

**К. О. ГОРБУНОВ, О. В. ГОРБУНОВА, В. М. СОЛОВЕЙ, Г. В. ПОНОМАРЕНКО**

### **МОДЕРНІЗАЦІЯ ЕНЕРГО-ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ ПРОЦЕСУ ПАСТЕРИЗАЦІЇ ЯБЛУЧНОГО СОКУ**

В даній роботі буде розглянуто технологічну схему процесу пастеризації яблучного соку. Розглянуто питання модернізації існуючої технологічної схеми процесу пастеризації. А саме, отримана вдосконалена енерго-функціональна схема комбінованого типу з повною рекуперацією теплоти. Визначено значення техніко-економічних показників. Проведено порівняльний аналіз отриманої схеми зі схемою з додатковим охолоджувачем. Холодильна машина працює за комбінованим типом, тобто з одночасним виробленням тепла та холоду для потреб виробництва, тому є ефективнішою, ніж холодильна система з додатковим охолоджувачем, проте має компресор, електричною потужністю 173 кВт та теплообмінне обладнання більшої потужності. Варіант схемного рішення комбінованого типу може бути прийнятним для впровадження для тих підприємств, де окрім пастеризації технологічних потоків необхідна велика кількість гарячої води з температурним потенціалом до 90 °С. Обидва схемні рішення, що були розроблені та проаналізовані є концептуальними і в процесі проектування та впровадження можуть корегуватися з точки зору енергоефективності та основних техніко-економічних показників та можуть використовуватися при проектуванні нових виробництв, де є пастеризаційно-охолоджувальні процеси та при реконструкції старих підприємств з метою підвищення їх енергоефективності.

**Ключові слова:** холодильна машина, холодоагент, утиліта, пінч-аналіз, енерготехнології.

**К. А. ГОРБУНОВ, О. В. ГОРБУНОВА, В. Н. СОЛОВЕЙ, А. В. ПОНОМАРЕНКО**

### **МОДЕРНИЗАЦИЯ ЭНЕРГО-ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ ПРОЦЕССА ПАСТЕРИЗАЦИИ ЯБЛОЧНОГО СОКА**

В данной работе рассмотрена технологическая схема процесса пастеризации яблочного сока. Холодильная машина является комбинированного типа, то есть с одновременной выработкой тепла и холода для нужд производства. Поэтому она более эффективна, чем холодильная система с дополнительным охладителем, однако имеет компрессор, электрической мощностью 173 кВт и теплообменное оборудование большей мощности. Вариант схемного решения комбинированного типа может быть приемлем для внедрения в тех предприятиях, где кроме пастеризации технологических потоков необходимо большое количество горячей воды с температурным потенциалом до 90 °С. Оба схемных решения, которые были разработаны и проанализированы, являются концептуальными и в процессе проектирования и внедрения могут корректироваться с точки зрения энергоэффективности и основных технико-экономических показателей. Также они могут быть использованы при проектировании новых производств, где есть пастеризационно-охлаждающие процессы и при реконструкции старых предприятий с целью повышения их энергоэффективности.

**Ключевые слова:** холодильная машина, утилиты, пинч-анализ, энерготехнологии.

**GORBUNOV K., GORBUNOVA O., SOLOVEJ V., PONOMARENKO A.**

### **MODERNIZATION OF THE ENERGY-FUNCTIONAL SCHEME OF THE PASTEURIZATION PROCESS OF APPLE JUICE**

This paper describes the technological scheme of apple juice pasteurization process are considered. The issues of modernization of the existing technological scheme of apple juice pasteurization process are considered. Namely, an improved energy-functional scheme of a combined type with complete heat recovery was obtained. The value of technical and economic indicators is determined. A comparative analysis of the received scheme with the scheme with an additional cooler was carried out. The chilling machine is a combined type, ie, with simultaneous working out of heat and cold for the needs of production. Therefore, it is more efficient than the refrigeration system with an additional cooler, however, it has a compressor with an electrical power of 173 kW and heat exchange equipment of greater power. A variant of a circuit solution may be suitable for implementation in those enterprises where, in addition to pasteurization of process streams, a large amount of hot water with a temperature potential of up to 90 °C is required. Both circuit solutions that have been developed and analyzed are conceptual and can be adjusted in terms of energy efficiency and basic technical and economic indicators in the design and implementation process. They can also be used in the design of new industries, where there are pasteurization and cooling processes and in the reconstruction of old enterprises in order to improve their energy efficiency.

