

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім. акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

_____ Блаженко С.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

«___» _____ 2021 р.

«До захисту допущено»

В.о.завідувача кафедри

_____ Петренко В.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

«___» _____ 2021 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

зі спеціальності _____ 144 Теплоенергетика
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____

_____ Теплоенергетика та енергоефективні технології

на тему: _____ Оптимальна реалізація нагрівання напівпродуктів в умовах
_____ теплотехнології цукрового виробництва

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ТЕ-2-10М

_____ Мартіросян Алекс Олександрович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник _____ проф Прядко Микола Олексійович _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Рецензент _____ проф. Мирончук Валерій Григорович _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Засвідчую, що в цій кваліфікаційній
роботі немає запозичень із праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Здобувач _____
(підпис)

Київ – 2021 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 144 Теплоенергетика
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Теплоенергетика та енергоефективні технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

Петренко В.П.

“10” листопада 2020 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Мартіросян Алекс Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Оптиміальна реалізація нагрівання напівпродуктів в умовах теплотехнології цукрового виробництва

керівник роботи д.т.н., проф Прядко Микола Олексійович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “05”11.2020 року № 925-кс

2. Строк подання здобувачем роботи 01.02.2021 року

3. Вихідні дані до роботи матеріали переддипломної практики

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Інформаційний блок

2. Розрахунок системи теплоенерговикористання цукрового заводу

3. Розрахунок економічної ефективності

4. Заходи з охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу
презентація Power Point – 13 слайди

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 10.11.2020

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Отримання завдання на дипломний проект	10.11-13.11.20	Виконано
2	Аналіз літературних джерел	14.11-04.11.20	Виконано
3	Виконання розділів: інформаційний блок та вступ	06.12-30.12.20	Виконано
4	Виконання розрахунку теплоенергетичних систем цукрового заводу	30.12.-09.01.21	Виконано
5	Виконання розділу Економічна ефективність предмета дослідження	11.01-22.01.21	Виконано
6	Виконання розділів: охорона праці та висновків науково-дослідної роботи	23.01-01.02.21	Виконано
7	Подача роботи на перевірку тексту кваліфікаційної роботи на академічний плагіат	02.02-04.02.21	Виконано
8	Оформлення презентації в середовищі Power Point	05.04-09.02.21	Виконано

Здобувач _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

Мартіросян А.О.
(прізвище та ініціали)

Прядко М.О.
(прізвище та ініціали)

Інформаційний блок

Актуальність теми

Сучасний цукровий завод - єдиний теплотехнічний комплекс, що включає елементи технологічного, теплообмінного та механічного обладнання, які пов'язані між собою схемою неоднорідних зв'язків, в яких одночасно, тісно взаємодіючи, відбуваються складні фізико-хімічні процеси.

Мета дослідження

Знайти оптимальну реалізацію нагрівання напівпродуктів в умовах теплотехнології цукрового виробництва

Завдання дослідження

Розглянути різновиди вже працюючих підігрівників, знайти їх пріоритетні умови використання, об'єктивно дослідити найбільш ефективне використання того чи іншого підігрівника.

Об'єкт дослідження

У тепловій схемі цукрового заводу нагрівачі відіграють значну роль, оскільки вони споживають більшу частину вторинної пари заводу і забезпечують на 3/4 потреби необхідної кількості води для випаровування з соку. У зв'язку з цим, об'єктом дослідження є їх раціональне використання, яке може суттєво вплинути на ефективність тепловикористання та енергоефективність.

Предмет дослідження

Раціональне використання різних конструкцій підігрівників, що забезпечують регламентні вимоги теплотехнології виробництва цукру та враховують умови роботи підігрівників та їх місце в системі теплоенерговикористання заводу

Анотація

Сучасний цукровий завод — складний теплотехнічний комплекс, що включає елементи технологічного, теплообмінного та механічного обладнання. Оптимізацію структури теплотехнічного комплексу можна розбити на наступні складові: зменшення споживання пари для окремих споживачів; максимальне використання вторинних енергетичних ресурсів; збільшення швидкості випаровування ВА для компенсації зменшення пари; дотримання балансу споживання та виробництва теплової та електричної енергії.

В розділах 1 та 2 пояснювальної записки будуть розглянуті різновиди теплообмінних апаратів із порівняльними характеристиками для розуміння оптимального вибору обладнання.

У розділі 3 детально розглянуто процеси нагрівання напівпродуктів в залежності від схеми очищення дифузійного соку, особливості реалізації нагрівання напівпродуктів у теплотехнологічній схемі виробництва цукру.

У розділі 5 приведені показники економічної ефективності предмету дослідження. Показано, що для заводу продуктивністю 6000 тон за добу та тривалості виробничого сезону 100 діб, при вартості газу 7000 грн за 1000 м³ та $(Q_p^n)_{\text{газу}} = 3500 \text{ кДж/м}^3$ ефективність становить

$$\frac{2234.6 * 6000 * 100 * 3.58}{3500 * 0.9 * 0.96} = 163 \text{ тис. газу м}^3 / \text{сезон}$$

Ключові слова: нагрівання напівпродуктів, схеми очищення дифузійного соку, цукровий завод, енергоефективність.

ANNOTATION

The modern sugar factory is a complex heat engineering complex that includes elements of technological, heat exchange and mechanical equipment. Optimization of the structure of the heat engineering complex can be divided into the following components: reduction of steam consumption for individual consumers; maximum use of secondary energy resources; increasing the evaporation rate of the evaporator to compensate for the reduction of steam; compliance with the balance of consumption and production of heat and electricity.

Part 1 and 2 of the explanatory note will consider the types of heat exchangers with comparative characteristics to understand the optimal choice of equipment.

Part 3 discusses in detail the processes of heating intermediates depending on the scheme of purification of diffusion juice, especially the implementation of the heating of intermediates in the heat-technological scheme of sugar production.

Part 5 presents indicators of economic efficiency of the subject. It is shown, that for a plant with a capacity of 6000 tons per day and the duration of the production season of 100 days, at a gas cost of 7000 hrivniya per 1000 m³ ($(Q_p^H)_{\text{газ}} = 3500 \text{ kJ/m}^3$) we will have efficiency $\frac{2234.6 \cdot 6000 \cdot 100 \cdot 3.58}{3500 \cdot 0.9 \cdot 0.96} = 163000 \text{ gas m}^3 / \text{season}$

Key words: heating of intermediate products, diffusion juice purification schemes, sugar factory, energy efficiency.

Зміст

Інформаційний блок.....	4
Анотація	5
Зміст.....	7
Перелік умовних позначень.....	8
Вступ.....	9
1. Характеристика конструкції нагрівачів цукрового виробництва та їх обґрунтування.....	12
2. Основи теплообміну в апаратах для виробництва харчових продуктів.....	34
3. Основні теплотехнологічні принципи раціонального використання нагрівачів у виробництві цукру.....	51
4. Розрахунок теплоенергетичних систем цукрового заводу.....	67
5. Економічна ефективність предмета дослідження.....	104
6. Охорона праці	118
Висновки	116
Література	117

Перелік умовних позначень

ВУ – випарна установка

ВЕР – вторинні енергоресурси

ТЕЦ – теплоелектроцентрально

Вступ

Сучасний цукровий завод - єдиний теплотехнічний комплекс, що включає елементи технологічного, теплообмінного та механічного обладнання, які пов'язані між собою схемою неоднорідних зв'язків, в яких одночасно, тісно взаємодіючи, відбуваються складні фізико-хімічні процеси. Саме ця складність внутрішніх взаємозв'язків процесів, їх параметрів та характеристик зумовлює необхідність системного підходу до аналізу фактичного функціонування теплового комплексу цукрового заводу, оцінки його ефективності, а також вирішення проблеми його оптимізації. У спрощеній формі заходи щодо оптимізації структури теплотехнічного комплексу можна звести до таких дій :

- зменшення споживання пари для окремих споживачів;
- максимальне використання вторинних енергетичних ресурсів;
- збільшення швидкості випаровування ВА для компенсації зменшення пари;
- дотримання балансу споживання та виробництва теплової та електричної енергії.

Через складність теплового комплексу як системи, його можна розглядати як сукупність окремих підсистем, кожна з яких, у свою чергу, є складною сукупністю різномірних елементів. У цьому випадку окремі елементи системи можуть, залежно від характеру аналізу, розглядатися як складові різних підсистем. Таким чином, паро-рідинні нагрівачі з точки зору технологічних підсистем виконують функцію підтримки температури на певних стадіях технологічного процесу, а з точки зору підсистеми розподілу енергетичного потоку вони є споживачами вторинної пари випарної установки.

