силових потоків. Це означає, що теплові енергетичні трансформації доповнюються використанням механічної енергії, яка в свою чергу генерується за рахунок електромагнітної енергії.

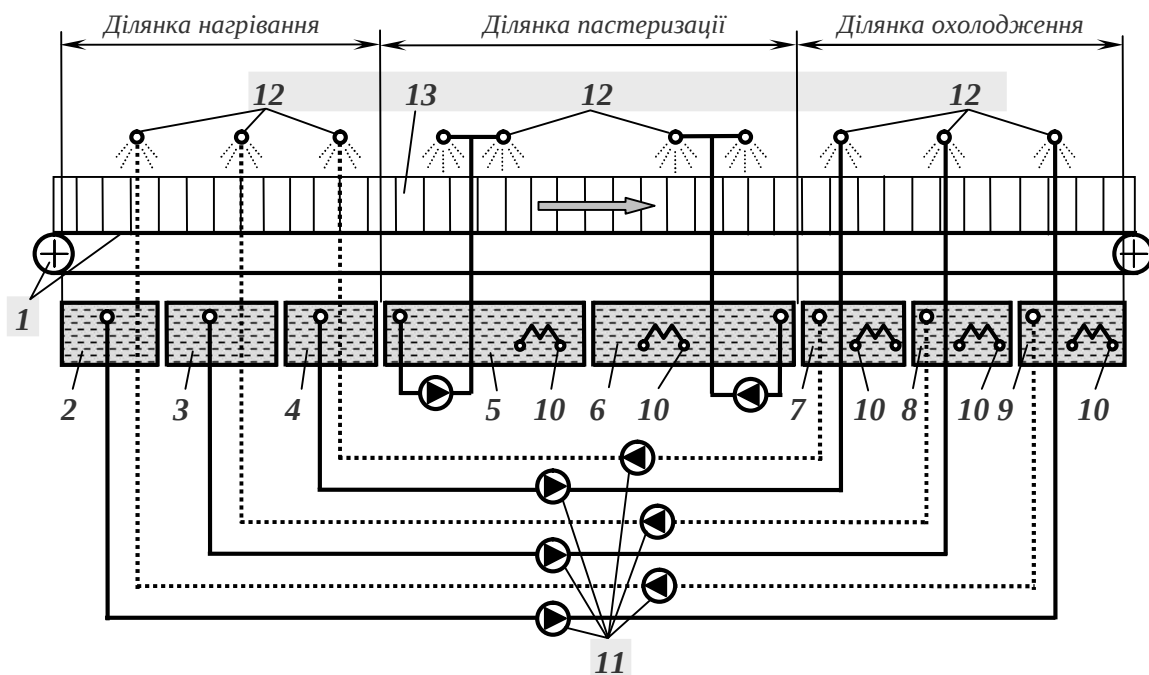


Рис. 2. Схема енергонакопичувальної динамічної системи пастеризатора фасованої продукції: 1 – транспортна система пастеризатора; 2–9 – ванни-накопичувачі проміжного енергоносія; 10 – нагрівальні елементи; 11 – насоси; 12 – душювальні елементи; 13 – фасована і герметизована продукція

Загальною ознакою обох систем є присутність енергетичного теплового першоджерела, яке забезпечує перебіг перехідних режимів для стабілізації термодинамічних параметрів. Розповсюдження цієї ознаки стосується, власне, і більшості всіх інших систем з тими чи іншими особливостями технологічних або конструктивних рішень.

Наприклад, до числа особливостей технології варіння пива відноситься необхідність нагрівання і випаровування 10...12 % рідинної фази, що є значною часткою енерговитрат. Порівняємо ці два процеси. Енергетичні витрати розпочинаються від приготування заторів, які являють собою суміш попередньо оброблених зерноприпасів з водою. Вважатимемо, що початкова температура сусла після фільтрації затору складає $t_{(п)} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, а його теплоємність близька до теплоємності води. Тоді витрати теплової енергії на догрівання сусла до температури варіння складуть

$$Q_{\text{догр.}} = mc\Delta t = mc(100 - 40) = 60mc, \quad (1)$$

де m і c – відповідно маса і теплоємність сусла; 100 – кінцева температура його догрівання.

Енергетичні витрати на випаровування 12 % сусла складуть

$$Q_{\text{вип.}} = 0,12mr, \quad (2)$$

де r – теплота пароутворення.

При цьому маємо $c = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{гр}}$; $r = 2258,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Порівняння енергетичних витрат приводить до виду

$$\beta_0 = \frac{Q_{\text{вип.}}}{Q_{\text{догр.}}} = \frac{0,12mr}{60mc} = 0,002 \frac{r}{c} = 0,002 \frac{2258,4}{4,19} = 1,078. \quad (3)$$

Оскільки енергетичні витрати усталеного режиму роботи потрібні для одержання вторинної пари, то це означає можливість і доцільність повернення її енергетичного потенціалу в систему. При цьому можливими є кілька напрямків, у тому числі трансформація вторинної пари з підвищенням її таких термодинамічних параметрів як тиск, температура і ентальпія. Це означає досяжність повернення теплоти пароутворення за рахунок конденсації вторинної трансформованої пари на поверхні теплопередавання.