**Keywords:** chilling machine, cooling agent, utility, pinch analysis, energy technology

**Вступ.** У зв'язку із зростанням цін на енергоносії і необхідністю зниження викидів в навколишнє середовище все більш актуальною стає необхідність розробки нових типів апаратів та установок, що дозволяють скоротити споживання енергоресурсів. Зменшення енергоспоживання при проведенні технологічних процесів може бути досягнуто кількома шляхами:

1. Оптимізація компонування існуючих установок без зміни конструкції (пошук оптимальних габаритних розмірів, нових конструкційних матеріалів, взаємного розташування вузлів і т.д.)

2. Заміна окремих компонентів установки на більш енергоефективні, без істотних конструктивних

змін щодо самої установки.

3. Розробка нових схемних рішень на основі існуючих вузлів.

4. Використання інших джерел енергії, в тому числі нетрадиційних.

Найменш трудомісткими і найбільш результативними, з точки зору співвідношення питомих витрат на модернізацію і отриманий ефект, є другий і третій шляхи. При цьому немає необхідності в повному переоснащенні виробництва.

Така ж картина спостерігається і в харчовій галузі. Аналіз технічного рівня виробничих процесів багатьох галузей харчової промисловості вказує на типо-

вість структури енергоспоживання підприємств. Теплота до процесів підводиться гарячими утилітними потоками, а відводиться холодними. Деякі процеси вимагають охолодження технологічних потоків до досить низьких температур. Це може бути забезпечено тільки низькотемпературними холодильними утилітами, що генеруються в холодильних установках [1, 3–6].

**Ціль та задачі дослідження.** В даній роботі буде розглянуто технологічну схему процесу пастеризації яблучного соку та запропоновано метод її вдосконалення.

В роботі [7] була розглянута можливість інтегрувати в систему пастеризації сучасну холодильну машину, яка дозволить нам виключити використання зовнішніх гарячих утиліт та мінімізувати навантаження на зовнішні холодні утиліти. В якості модернізації було запропоновано технічне рішення, що використовує холодильну машину з додатковим охолоджувачем. Доцільність використання цього схемного рішення підтверджена відповідними техніко-економічними розрахунками [7].

Однак доцільним, на думку авторів, є й продовження досліджень в цьому напрямку.

Тому, в якості альтернативної технологічної схеми пастеризації яблучного соку пропонується розглянути схему з повною рекуперацією та зробити порівняння зі схемою з додатковим охолоджувачем [7].

**Загальна частина.** Енерго-функціональна схема чотирьохсекційного пластинчатого теплообмінника для пастеризації яблучного соку представлена на рис. 1.

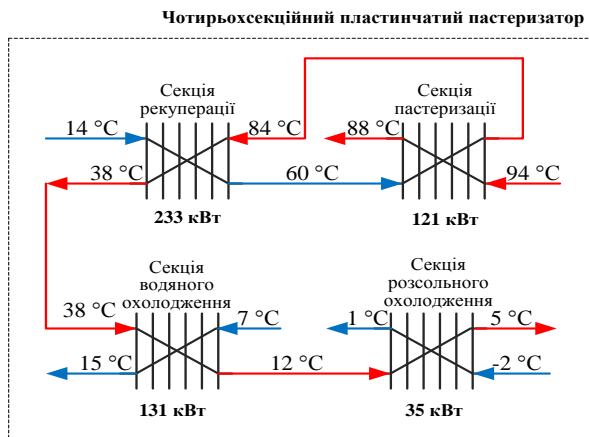


Рис. 1 – Енерго-функціональна схема чотирьохсекційного теплообмінника для пастеризації яблучного соку

У пластинчастому пастеризаторі за ходом руху рідини, яка оброблюється (за секціями), здійснюються такі процеси:

- часткове нагрівання початкового продукту теплотою пастеризованого продукту (секція рекуперації теплоти);
- нагрівання продукту гарячою водою або паром до заданої температури (секція пастеризації);
- охолодження вихідного продукту з передачею теплоти продукту, який надходить на нагрівання (секція рекуперації теплоти);

- охолодження продукту холодною водою (секція охолодження водою);
- охолодження продукту розсоллом (секція охолодження розсоллом).