У тепловій схемі цукрового заводу нагрівачі відіграють значну роль, оскільки вони споживають більшу частину вторинної пари з випарної установки і забезпечують випаровування з соку до $3/4$ необхідної кількості води. У зв'язку з цим їх раціональне використання може суттєво вплинути на ефективність теплових схем.

Економія теплових ресурсів у виробництві цукру передбачає широке використання теплоти з конденсатів, утфельної пари та інших джерел вторинних

енергетичних ресурсів. Це сприяє зменшенню випаровування гострої пари з випарника, особливо на останніх стадіях випаровування. Зміна кількості вторинної пари має сенс лише для забезпечення необхідної концентрації сиропу. Крім того, така ефективність використання теплоти від вторинних джерел має найбільший ефект. Зі зменшенням концентрації сиропу, внаслідок зменшення кількості пари з випарника, збільшується витрата пари на кипіння утфелю та кристалізацію, що може не тільки зменшити, але і збільшити витрату пари на процес. Таким чином, підвищення ефективності теплових схем цукрових заводів повинно забезпечити випаровування необхідної кількості води із соку з меншим споживанням пари на першому корпусі випарника. Для цього необхідно збільшити швидкість випаровування випарника, яка є відношенням кількості води, що випаровується з соку, до кількості пари, що подається до першого корпусу ВУ.

Для ВА на вітчизняних цукрових заводах кратність випаровування становить 2-2,8, тоді як на найкращих європейських цукрових заводах вона перевищує 3,7-4,0.

Збільшення кратності випаровування досягається за рахунок збільшення кількості корпусів випарної установки та вилучення основної маси пари на останніх стадіях, що може бути використано для забезпечення нагрівачів. У той час, коли їх теплові якості особливо важливі, вони повинні забезпечити необхідний нагрів продуктів при більш низьких температурах нагрівної пари. Теплові властивості нагрівачів полягають у використанні коефіцієнта їх теплової ефективності, подібного до ККД. Це відношення кількості теплоти, що передається в даному нагрівачі, до кількості теплоти, яке могло б передаватися за умови, що температури теплоносія вирівнюються на виході з нагрівача.

Перевага використання коефіцієнту ефективності полягає в тому, що для цього нагрівача, який працює в конкретних умовах, він не залежить від початкових температур теплоносіїв. Більше того, його можна визначити як за допомогою теплового розрахунку з визначенням коефіцієнтів тепловіддачі, так і експериментально у виробничих умовах шляхом безпосереднього вимірювання початкової та кінцевої температур теплоносія.

Як правило, чим економічніша теплова схема цукрового заводу, тим вищими повинні бути значення ККД використовуваних нагрівачів. Це пояснює широке використання пластинчастих нагрівачів на європейських цукрових заводах, які мають високі значення коефіцієнтів тепловіддачі.

Переключення витяжки пари на більш низькі швидкості випаровування за рахунок збільшення ефективності нагрівачів дозволяє збільшити швидкість випаровування випарника і при правильному використанні заощадити тепло (пару) в процесі. Більше того, загальна економія енергії досягається, навіть якщо загальна витрата пари на нагрівання соку (перед ВА, дефекованого соку тощо) залишається постійною.

1. Характеристика конструкції нагрівачів цукрового виробництва та їх обґрунтування

Дифузійна установка. До складу дифузійної установки входить два підігрівники для так званої «живильної води». Живильна вода - вода, яка подається на дифузійну установку. В один кінець апарату подають воду, в інший стружку, потоки речовин йдуть один до одного на зустріч. Поки вода доходить до кінця апарату, то вона перетворюється на сік із низьким вмістом цукру, а із промитої стружки отримують жом. В дифапараті виконується важливий процес - процес дифузії: перенесення цукру і інших розчинених сполук у воду (екстрагент). У вигляді екстрагенту може виступати також конденсат. Це самий оптимальний варіант із теплової та технологічної точки зору. Конденсат не потрібно нагрівати – він вже має достатню температуру. Навпаки, в системі теплового господарства цукрового заводу виникає потреба охолодити конденсат з останніх корпусів теплової установки, бо він має температуру не менше 80-100 °С. Щоб подати таку воду на дифузію, температура конденсату має бути 65-70 °С.

Жому, який виходить з дифузійної установки, виходить приблизно 80% до ваги стружки. Тобто, якщо в установку зайшла тонна стружки, то вийде 800 кг жому на завантажену тонну буряків. Отриманий жом віджимається та йде на жомовий преси. У пресованому жомі може бути до 40% сухих речовин, але при цьому утворюється величезна кількість жомопресової води. Вона цінна тим, що цукор є і в водному розчині, і в стружці. І коли у великих кількостях відбирати цю воду, то вона містить певну кількість цукру. Отримана жомопресова вода також йде на живлення дифузійної установки.

Необхідно зазначити ще раз, що оптимальний варіант — варіант, коли в якості живильної води використовують «конденсат». Він цінний тим, що його не потрібно нагрівати, бо це фактично H_2O . Єдине, що в складі конденсату, в залежності від агрохімії вирощування буряка, може бути аміак.

Технологами було розроблено спеціальний пристрій для позбавлення в конденсаті аміаку – деамонізатор. Вже після цього процесу, очищений конденсат являє собою «оптимальний екстрагент» для роботи дифузійної установки. Якщо

немає конденсату, то використовують так звану барометричну воду, яку нагрівають у барометричному конденсаторі.

Якщо конденсату немає, то використовують так звану «барометричну воду». Це чиста, природна вода, догріта в барометричному конденсаторі. Її підігрівають до $\approx 65^{\circ}\text{C}$ і подають на дифузію. Підігрівання цієї води здійснюється в пароконтактному підігрівнику, де пара має прямий контакт із водою.

Зупинимось більш детально на принципі дії барометричного конденсатору. Воду, якою охолоджується пара, мілкодисперсно подрібнюють та створюють умови для контакту з парою, а саме: пара, що йде з вакуум-апаратів має питомий об'єм порядку $5-6 \text{ м}^3/\text{кг}$. Коли ця пара контактує з холодною водою (водою, що має меншу температуру за температуру пари), то пара миттєво конденсується та утворюється глибокий вакуум. Проблема полягає в тому, що пара і з вакуум-апаратів, і з випарної установки має у своєму складі ще ряд газів, які не конденсуються. Причина цього - недосконала система вакуум-проводів, коли місцями підсмоктується повітря. Пара конденсується, а неконденсовані гази залишаються і їх потрібно швидко відвести. Якщо цього не зробити, то через 5-10 хвилин не буде вакууму, неконденсовані гази заповнять весь простір апарату. Для запобігання цьому працюють вакуум-насоси.

При використанні барометричної води, конструктивне рішення для конденсатору дозволяє нагріти воду до 45°C . Потім її подають у інший підігрівник, який знаходиться біля дифузійної установки, щоб ще догріти цю воду. В дифузійній установці температура води має бути в межах $70-72^{\circ}$. При цій температурі руйнуються органічні оболонки і утворюється буряковий сік. Сік має концентрацію 15-20% , він контактує із догрітою водою, як результат відбувається дифузія - вирівнювання концентрації. Якщо температура буде меншою, то клітини буряка не зруйнуються, і сік не вийде із стружки.

Отриманий дифузійний сік після дифузійної установки називається відкачкою соку. Наприклад, якщо відкачка 120 % то це означає кількість соку 1200 кг соку на 1 тону буряку. З одного боку, чим більше соку відбираємо, тим більше цукру можна вилучити. Але отриманий сік – дуже рідкий. Його концентрацію треба довести до

92,5% у вакуум-апаратах. Всю зайву воду треба випарювати та витратити на цей енергоресурс. Сучасні преси, що віджимають жомопресову воду і збільшують концентрацію сухих речовин в жомі від 5% до 35%, дозволяють частково вирішити цю проблему. В той же час, додавання малої кількості води приведе до збільшення вмісту цукру у жомі, що є додатковими втратами. Втрати цукру нормуються: 0,3 % до маси буряків.

Наступним етапом є дефекація. Розрізняють оптимальну та попередню. При оптимальній кількості відкачки в межах 1050 кг на тону. Вона можлива завдяки використанню пресів вищої ступені віджиму, як наслідок отримують менше соку, відповідно менша витрата газу та вапна на очищення.