Підвищення термодинамічних параметрів вторинної пари досягається механічним стисканням або термокомпресією. Конденсація трансформованої вторинної пари супроводжується деяким зниженням теплоти пароутворення, порівняно з початковими параметрами.

У таблиці наведено значення термодинамічних параметрів вторинної пари, які відповідають тискам в межах від 1 до 3,8 бар.

Енергетичні витрати, пов'язані з енергетичними трансформаціями вторинної пари визначаються як $\Delta h''$:

$$\Delta h''_i = h''_i - h''_{100^{\circ}} \quad (4)$$

З таблиці 1 видно, що підвищення рівня стискання вторинної пари супроводжується зростанням значень $\Delta h''$ і, відповідно, енергетичних витрат. Разом з тим показник теплоти конденсації (і теплоти пароутворення) зі збільшенням тиску у вказаних межах зменшується. Відображені в таблиці числові значення параметрів дозволяють вирахувати коефіцієнти ефективності термодинамічних трансформацій

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{r}{\Delta h''}. \quad (5)$$

Залежності $t = t(p)$, $r = r(p)$, $h'' = h''(p)$, $\Delta h'' = \Delta h''(p)$ і $\beta = \beta(p)$ наведені також на графіках (рис. 3 та 4). Дані розрахунків та їх графічна інтерпретація показують, що у відповідності до фізичних закономірностей зростання тисків трансформованої вторинної пари супроводжується збільшенням енергетичних витрат, еквівалентних $\Delta h''$. Це разом зі зниженням теплоти конденсації приводить до значного зниження коефіцієнта ефективності термодинамічних трансформацій пари, однак абсолютні значення коефіцієнта $\beta_{\text{тр}}$ у досліджуваному діапазоні зміни тисків залишаються настільки високими, що доцільність вказаних перетворень не викликає сумнівів.

Таблиця 1

Співвідношення термодинамічних параметрів

Тиск Р, бар	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
Температура t, °C	99,4	104,8	109,3	113,3	116,3	120,2	123,3	126,1	128,7	131,2	133,5	135,8	137,9	139,9	141,8
Теплота випаровування r, кДж/кг	2258,2	2244,4	2232,4	2221,4	2211,4	2202,2	2193,7	2185,7	2178,1	2170,9	2164,1	2157,5	2151,3	2145,3	2139,4
Загальна ентальпія h", кДж/кг	2675,7	2683,8	2690,8	2696,8	2702,1	2706,9	2711,3	2715,3	2719,0	2723,3	2725,3	2728,4	2731,2	2733,8	2736,2
Енергетична трансформація Δh", кДж/кг	–	8,1	15,1	21,1	26,4	31,2	35,6	39,6	43,3	47,6	49,6	52,7	55,5	58,1	60,5
Коефіцієнт ефективності енергетичних трансформацій β _{тр}	1	277,09	147,84	105,28	83,77	70,58	61,62	55,19	50,30	45,61	43,63	40,94	38,76	36,92	35,36

Виконаний аналіз щодо оцінки ефективності динамічної системи, в якій присутні фазові переходи, стосується усталеної частини процесу варіння суслу, в якій здійснюється активне генерування вторинної пари. Однак завершенню процесу має відповідати теплова обробка суслу, пов'язана з його охолодженням. Особливості технологічних вимог, які накладаються на режим охолодження і освітлення за рахунок утворення і виведення білкових зависей, приводять до помітних ускладнень в організації рекуперативного повернення теплового енергетичного потенціалу. Останнє означає необхідність пошуків можливостей суміщення нових раціональних режимів освітлення і охолодження суслу.