Виходячи з того, що температури потоків ми отримуємо зі схеми, масова витрата соку становить  $G = 5$  т/год, теплоємність соку  $C_p = 3,64$  кДж/кг·К, теплоємність води  $C_p = 4,19$  кДж/кг·К та розсолу  $C_p = 3,33$  кДж/кг·К, ми можемо обчислити теплове навантаження потоків, потокову теплоємність та величину гарячих та холодних утиліт за допомогою формули теплового балансу (1):

$$\Delta H = G \cdot C_p \cdot \Delta T, \quad (1)$$

де  $G$  – масова витрата рідини, кг/с;  $C_p$  – питома теплоємність рідини, кДж/кг·К;  $\Delta H$  – різниця температур на вході та виході теплообмінника, °С.

З розрахунків ту гарячої та холодної води  $G_{ГВ} = 17388$  т/год,  $G_{ХВ} = 8687$  т/год та масову витрату розсолу, яка становить  $G = 12755$  т/год.

Зобразимо дану схему у вигляді сіткової діаграми та позначимо на ній отримані величини (рис. 2).

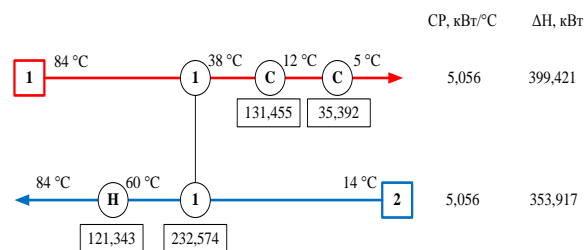


Рис. 2 – Сіткова діаграма чотирьохсекційного теплообмінника для пастеризації яблучного соку

Вхідні дані для виконання роботи:  $t_0 = -10$  °С;  $t_k = 88$  °С;  $t_{вс} = -5$  °С;  $t_n = 2$  °С; масова витрата яблучного соку  $G = 5$  т/год; питома теплоємність яблучного соку  $C_p = 3,64$  кДж/кг·К; початкова температура соку  $T = 14$  °С; температура пастеризації соку  $T = 84$  °С, цільова кінцева температура соку  $T = 5$  °С.

Робочий режим холодної установки характеризується температурами кипіння  $t_0$ , конденсації  $t_k$ , переохолодження (рідкого хладагента перед регулюючим вентиляем)  $t_n$ , всмоктування (пара на вході в компресор)  $t_{вс}$ .

Температуру кипіння хладагента приймають залежно від температури повітря в охолоджену об'єкті. При безпосередньому охолодженні температура кипіння зазвичай на 7–10 °С нижче за температуру повітря в камері.

Температура конденсації в конденсаторах, що охолоджуються водою, залежить від температури і кількості води, що подається. Оптимально можна рахувати температуру конденсації, яка на 3–5 °С вище за температуру води, що відходить з конденсатора.

Температура переохолодження хладагента перед регулюючим вентиляем вище за температуру води, що подається в переохолоджувач, на 3–5 °С.

Для виключення вологого ходу компресора пар перед компресором перегрівається. У машинах перегрів може бути отриманий або безпосередньо у випарнику, якщо його заповнення регулюється перегрівом пари, або в трубопроводі на шляху до компресора в результаті притоки тепла від зовнішнього середовища.

Після вибору робочого режиму визначають параметри хладагента. Слід визначити всі параметри всіх точок циклу як вузлових, так і проміжних, що дозволить визначити параметри, які можуть бути необхідні для подальших розрахунків.

Цикл холодильної машини в одній з термодинамічних діаграм стану представлено на рис. 3.