Попередня дефекація. Сік після дифузії нагрівають до 88 °C і подають в апарат, де змішують з невеликою кількістю вапнякового молока (CaCO_3). При цьому обов'язково треба дотримуватися режиму ступеневого нагрівання. Якщо необхідно нагріти сік на 12-13°C, тоді можливе одноступеневе нагрівання.

Основою цієї схеми є багатокорпусна випарна установка, яка потребує певного теплового навантаження корпусів. Навантаження забезпечується відборами пари на нагрівання підігрівників та використанням вторинних енергоресурсів. Найбільшим вторинним енергоресурсом є вторинна пара з вакуум-апаратів, що має температуру 60-65 °C. Але при нагріванні нею соку, необхідно враховувати наявність неконденсованих газів, які зменшують парціальний тиск водяної пари, тому максимально можлива температура нагрівання соку лише 55 °C.

Таким чином з'являється необхідність використання нагріву соку парою низького тиску першої ступені. Наступна група підігрівників знаходиться перед випарною установкою. Сік треба нагріти від 90°C після першої сатурації до температури кипіння у першому корпусі. Якщо цього не зробити, буде надзвичайно мала швидкість руху соку в трубах, а це загрожує процесом теплообміну без зміни агрегатного стану. Щоб уникнути цієї ситуації, треба подати воду на вхід апарату догріту до середньої температури кипіння у випарному апараті.

1.1 Пароконтактні обігрівачі типу ПЗ-ВКП

Парові контактні нагрівачі призначені для нагрівання живильної води дифузійних установок паром з низьким потенціалом (останній корпус ВА) шляхом безпосереднього контакту пари з водою.

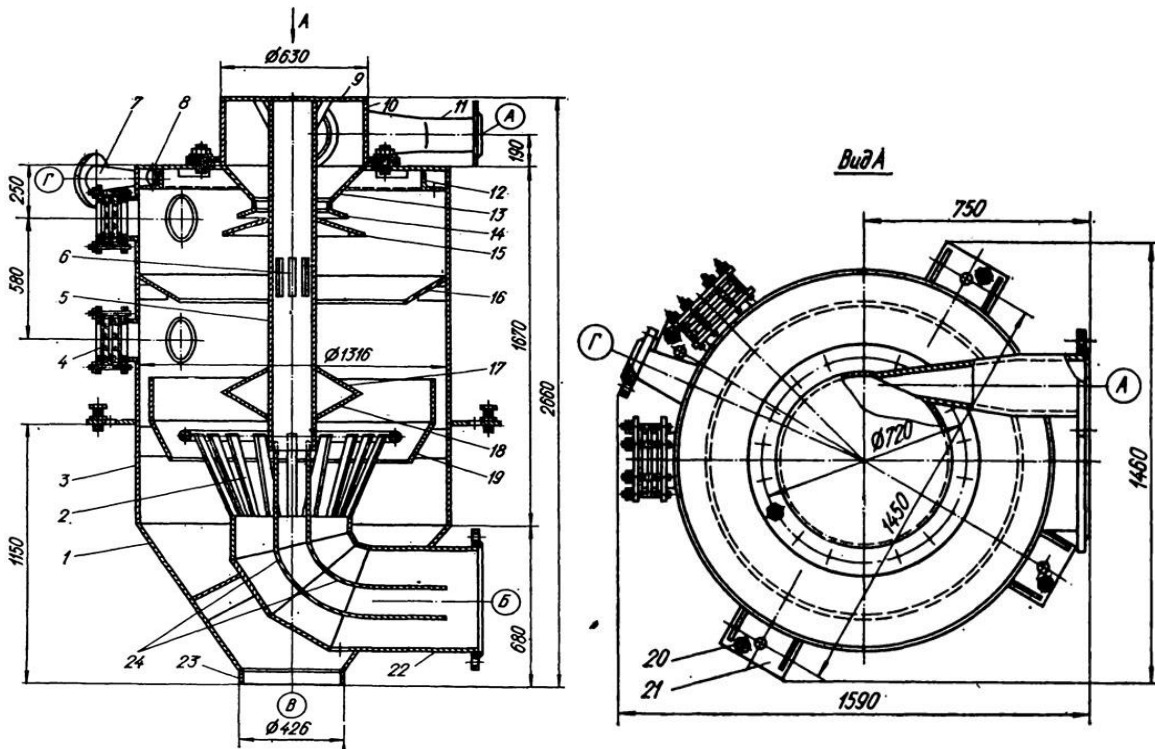


Рис.1. Обігрівач типу РЗ-ПКП-150

Нагрівач типу РЗ-ПКП-150 (рис.1) являє собою циліндричний корпус 3 з конічним днищем 1 і плоскою верхньою кришкою 8.

На кришці за допомогою фланцевого з'єднання є розподільний пристрій, призначений для формування суцільних парасоля-подібних штор, нагрівається і складається з циліндричної оболонки 10, кришки 9, конусів 13, 14, 15, 17, 18 і труби 5 з отворами 6.

Всередині корпусу встановлено: конічна пластина 16 і циліндрично-конічна оболонка 19, також використовувані для формування суцільних штор з підігрівом.

У верхній частині корпусу під кришкою приварений колектор 12, який являє собою вигнутий діаметр кута корпусу з отворами в нижній його частині і служить для відведення газів.

У нижній частині корпусу знаходиться зварена вигнута труба 22 з направляючими пластинами 24 і розподільником пари 2, який являє собою віялоподібний пучок пластин, приварених до труби 22 певним кроком. Нагрівач також оснащений форсунками 11, 23 і 7, що служать, відповідно, для подачі і відведення нагрітої води, пари і відхідних газів, а також оглядових вікон 4.

Для монтажу та кріплення нагрівача при установці задіяні лапки 21 із віджимними болтами 20. Нагрівачі комплектуються засобами автоматичного регулювання температури нагрітої рідини на виході, яка підтримується в заданих межах зміною подачі пари в нагрівач за допомогою регулюючого затвору.

Рідина надходить у тангенціально розташовану трубу А в кільцеву камеру, утворену циліндричною оболонкою 10 і трубою 5, і, обертаючись, виходить у вигляді безперервної кільцевої завіси із щілини, утвореної конусами 14 і 15. Потім рідина потрапляє на конічну пластину 16, з неї - на конус 17, потім на циліндроконічну оболонку 19 і виводиться з нагрівача через трубу 23, до якої приварені трубки РЗ-ПКП.

Гріюча пара надходить у нагрівач через трубу 22 і рівномірно розподіляється по поперечному перерізу апарату за допомогою розподільного пристрою 2. Піднімаючись вгору, пара проходить рідкі завіси, що трапляються на її шляху, і, конденсуючись, нагріває рідину. Неконденсовані гази потрапляють через отвори колектору 12 і виходять з апарату через трубу 7.

Частина пари надходить у трубу 5, проходить крізь щілини 6 і, минаючи три нижні завіси рідини, безпосередньо контактує з верхньою завісою, яка витікає із щілини, утвореної конусами 14 і 15, що трохи зменшує навантаження на нижніх шторах. З цією ж метою використовують кільцевий зазор, через який проходить пара, утворена корпусом 3 і циліндрично-конічною оболонкою 19.

При установці парові обігрівачі встановлюються на позначці не нижче 10,5 м. Труба, що відводить нагріту воду (барометрична труба), не повинна мати різких поворотів і горизонтальних ділянок. Об'єм нагрітого водозбірника повинен становити не менше 1,5 об'єму всієї барометричної трубки.

Технічні характеристики нагрівачів

Параметр	РЗ- ПКП- 50	РЗ- ПКП- 100	РЗ- ПКП- 150	РЗ- ПКП- 200	РЗ- ПКП- 300
Продуктивність на воді, м ³ /год	50	100	150	200	300
Витрата пари, т / рік	3	5	7	10	14
Температура води, ° С					
початковий	45				
остаточний	70				
Температура нагрівальної пари, ° С	72				
Робочий тиск всередині приладу, МПа	0,032				
Габаритні розміри, мм (не більше)					
довжина	1220	1290	1460	1720 рік	2160
ширина	1200	1420	1590 рік	1830 рік	2300
висота	1900 рік	2400	2660	2996	3700
Внутрішній діаметр, мм	900	1100	1300	1500	2000 рік
Вага із засобами автоматики та складною фурнітурою, кг (не більше)	1780 рік	2280	2580	2968	4220
Заводський	Півненківське машинобудування Міністерство харчової промисловості УРСР				

1.2 Нагрівачі, що використовують вторинну пару, як гріючу пару після вакуум-апаратів 1-го продукту



Рис.2. Утфельний підігрівник

За даними ВНІСПу, використання теплоти утфельної пари дозволяє зекономити близько 0,37% палива від маси буряку. Однак утилізація теплоти утфельної пари має значні складнощі, пов'язані з: низькими параметрами пари $t = 55 + 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=0,016\div 0,020\text{ МПа}$; високою загазованістю пари; труднощами монтажу.