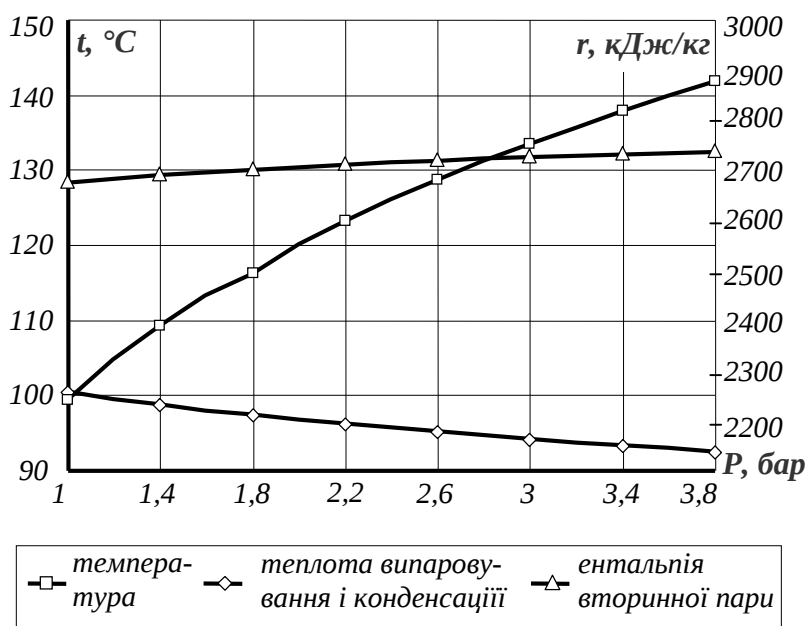


Рис. 3. Залежності температури, ентальпії і теплоти паровутворення від тиску трансформованої вторинної пари

При цьому з точки зору інтересів максимальної рекуперації енергетичного потенціалу суслу могла б бути рекомендація сумістити його охолодження після освітлення у теплообмінних апаратах, наприклад з сушінням дробини. Нові умови перебігу вказаних процесів означають необхідність дослідження і визначення відповідних параметрів, хоча на основі феноменологічних міркувань можливо вказати позитивні наслідки такого суміщення. До їх числа віднесемо наступне.

Очевидно, що охолодження суслу у відстій

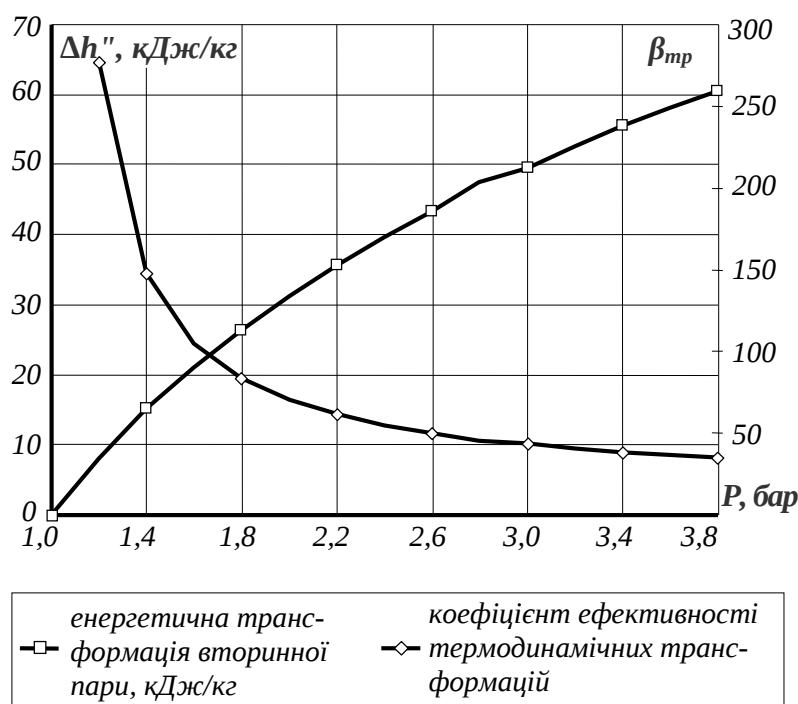


Рис. 4. Залежності енергетичної "вартості" і коефіцієнта термодинамічної трансформації від тиску

3. Обмеження різниці між температурами трансформованої вторинної пари і щойно утвореної вторинної пари приводить до різкого зростання коефіцієнтів термодинамічних трансформацій.

4. Замкнуті енергоматеріальні контури є перспективним напрямком удосконалення технологій теплової обробки матеріальних потоків в харчовій промисловості.

1. Соколенко А.І., Українець А.І., Піддубний В.А., Транспортно-технологічні системи пивзаводів. – К.: АтрЕК, 2002. – 304 с.

2. Петин А.Ю. Тепловые насосы в теплоснабжении // Новости теплоснабжения. – 2001. – № 11. – С. 42–49.

3. Соколенко А.І., Мазаракі А.А., Шерченко О.Ю. та ін. Інтенсифікація тепло- масообмінних процесів в харчових технологіях. – К.: Фенікс. – 2011. – 536 с.

4. Соколенко А.І., Шевченко О.Ю., Піддубний В.А. та ін. Фізико-хімічні методи обробки сировини. – К.: Люксар. – 2009. – 454 с.

них апаратах, яке здійснюється теплопередаванням через стінки апарата або через влаштовані внутрішні теплообмінні поверхні супроводжується утворенням конвективних циркуляційних контурів. Їх існування накладає зміни на динаміку утворення і осідання білкових флокул під дією гравітаційного поля.

Висновки. 1. Замкнуті контури енергетичного забезпечення в технологіях харчових виробництв ґрунтуються на принципах рекуперації, регенерації і підвищенні термодинамічних параметрів матеріальних енергоносіїв.

2. Фазові переходи під час термодинамічних трансформацій матеріальних потоків суттєво підвищують коефіцієнти цих трансформацій.