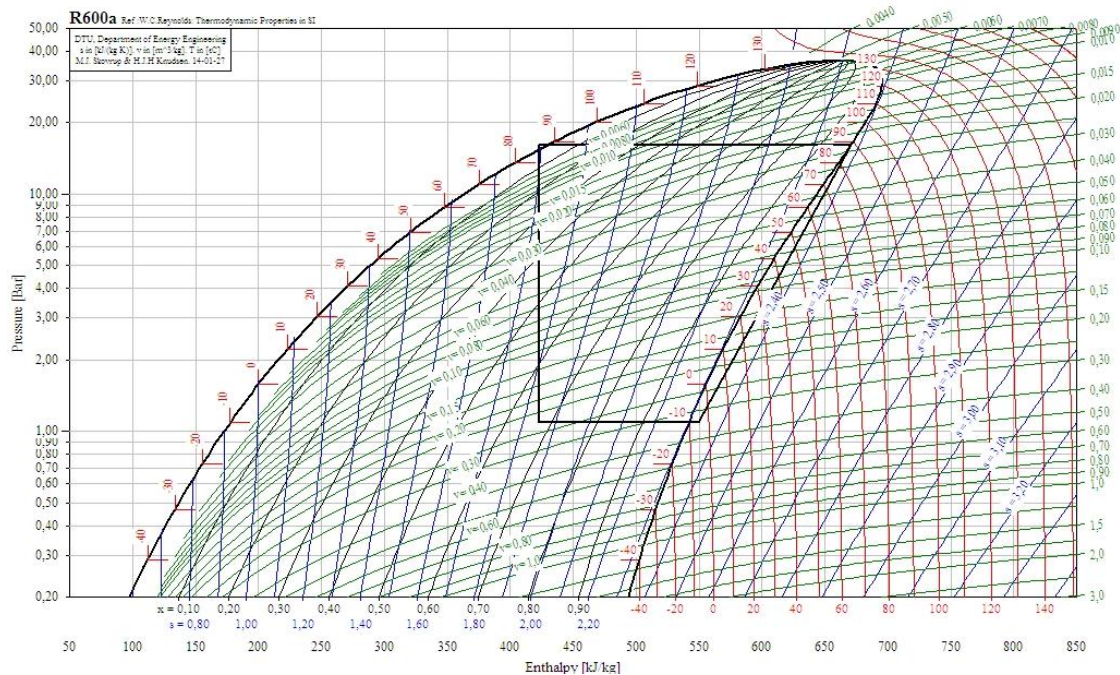


Рис. 3 – Зображення циклу одноступінчатого стиснення

Таблиця 1 – Результати після розрахунку холодильного циклу

Номер точки	$T$ , °C	$p$ , бар	$v$ , м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг	$s$ , кДж/кг·К	Стан
1	-5	1,090	0,338	549,925	2,3314	Суха насичена пара
2	88,194	16,019	0,0233	670,758	2,3820	Перегріта пара
3	88,194					Перегріта рідина
4	86	1,090	0,0021	422,751	1,662	Переохолоджена рідина
5	-10					Насичена пара
6	-5	1,090	0,338	549,925	2,3314	Суха насичена пара

Визначені параметри хладагента наведені в табл. 1.

В процесі розрахунку слід визначити:

- об'ємну продуктивність компресора;
- навантаження на випарник;
- електричну потужність компресора;
- тепловий потік в конденсаторі (для розрахунку і підбору його).

У даній роботі розглядаються дві схеми холодильної машини, тому проводиться тепловий розрахунок обох варіантів схем. Результати обчислень зведені до таблиць 2 та 3.

Результатами досліджень у роботі [7] було розрахунок навантаження та побудова сіткової діаграми (рис. 4).

Таким чином, за розрахунками маємо тільки холодні утиліти з навантаженням 55,615 Вт. Тобто, для того, щоб переохолодити вже пастеризований сік з

16 °C до 5 °C треба підвести додатковий охолоджувач потужністю 55,615 кВт. А для цього потрібно використовувати, наприклад, розсоли, які мають досить низьку температуру і не знайдуть собі широкого застосування на виробництві. Проте в даній системі використовується компресор з невеликою електричною потужністю 10 кВт.

Таблиця 2 – Результати теплового розрахунку холодильної машини з додатковим охолоджувачем

Параметр, одиниці вимірювання	Значення
Питома холодопродуктивність, кДж/кг	127,173
Питома робота стиснення в компресорі, кДж/кг	120,834
Питома теплота, що відводиться від конденсатору, кДж/кг	248,007
Холодильний коефіцієнт	1,05
Тепловий потік в конденсаторі, кВт	20,224

Масова витрата хладагента, кг/с	0,082
Навантаження на випарник, кВт	10,370
Об'ємна продуктивність компресору, м <sup>3</sup> /с	0,0275
Електрична потужність компресору, кВт	9,854

Таблиця 3 – Результати теплового розрахунку холодильної машини з повною рекуперацією

Параметр, одиниці вимірювання	Значення
Питома холодопродуктивність, кДж/кг	127,173
Питома робота стиснення в компресорі, кДж/кг	120,834
Питома теплота, що відводиться від конденсатору, кДж/кг	248,007
Холодильний коефіцієнт	1,05
Тепловий потік в конденсаторі, кВт	353,917
Масова витрата хладагента, кг/с	1,427
Навантаження на випарник, кВт	181,482
Об'ємна продуктивність компресору, м <sup>3</sup> /с	0,483
Електрична потужність компресору, кВт	172,435