Проточна частина підігрівника складається із 4 секцій, послідовно зв'язаних між собою за допомогою стандартних круто зігнутих отворів. Трубна решітка кріпиться до торців підігрівника і являє собою частину фланцевого з'єднання, до якої кріпляться перехідні коліна. Всі трубні пучки знаходяться в загальному кожусі, який є проточною частиною підігрівника по парі.

На вході пари у підігрівник, трубчасті елементи захищені спеціальним кожухом для запобігання ерозійного руйнування від капель утфелю. Конденсат утфельної пари стікає на нижню частину кожуха і попадає в барометричний конденсатор або відводиться через гідрозатвір у збірник.

Технічні характеристики Ш52-ППУ:

Продуктивність заводу по буряку, т/сут	3000	6000
Поверхня нагріву, м ²	50	125
Гідравлічний опір		
По парі, Па	300	300
По соку, МПа	0.08	0.08
Розташування в просторі	Горизонтальне	
Кількість секцій, шт	4	4

Температура соку, С

початкова	30	30
кінцева	47	47

Параметри утфельної пара

тиск, МПа	0.016	0.016
температура, С	55	55

Габаритні розміри, мм 6200X1700X1400 8200X1900X230

Маса, кг 3000 6800

Застосування утфельної пари для нагрівання дифузійного соку дозволяє значно знизити теплові втрати і, відповідно, зменшити забруднення водоймів, зменшити витрату палива при невеликих капітальних затратах, скоротити витрату охолоджувальної води і енергозатрати на її перекачку. Економічний ефект в результаті впровадження підігрівника Ш52-ППУ для заводу потужністю 3000 т/добу становить приблизно 50 тис. гривень.

1.3 Конденсатори для нагрівання соку

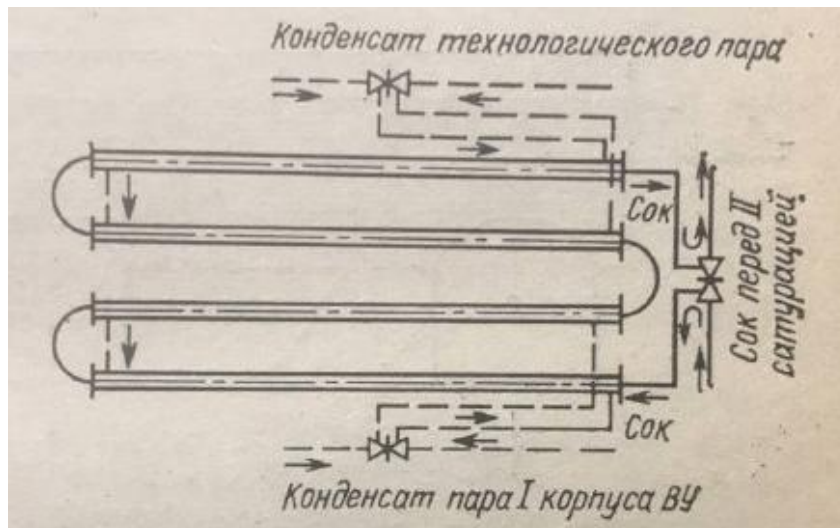


Рис 3. Схема потоку в комбінованому секційному теплообміннику

Для нагрівання соку також використовують комбінований секційний теплообмінник типу Ш52-ПТС-39. Конденсат відпрацьованої пари з температурою 130 °С і пара 1 корпусу з температурою 126 °С охолоджувались в теплообміннику

до 105 °С і надходили на ТЕЦ за двома потоками, тому в конструкції пристрою передбачено роздільне подавання конденсату в міжтрубному просторі 3-4-го корпусу та 1-2-го корпусу. Сік послідовно перекачували через простір усіх секцій і нагрівали до температури 95-98 °С.

Нефільтрований сік нагрівали в секційному нагрівачі парового соку Ш52-ППС-30 від 80-90°С. Висока інтенсифікація тепловіддачі забезпечувалася завдяки збільшеній швидкості соку.

Технічні характеристики Ш52-ПТС-39

Продуктивність по буряках, т / добу —3000

Нагрівальні поверхні, м² — 39

Температура соку, °С

початкова — 83

кінцева — 95

Гідравлічний опір соку, МПа —0,15

Кількість секцій, шт. — 4

Габаритні розміри, мм 2800 X 1000 X 6000

1.4 Парові та сокові нагрівачі (багатоходові трубчасті, секційні, пластинчасті)

Вдосконалення компоновки елементних теплообмінників пов'язано з прагненням збільшити швидкість робочого середовища (переважно в міжтрубному просторі), без розташування в міжтрубному просторі складних і незручних перегородок.

Поєднання декількох елементів з невеликою кількістю ходів відповідає принципу багатоходового кожуха, який працює на протитоковій системі. Теплообмінники (рис. 4а) ефективні, коли обидва теплоносії рухаються з пропорційною швидкістю, не змінюючи агрегатного стану. Їх також слід використовувати, якщо робоче середовище знаходиться під високим тиском. Відсутність перегородок зменшує гідравлічний опір і зменшує ступінь забруднення міжтрубного простору. Але в порівнянні з багатоходовими кожухотрубними

теплообмінниками, секційні теплообмінники менш компактні та дорожчі через збільшення кількості вартісних елементів пристрою - трубних решіток, фланцевих з'єднань, компенсаторів тощо. Поверхня однієї секції зазвичай становить 0,75 -30 м², кількість трубок - від 4 до 140.

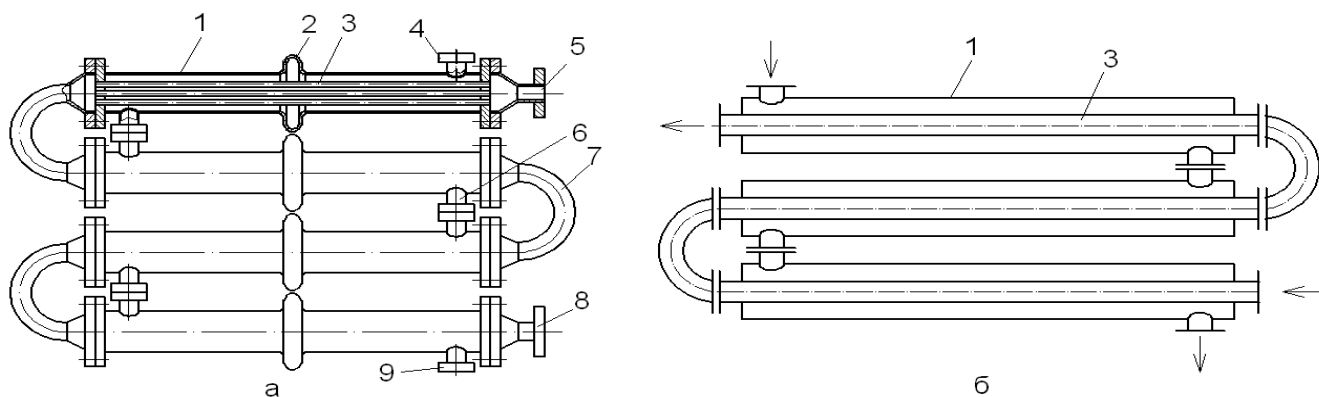


Рис. 4 Схеми елементних апаратів:

1 - корпус, 2 - лінзовий компенсатор, 3 - трубчаста поверхня теплообміну, 4 - патрубок для підведення теплоносія в міжтрубний простір, 5 - патрубок для відведення теплоносія, що рухається всередині нагрівних труб, 6 - патрубок для перепуску теплоносія в міжтрубний простір наступного елемента, 7 - патрубок для перепуску в наступний елемент теплоносія, що проходить всередині трубок, 8 - патрубок для введення теплоносія в трубки, 9 - патрубок для відведення теплоносія з міжтрубного простору

Теплообмінники "труба в трубі" широко використовуються в харчовій промисловості. Вони можуть бути нероз'ємними, коли теплообмінники жорстко зварені, або розбірні, з розподільними камерами та кришками, з'єднаними з трубками та кожухами теплообмінника за допомогою фланцевих ущільнень. Крім того, вони можуть бути одноходовими, двоходовими та багатоходовими.

На рис. 4б показана схема поодинокого теплообмінника типу "труба в трубі", який складається з послідовно з'єднаних секцій; кожна з них - дві коаксіальні труби різного діаметру. Ці теплообмінники підходять для високого тиску теплоносія, їх легко виготовити та встановити. Завдяки високим швидкостям, рідини мають високі коефіцієнти тепловіддачі. До їх недоліків можна віднести велику витрату металу та труднощі очищення кільцевого каналу міжтрубного простору.

Основні характеристики одноходових і двоходових теплообмінників, таких як "труба в трубі" згідно з ГОСТ 9930 - 78, наведені в таблиці 2.

Багатоходові теплообмінники мають 3, 5, 7, 12 і 22 паралельних потоків з відповідною кількістю труб в одному пристрої - 6, 10, 14, 24 і 44. Площа поверхні теплообміну цих апаратів при довжині труб до 9 м становить від 3 до 66 м².

Граничні тиски теплоносіїв, що рухаються по внутрішній та зовнішній трубах, зазвичай не перевищують 4,0 та 1,6 МПа відповідно.

Таблиця 2

Основні характеристики одноходових і двоходових
трубчастих теплообмінників

Діаметр тепло- обмінні труби	Кількість паралельних потоків	Кількість труб в одному пристрої	Площа поверхні теплопередачі (в м ²) при довжині труб, м						Діаметр труб кожуха, мм
			1.5	3.0	4.5	6.0	9.0	12.0	
25x3	1	1	0,13	0,23	0,35	0,45	-	-	57x4
	1	2	0,25	0,44	0,74	0,94	-	-	
	2	4	0,47	0,92	1,43	1,93	-	-	
38x3,5	1	1	0,19	0,33	0,56	0,72	-	-	57x4
	1	2	0,35	0,74	1,04	1,46	-	-	76x4
	2	4	0,71	1,45	2,12	2,85	-	-	89x5
48x4	1	1	0,24	0,46	0,62	0,93	-	-	76x4
	1	2	0,45	0,92	1,32	1,83	-	-	89x5
	2	4	0,93	1,81	2,76	3,64	-	-	108x4
57x4	1	1	0,28	0,55	0,85	1,02	-	-	89x5
	1	2	0,53	1,03	1,64	2,13	-	-	108x4
	2	4	1,07	2,12	3,24	4,37	-	-	
76x4	1	1	-	-	-	1,48	2,14	2,86	108x4
		2	-	-	2,12	2,84	4,23	-	133x4
89x5	1	1	-	-	-	1,65	2,51	3,24	133x4
		2	-	-	2,56	3,33	5,03	-	159x4,5
108x4	1	1	-	-	-	2,05	3,04	4,26	159x4,5
		2	-	-	3,03	4,02	6,12	-	219x6
133x4	1	1	-	-	-	2,51	3,76	5,04	219x6
		2	-	-	3,77	5,04	7,53	-	
159x4,5	1	1	-	-	-	3,03	4,52	6,1	219x6
		2	-	-	4,5	6,01	9,4	-	

1.5 Кожухотрубні теплообмінники

Відповідно до класифікації рекуперативних теплообмінників доцільно розглядати конкретно конструкції апаратів різних типів. У харчовій промисловості найпоширенішими були кожухотрубні пристрої, як одноходові, так і багатоходові з міжтрубними просторами; з різними напрямками потоку теплоносіїв і жорсткою конструкцією; однокорпусні та багатокорпусні.

Пристрої жорсткої конструкції. На рис. 5 показана схема вертикального однопрохідного кожухотрубного апарату жорсткої конструкції. У кожусі 1 є труби, що складаються з двох трубних решіток 3 і пучка нагрівальних трубок 2, кінці яких розкльошені в отворах сіток. Для подачі та зливу продукту пристрій має форсунки 9 і 4. Гріюча пара подається через сопло 7, а конденсат видаляється через сопло 14.

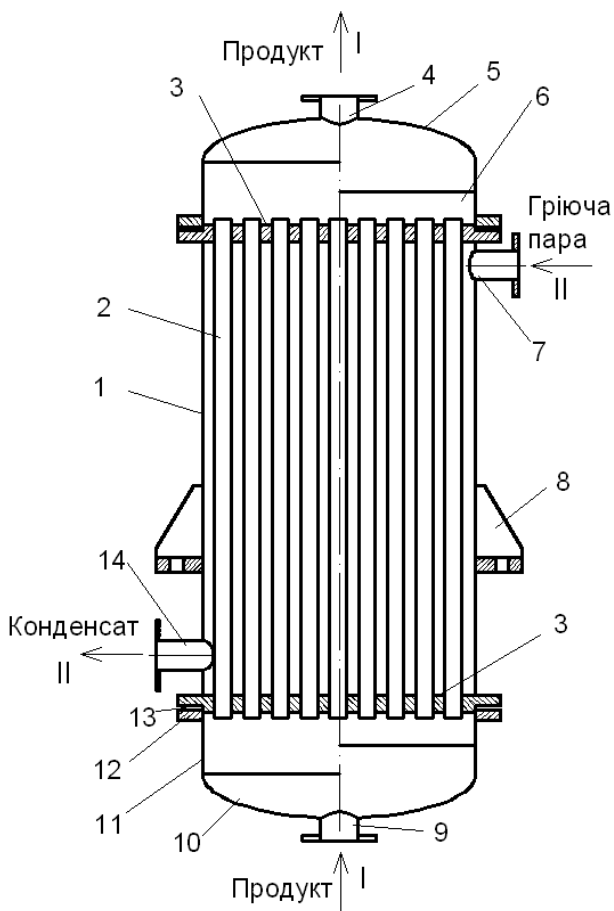


Рис. 5 Одноходовий кожухотрубний апарат жорсткої конструкції

Для встановлення пристрою використовуються опорні ніжки 8.

Камери для виробів 6 і 11 складаються з циліндричної оболонки і зварених днищ, таких як сферичне нефланцеве дно 10 або опукле дно 5 з циліндричним фланцем. У цих пристроях решітки для труб або прив'язуються до кожуху, або затикаються фланцями 12 прокладок 13. Корпус і труби надійно розділені трубними решітками. Під час роботи з такими пристроями, можна використовувати відносно незначні різниці температур між трубами та корпусом (не більше 40 °C).

Через малу швидкість теплоносіїв, одноходові теплообмінники працюють із відносно низьким коефіцієнтом

теплопередачі. Збільшення цього співвідношення може бути досягнуто за допомогою труб невеликого діаметру, в яких теплоносій буде рухатися з високою

швидкістю. Однак це часто призводить до необхідності створення багатокорпусних або багатоходових апаратів.

На рис. 6 показано схему двохкорпусного корпуснотрубного апарату. У корпусі I здійснюється рух всередині нагрівальних трубок зверху вниз, у корпусі II - знизу вгору.

На рис 7 представлена схема чотирьохходового кожухотрубного апарату. Його кришка розділена перегородками, що створюють три камери I, II, III. Внизу є дві камери для продукту - А і В. З верхньої камери I надходить продукт у камеру А, звідки по трубі поступає в камеру II. Аналогічним чином продукт проходить через камери В і III і виходить із апарату. Таким чином, використовуючи послідовно пучки трубок, роблять чотири ходи: два - вниз і два - вгору. Такі пристрої називають багатоходовими. Зазвичай їх роблять із кількома ходами від 2 до 12.