Для другого варіанту схемного рішення з повною рекуперацією тепла конденсації хладагенту була розглянута енерго-функціональна схема з холодильною машиною, яка підібрана під технологічні параметри даної системи пастеризації. Навантаження конденсатора холодильної машини дорівнює тепловому навантаженню на нагрів потоку яблучного соку від 14 °С до 84 °С. Відповідно цьому розраховується вся холодильна машина. Для того, щоб ця система працювала без використання зовнішніх гарячих та холодних утиліт ми додаємо ще один потік технічної води, яка на-

грівається з 15 °С до 80 °С в рекуперативному теплообміннику (рис. 5). Потік має теплову потужність 217,939 кВт та потокову теплоємність 3,345 кВт/°С. В рекуперативному теплообміннику вода охолоджує потік яблучного соку з 84 °С до 41 °С.

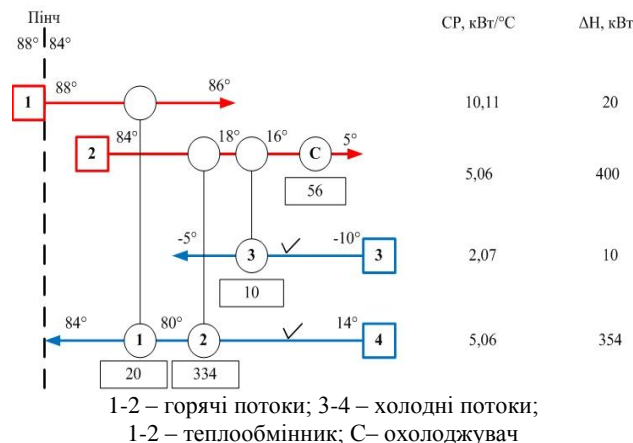


Рис. 4 – Сіткова діаграма роботи холодильної машини з додатковим охолоджувачем

Подальше охолодження до цільової температури здійснюється в випарнику. Гаряча технічна вода може накопичуватися в тепловому баку-акумуляторі та далі йти на технологічні потреби, в систему опалення, гарячого водопостачання та ін.

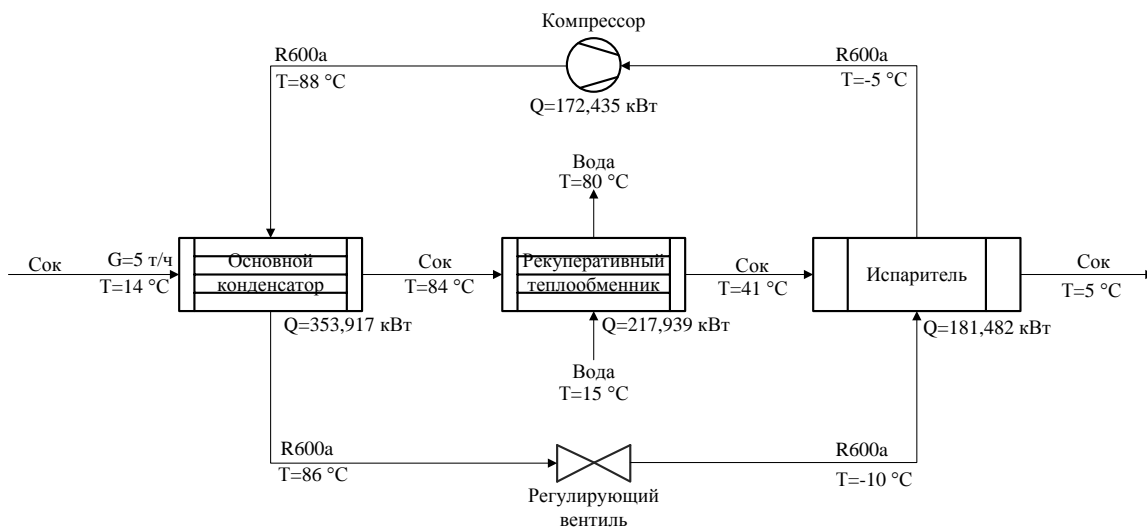


Рисунок 5 – Енерго-функціональна схема холодильної машини з повною рекуперацією

Холодний потік отримує номер 5, що не змінить загальну нумерацію потоків. Вся нова інформація систематизована та зведена до таблиці 4.

Побудуємо складові криві технологічних потоків і визначимо цільові енергетичні значення утиліт.

Намалюємо два гарячі потоки на температурно-ентальпійній площині окремо один від одного. Їх початкові і кінцеві температури зараз ділять температуру вісь на інтервали [11].

Гарячі теплові потоки, що відображені окремо, наведені на рис. 6.

Аналогічно для трьох холодних потоків (рис. 7).

Таблиця 4 – Доповнені потокові дані для процесу

№ потоку	Назва потоку	Тип потоку	T <sub>s</sub> , °С	T <sub>t</sub> , °С	CP, кВт/°С	ΔH, кВт
1	Конденсація ізобутану	Гар.	88	86	176,959	-353,917
2	Охолодження соку	Гар.	84	5	5,056	-399,421
3	Випаровування ізобутану	Хол.	-10	-5	36,296	181,482

4	Пастеризація соку	Хол.	14	84	5,056	353,917
5	Вода на технологію	Хол.	15	80	3,353	217,939

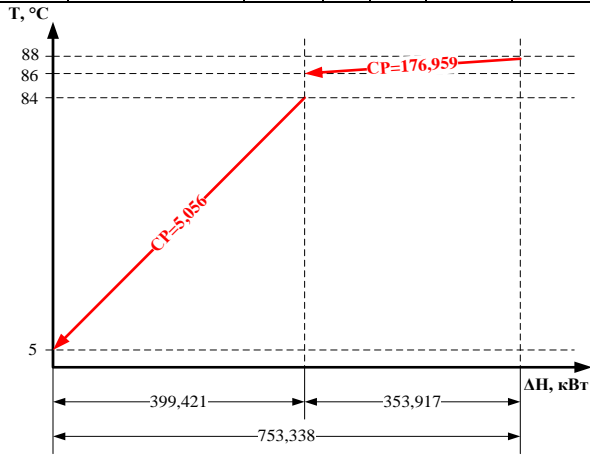


Рис. 6 – Гарячі теплові потоки, які відображені окремо

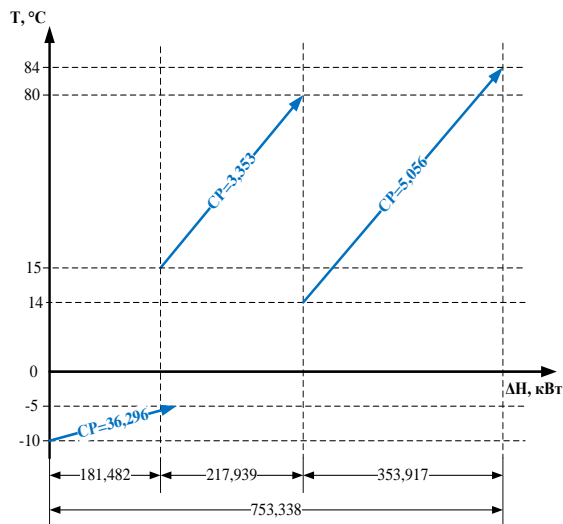


Рис. 7 – Холодні теплові потоки, які відображені окремо

На температурно-ентальпійній діаграмі виконуємо спільне зображення гарячої і холодної складових кривих. Зрушуємо потоки уздовж ентальпійної осі так, щоб забезпечити рівність  $\Delta T_{\min} = 4^\circ\text{C}$  (рис. 8), тобто мінімальну відстань між складеними кривими уздовж температурної осі.

Локалізація пінча на температурах холодних потоків дорівнює  $T_{\text{пінч}} = 88^\circ\text{C}$  та гарячих –  $T_{\text{пінч}} = 84^\circ\text{C}$ .

Сумісне зображення гарячих і холодних складових кривих дозволяє набути цільових енергетичних значень для гарячих і холодних енергоносіїв.

Область перекриття кривих уздовж осі абсцис визначає кількість теплоти, яке може бути передане вертикально від гарячих потоків, що містяться в цій частині гарячої складової кривої, холодним потокам, які містить холодна складова крива. Розташування складових кривих на Т-Н діаграмі (тобто монотонне зниження гарячої складової кривої і монотонне зро-

стання холодної складової кривої) завжди призводить до максимального перекриття, а, отже, і до максимальної рекуперації теплової енергії для заданого  $\Delta T_{\min}$ . У даному випадку для  $\Delta T_{\min} = 4^\circ\text{C}$  максимальна рекуперація теплоти  $Q_{\text{REC}} = 753,338$  кВт.