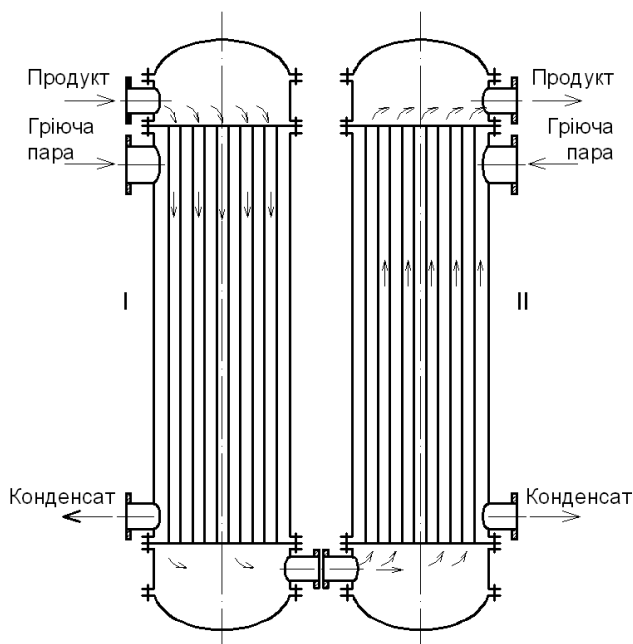


Рис.6. Двохкорпусний
кожухотрубний апарат

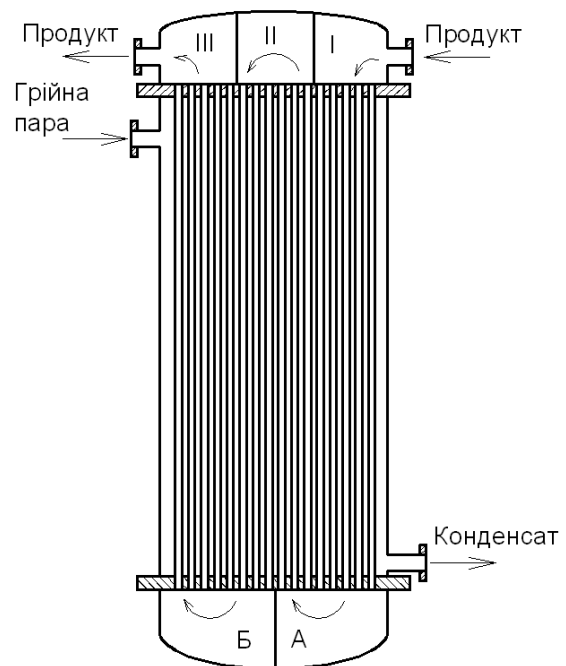


Рис.7. Вертикальний багатоходовий
апарат

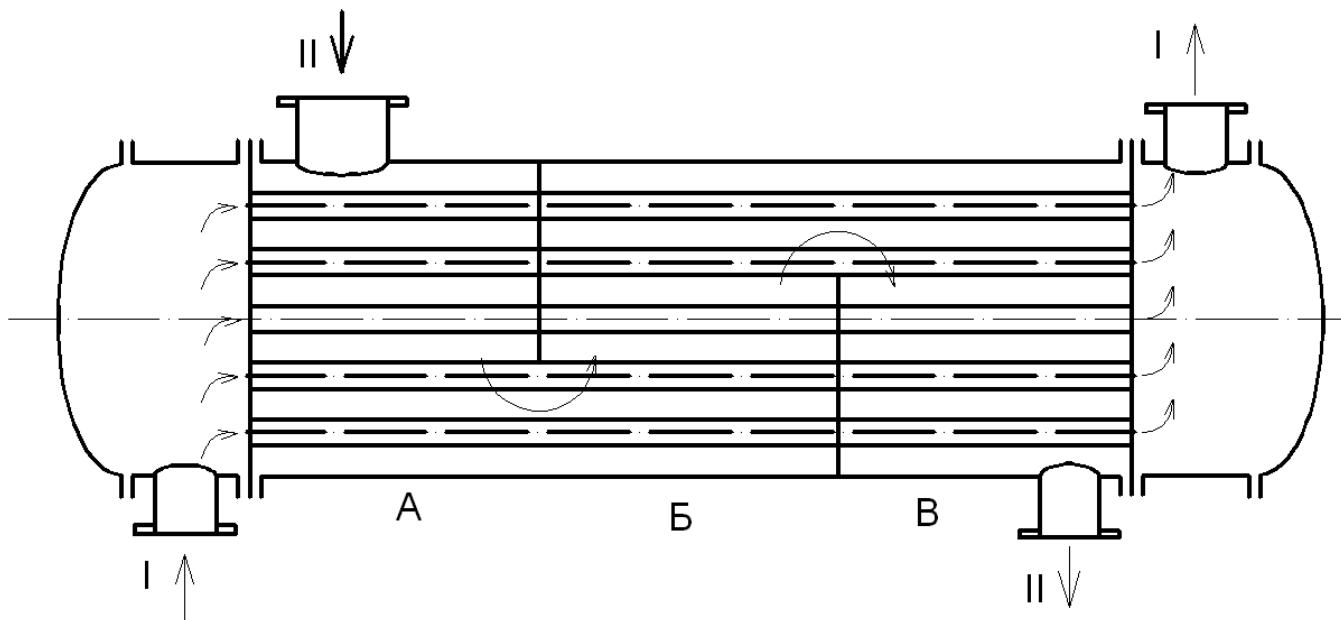


Рис.8. Горизонтальний багатоходовий апарат

На рис. 8 показана схема горизонтального апарату: одноходовий в трубопроводі для теплоносія I, що рухається всередині трубок, і трьохходовий в міжтрубному просторі. Міжтрубний простір розділений двома перегородками на три секції - А, В і С — таким чином, що теплоносій II, який омиває зовнішню поверхню труб, проходить їх послідовно.

1.6 Пластинчасті теплообмінники

Визначальною особливістю пластинчастого теплообмінника є конструкція його стінки. Пластинчасті теплообмінники для термообробки рідких харчових продуктів вимагають частого очищення поверхні теплопередачі від шару накипу або осаду, тому основну увагу конструкторів пластинчастих теплообмінників було зосереджено на створенні легкозбірної складної поверхні теплообміну, що складається з окремих елементів.

Збірна конструкція допомагає вирішити проблеми з ущільненням стиків і ряду компоновочних елементів, що забезпечило бажану щільність системи в цілому.

Основний елемент розбірної стінки теплопередачі разом із засобами герметизації та іншими доп.частинами традиційно називають просто пластиною. Форми пластин і поверхневих профілів дуже різноманітні, а їх конструкція досить складна, тому прийняту назву слід розглядати як умовну, принаймні для деяких структурних форм.

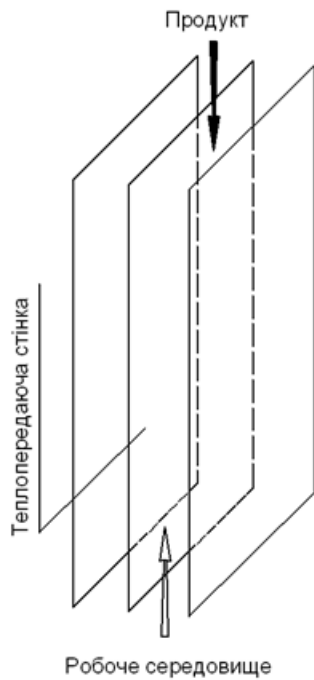


Рис. 9 . Елемент пластинчастого теплообмінника

Принцип конструкції розбірного пластинчастого теплообмінника полягає в тому, що пластини однакового розміру розміщені в просторі паралельно одна одній, а між робочими поверхнями двох сусідніх пластин утворюється невеликий зазор, який слугує каналом для подачі рідини для нагріву або охолодження. У найпростішому випадку пластина може бути плоскою і прямокутною, а теплообмінник може складатися з трьох пластин, що утворюють два канали, в одному з яких рухається рідкий продукт, а в іншому робоче середовище, яке відіграє роль джерела теплоти або теплоносія (Рис. 9). На практиці, однак, у теплообміннику велика кількість пластин і рідини рухаються одночасно

по декількох паралельних каналах.

Щоб визначити особливості пластинчастих теплообмінників, розглянемо найпростішу схему пластинчастого апарату (рис. 10).

Пластинчастий теплообмінник сучасного типу складається з групи теплообмінних пластин 1, підвішених на горизонтальних стрижнях 2, кінці яких утримуються в стійках 3 і 4. За допомогою напірної пластини 5 і гвинта 6 пластини стиснуті в одну упаковку. Малюнок для більш чіткого зображення потоків рідини показує лише п'ять пластин у відкритому положенні. Насправді пластини в робочому положенні щільно притиснуті одна до одної на гумових прокладках 7. Кожна пластина має гумові прокладки двох видів:

а) велике гумове кільце, яке обмежує канал на лицьовій стороні пластини для відповідного потоку рідини, а також охоплює два кутові отвори (з одного боку пластини або по діагоналі) для подачі та відведення рідини;

б) невеликі гумові кільця, які також ізолюють два отвори і створюють транзитний прохід для іншого потоку рідини.

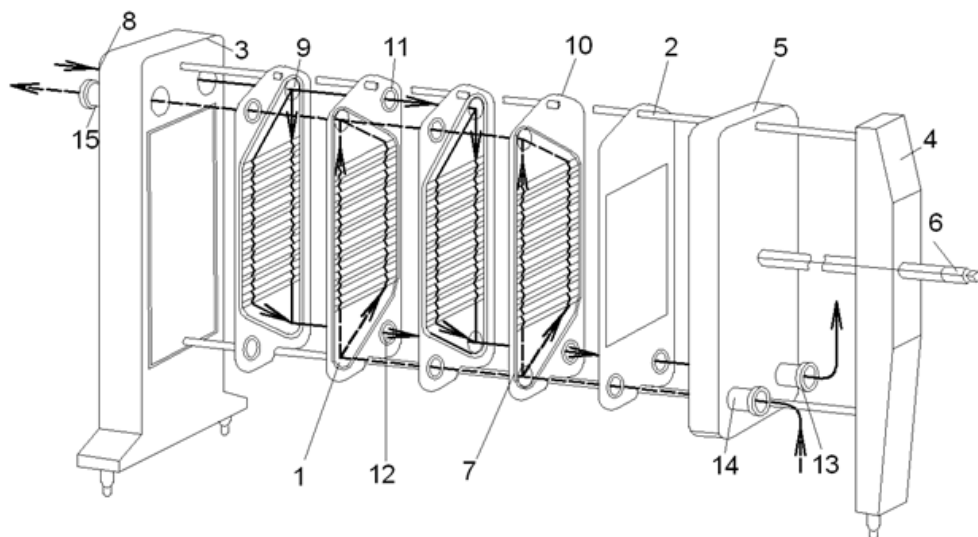


Рис.10 Схема пластинчастого апарату:

1 - теплообмінна пластина; 2 - штанга; 3 - передня стійка; 4 - задня стійка;
5 - затискувальна плита; 6 - гвинт; 7 - велика гумова прокладка; 8, 13, 14,
15 - штуцер; 9 - верхній кутовий отвір; 10 - гранична пластина; 11 -
кільцева гумова прокладка; 12 - нижній кутовий отвір

Рис.10. Схема пластинчастого апарату

Система прокладок ущільнення пластинчастого теплообмінника побудована таким чином, що, після складання та стиснення пластин, в пристрої утворюються дві системи каналів: одна для нагрівання рідини, інша для теплоносія. Одна з цих систем складається з непарних каналів, розташованих між плитами, а інша - з парних. Таким чином потоки нагрівання та нагрівальних рідин чергуються. Обидві системи каналів з'єднані з їх фітінгами для впуску та випуску рідини.

Шлях переробленої харчової рідини (продукту) позначений на рис. 10 суцільною лінією, а теплоносій позначений пунктиром. Продукт потрапляє в апарат через штуцер 8. Через верхній кутовий отвір 9 у першій лівій пластині заходить поздовжній колектор, утворений кутовими отворами пластин після з'єднання. Вздовж колектора виріб досягає пластини 10, що має глуху поверхню (без отвору), і розподіляється по непарних каналах між пластинами, які з'єднані з кутовим колектором, завдяки відповідному розміщенню гумових прокладок 7 і 11. Рухаючись вниз у міжпластинчатому каналі, продукт тече по «хвильовій поверхні» пластин, нагрітою на зворотній стороні теплоносієм. Потім продукт виходить у поздовжній колектор, утворений нижніми кутовими отворами 12.

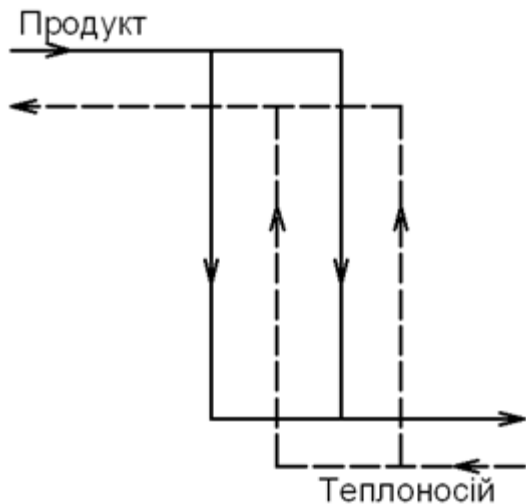


Рис.11 Умовна схема пластинчастого теплообмінника

Охолоджуюча рідина рухається в пристрої у напрямку до продукту. Він потрапляє в штуцер 14, проходить крізь нижній колектор, розподіляється по спарених каналах і рухається вгору по них. Через верхній колектор і штуцер 15 теплоносій виходить з апарату.

Умовна схема переміщення рідин через теплообмінник, відповідна попередньому опису, показана на рис. 11 .

На основі загального принципу проектування пластинчастого теплообмінника можна судити про деякі його особливості: паралельне розміщення загалом плоских пластин з невеликими зазорами між ними дозволяє розмістити в просторі робочу поверхню теплообмінника найбільш компактно, що призводить до значного зменшення розмірів апарату в порівнянні з іншими типами рідинних теплообмінників.

Ступінь компактності робочої зони теплообмінника можна охарактеризувати коефіцієнтом компактності β , який є розміром робочої поверхні, розміщеної в 1 м³ простору:

$$\beta = \frac{F_p}{V_p}, \quad (1)$$

де F_p - робоча поверхня в м²; V_p - об'єм робочої площі в м³.

Значення коефіцієнта компактності, отримане за цією формулою, буде теоретичним. Насправді, через низку причин (неповна ступінь промивання поверхні, наявність крайових частин поза робочою поверхнею) його значення буде меншим. Фактичні коефіцієнти компактності для працюючих пластинчастих підігрівників сягають 200 м² / м³.

На рис.12 показано, що в пластинчастих пристроях досягається набагато вища "щільність" заповнення робочої зони стінками теплообміну, ніж у пристроях з різною формою робочої поверхні.

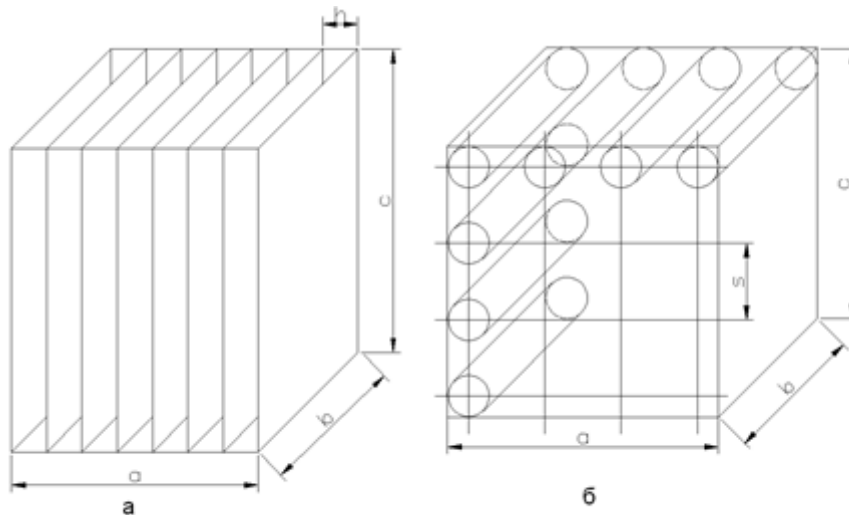


Рис.12 До порівняння пластинчастого і трубчатого теплообмінників:
а - схема розміщення пластин; б - схема розміщення трубок

Порівняємо коефіцієнти компактності пластинчастих і трубчастих теплообмінників. Нехай у просторі у вигляді паралелепіпеду V_p розміщена пластинчаста поверхня, що складається з z пластин, встановлених з інтервалом h (рис. 12, а). Об'єм простору дорівнює

$$V_p = abc, \quad (2)$$

де a , b , c - відповідно його ширина, довжина і висота.

У цьому кубі теоретично можна розмістити робочу поверхню, розмір якої буде

$$F_p = bcz = bc \frac{a}{h}. \quad (3)$$

У цьому випадку коефіцієнт компактності для пластинчастого апарату дорівнює

$$\beta_n = \frac{F_p}{V_p} = \frac{1}{h}. \quad (4)$$

Якщо простір заповнений трубками діаметром d , загальний розмір поверхні буде залежати від кількості вертикальних і горизонтальних рядів труб (рис. 12, б).

Позначимо кількість горизонтальних та вертикальних рядків відповідно m та n .