На складових кривих відсутні зовнішні гарячі та холодні утиліти. Відсутність холодних утиліт ми компенсували додатковим потоком технічної води. Нагрів та охолодження потоків здійснюється за рахунок функціонування холодильної машини, енергія підводиться до системи при споживанні електричної енергії компресором. Споживання електричної енергії не відображено на складових кривих, але воно враховується при усіх техніко-економічних розрахунках.

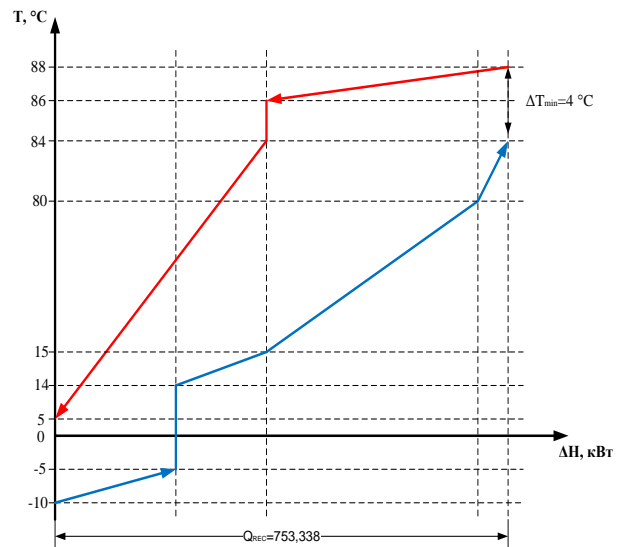


Рис. 8 – Зрушені складові криві гарячих та холодних потоків на  $\Delta T_{\min} = 4^\circ\text{C}$

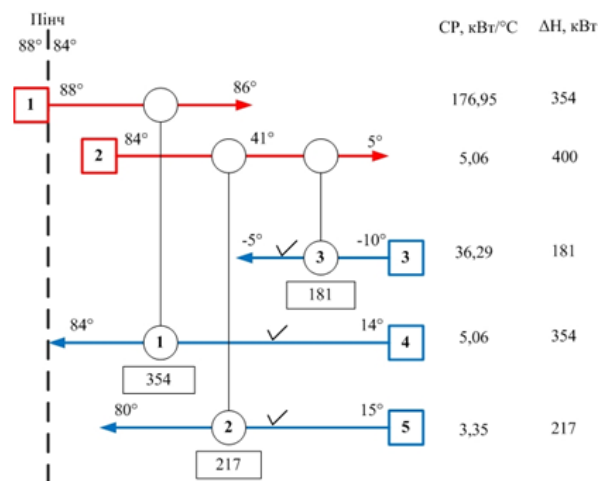


Рис. 9 – Сіткова діаграма роботи холодильної машини з додатковим охолоджувачем

Таким чином, проектування системи теплообміну закінчено. На рис 9 представлена сіткова діаграма.

Цей варіант схемного рішення може бути прийнятним для впровадження для тих підприємств, де

окрім пастеризації технологічних потоків необхідна велика кількість гарячої води з температурним потенціалом до 90 °С.

Обидва схемні рішення, що були розроблені та проаналізовані є концептуальними і в процесі проектування та впровадження можуть корегуватися з точки зору енергоефективності та основних техніко-економічних показників. Але ми вважаємо, що вони можуть бути використовуватися при проектуванні нових виробництв, де є пастеризаційно-охолоджувальні процеси та при реконструкції старих підприємств з метою підвищення їх енергоефективності.

**Висновки.** В результаті виконаної роботи була розроблена система теплообміну процесу пастеризації та охолодження яблучного соку. За розрахунками ми не маємо зовнішніх енергоносіїв, повна рекуперація теплової енергії технологічних потоків виконується трьома теплообмінними апаратами.

Холодильна машина працює за комбінованим типом, тобто з одночасним виробленням тепла та холоду для потреб виробництва, тому є ефективнішою, ніж розглянутий нами раніш варіант холодильної системи з додатковим охолоджувачем, проте має компресор, електричною потужністю 173 кВт та теплообмінне обладнання більшої потужності, ніж у попередньому варіанті системи з додатковим охолоджувачем [7].

#### Список літератури

1. Аверин Г. Д. Физико-технические основы холодильной обработки пищевых продуктов: Учеб-справ, пособие / Г. Д. Аверин, Н. К. Журавская, Э. И. Каухчешвили и др. – М.: Агропромиздат, 1985. 254 с.
2. Алямовский И. Г. Исследования в области холодильной технологии пищевых продуктов. / И. Г. Алямовский, Н. А. Головкин, Г. Б. Чижов // Холодильная техника. 1981. № 5. С. 53–58.

3. Бражников А. М. Инженерные расчеты процессов отвода тепла при холодильной обработке / А. М. Бражников, Э. И. Каухчешвили // Холодильная техника. 1982. № 9. С. 35–38.
4. Вейник А. И. Техническая термодинамика и основы теплопередачи: Учебник. М.: Metallurgizdat, 1956. 448 с.
5. Головкин Н. А. Холодильная технология пищевых продуктов: Учебник. М.: Лёгкая и пищевая промышленность, 1984. – 240 с.
6. Применение холода в пищевой промышленности: Справочник / Под ред. А. В. Быкова. М.: Пищевая промышленность, 1979. 151 с.
7. Горбунов К. А. Интеграция тепловых процессов в отделении пастеризации яблочного сока / Горбунов К. А., Быканов С. Н., Пугановский О. В., Гарев А. О., Горбунова О. В., Сивцов М. Р. // Интегрированные технологии та енергозбереження. Харків: НТУ «ХП». 2018. № 2. С. 43–49.

#### Bibliography (transliterated)

1. Averin G. D. Fiziko-tehnicheskie osnovy holodilnoy obrabotki pischevyyh produktov: Ucheb-sprav, posobie. G. D. Averin, N. K. Zhuravskaya, E. I. Kauhcheshvili i dr. – M.: Agropromizdat, 1985. 254 p.
2. Alyamovskiy I. G. Issledovaniya v oblasti holodilnoy tehnologii pischevyyh produktov. I. G. Alyamovskiy, N. A. Golovkin, G. B. Chizhov. Holodilnaya tehnika. 1981. # 5. P. 53–58.
3. Brazhnikov A. M. Inzhenerye rascheti protsessov otvoda tepla pri holodil-noy obrabotke. A. M. Brazhnikov, E. I. Kauhcheshvili. Holodilnaya tehnika. 1982. # 9. P. 35–38.
4. Veynik A. I. Tehnicheskaya termodynamika i osnovy teploperedachi: Uchebnik. M.: Metallurgizdat, 1956. 448 p.
5. Golovkin N. A. Holodilnaya tehnologiya pischevyyh produktov: Uchebnik. M.: Lyogkaya i pischevaya promyishlennost, 1984. 240 p.
6. Primenenie holoda v pischevoy promyishlennosti: Spravochnik. Pod red. A. V. Byikova. – M.: Pischevaya promyishlennost, 1979. 151 p.
7. Gorbunov K. A. Integratsiya teplovyih protsessov v otdelenii pasterizatsii yablochnogo soka. Gorbunov K. A., Byikanov S. N., Paganovskiy O. V., Garev A. O., Gorbunova O. V., Sivtsov M. R. Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. Harkiv: NTU «HP». 2018. # 2. P. 43–49.

Надійшла (received) 23.10.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Горбунов Костянтин Олександрович (Горбунов Константин Александрович, Gorbunov Kostiantyn)** – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры интегрированных технологий, процессов и аппаратов, г. Харьков, Украина; e-mail: gor.kona2016@gmail.com.

**Пономаренко Ганна Володимірівна (Пономаренко Анна Владимировна, Ponomarenko Anna)** – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры интегрированных технологий, процессов и аппаратов, г. Харьков, Украина; e-mail: khpannar@gmail.com.

**Соловей Валентин Миколайович (Соловей Валентин Николаевич, Solovej Valentyn)** – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры интегрированных технологий, процессов и аппаратов, г. Харьков, Украина, e-mail: angel-live7@ukr.net.

**Горбунова Ольга Володимірівна (Горбунова Ольга Владимировна, Gorbunova Olga)** – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры химической техники и промышленной экологии, г. Харьков, Украина; e-mail: o.gorbunova2016@gmail.com.