Ступінь щільності трубок обернено пропорційна величині кроку s . Останнє залежить від ряду конструктивних та технологічних факторів і може бути різним, але для розрахунку приймемо мінімальне значення для багатходових трубчастих апаратів

$$s_{\min} = 1,5d. \quad (5)$$

Тоді

$$m = \frac{c}{1,5d} \qquad n = \frac{a}{1,5d}. \quad (6)$$

В даному випадку розмір робочої поверхні

$$F_p = mn\pi db = \frac{abc}{(1,5d)^2} \pi d. \quad (7)$$

Тому коефіцієнт компактності трубчастого апарату в кращому випадку дорівнює

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{F_p}{V_p} = \frac{\pi d}{(1,5d)^2} \approx \frac{1,4}{d}. \quad (8)$$

Таким чином, відношення коефіцієнтів β для пластинчастих і трубчастих підігрівників буде дорівнює

$$\frac{\beta_{\text{п}}}{\beta_{\text{тр}}} = \frac{d}{1,4h}. \quad (9)$$

Це співвідношення показує, що пластинчастий і трубчастий апарат можна порівняти з точки зору компактності лише при дуже малих діаметрах трубок (порядку 5 - 10 мм). Оскільки конструктивно такі трубчасті пристрої важкі у виготовленні та незручні для очищення робочих поверхонь, їх використання в харчовій промисловості малоймовірне.

Як правило, для таких трубчастих підігрівників використовують труби діаметром не менше 36 мм, що відповідає коефіцієнту компактності трубчастого апарату $\beta_{\text{тр}} \approx 39 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Припускаючи, що типовий розмір кроку розміщення пластини дорівнює 4 мм, отримуємо, що практично співвідношення коефіцієнтів компактності пластини та трубчастого апарату буде

$$\frac{\beta_{\text{п}}}{\beta_{\text{тр}}} = \frac{36}{1,4 \cdot 4} \approx 6,4. \quad (10)$$

Це означає, що для побудови трубчастих підігрівників однакових розмірів робочої зони і для однакових теплових навантажень необхідно збільшити їх коефіцієнти тепловіддачі, порівняно з плитою, в 6,4 рази.

Коефіцієнти тепловіддачі для сучасного пластинчастого апарату при помірній швидкості потоку на практиці досягають 3500 - 4000 Вт/(м²·К). Тому для вирівнювання коефіцієнтів компактності пластинчастих і трубчастих підігрівників необхідно збільшити коефіцієнти тепловіддачі в останніх до 22500 - 25600 Вт/(м²·К), що майже неможливо.

Практика підтверджує цей висновок і показує, що рідинні пластинчасті теплообмінники менше, ніж пристрої інших типів. Це особливо помітно для високопродуктивних апаратів.

Таке порівняння підігрівників проводиться без урахування ряду додаткових конструктивних та експлуатаційних факторів, дія яких призводить до того, що насправді трубчасті та інші типи підігрівників вимагають ще більших площ та об'ємів, ніж визначено вищевказаним співвідношенням.

Як показано на рис. 10, пластинчастий теплообмінник можна легко розібрати. Для цього необхідно відкрутити затискаючий гвинт, штовхнути притискаючу пластину і перемістити пластини на стрижнях у межах утвореного вільного простору, потім необхідно поверхні почистити і помити.

Слід зазначити, що пластинчастий теплообмінник можна охарактеризувати не тільки як розбірний, але і як набірний. Він побудований за принципом, який дає конструктору, а за певних умов і виробнику, значні можливості з точки зору реалізації різних варіантів компонування, дозволяє збільшити робочу поверхню не тільки спроектованого, але і вже працюючого пристрою. Це дозволяє безкоштовно вносити різні корективи в схему потоку, розмістити на одній рамі теплообмінника секції різного призначення, щоб виконати в одному пристрої цілий комплекс операцій термічної обробки рідкого продукту і навіть одночасну роздільну обробку декількох продуктів в різні режими.

Можливість відновити пристрій у разі потреби особливо важлива в сучасних галузях промисловості, де адаптація до швидко мінливих умов є дуже важливим фактором.

Компонентні можливості пластинчастих підігрівників дозволяють створювати будь-які комбінації паралельних та послідовних з'єднань, вибирати в кожному випадку раціональний режим руху рідини з урахуванням наявного тиску рідини та будувати компактні пристрої з високою продуктивністю.

Пластини сучасних пластинчастих теплообмінників оснащені на поверхні різними елементами, що викликають штучну турбулентність потоку, з метою підвищення ефективності теплообміну. Завдяки цьому, відносно коефіцієнтів

теплопередачі, вони значно перевищують трубчасті та спіральні теплообмінники при однаковому споживанні енергії для прогрівання рідини через пристрій. Пластинчасті пристрої характеризуються низькими витратами, що дозволяє використовувати їх для термічної обробки рідких харчових продуктів високої в'язкості, а також емульсій та суспензій.

Пластинчасті пристрої з їх вузькими каналами дозволяють обробляти вироби тонким шаром при швидкому русі теплоносія і при низьких температурних тисках (до 1,5 - 2 °C), викликаючи "м'який" нагрів, що запобігає швидкому горінню виробу або коагуляція.

Пластинчасті теплообмінники добре поєднуються із сучасними засобами автоматизації управління та регулювання технологічних процесів.

Однак пластинчасті теплообмінники також мають суттєві недоліки, що обмежують їх сферу застосування. Одним з них є велика кількість і довжина ущільнювальних прокладок. Загальна кількість прокладок в пристрої приблизно дорівнює триразовому числу пластин, яке у великих пристроях досягає 200 шт. Довжина прокладок на поверхні однієї пластини приблизно дорівнює її периметру, а для пластин найпоширеніших розмірів - 2 -4,5 м. Таким чином, при експлуатації таких підігрівників виробничий персонал повинен мати справу з системою герметизації, яка включає близько 600 прокладок загальною довжиною 400 - 900 м. Робочі прокладки регулярно зношуються і періодично вимагають заміни, що є досить трудомістким процесом.

Крім того, гумові прокладки з харчового каучуку не мають високої термостійкості, тому навіть найкращі пластинчасті теплообмінники не можна використовувати при температурі вище 140 °C.

Прийнята система об'єднання обмежує величину допустимих тисків. Звичайні пластинчасті пристрої працюють в діапазоні тиску від 1 до 6 атм. Якщо необхідно працювати в умовах високого тиску, потрібні посилені конструкції, однак і для них є верхня межа тиску (не більше 12 атм).

Хоча ці значення тиску досить високі і покривають багато виробничих потреб, на практиці цей недолік пластинчастих підігрівників посилюється тим фактом, що

велика довжина ущільнювального матеріалу створює підвищену ймовірність порушення щільності в деяких місцях.

Якщо пристрій використовується для переробки продуктів, що допускають невеликий тимчасовий витік, такі явища не тягнуть за собою серйозних наслідків. Це не стосується середовищ, для яких будь-який витік є абсолютно неприйнятним (наприклад, рідкий аміак).

2. Основи теплообміну в апаратах для виробництва харчових продуктів

2.1 Загальна інформація

Теплообміном називають процес передачі енергії від одного тіла до іншого. Необхідною та достатньою умовою теплопередачі є різниця температур між цими тілами. Кількість переданого теплоти вважається мірою передачі теплоти.

Речовини, що беруть участь у процесі передачі енергії, називаються теплоносіями. Речовина з більш високою температурою називається гарячим теплоносієм, а речовина з нижчою температурою - холодним теплоносієм. Водяна пара, гаряча вода, нагріте повітря, димові гази та гарячі мінеральні масла найчастіше використовуються як гарячі теплоносії в харчовій промисловості, а вода, повітря, розсіл, аміак та фреони найчастіше використовуються як холодні теплоносії.

Існує три способи передачі теплоти: теплопровідність, конвекція та випромінювання.

Теплопровідність називають явищем теплообміну при безпосередньому контакті між частинками тіла.

Конвекція - це процес теплопередачі внаслідок руху рідини або газу. За характером виникнення існує два типи руху рідини: вільний і вимушений. Вільний рух рідини, або природна конвекція, відбувається внаслідок різниці між густиною нагрітих і холодних частинок рідини, тобто під дією внутрішніх сил. Примусовий рух рідини відбувається під дією зовнішніх сил (насос, вентилятор).

Випромінюванням називають процес передачі енергії від одного тіла до іншого шляхом поширення електромагнітних хвиль у просторі між цими тілами.

Теплообмін - це процес обміну енергією між твердою стінкою (тілом) та рідким (газоподібним) середовищем, що його омиває. *Теплопередачею* називають процес передачі енергії між двома середовищами, розділеними твердою перегородкою.

Основними кінетичними характеристиками процесу теплопередачі є середня різниця температур між середовищами - рушійна сила процесу, коефіцієнт

теплопередачі та кількість теплоти, що передається. Зв'язок між ними для стабільного процесу визначається основним рівнянням теплопередачі

$$Q = kF\Delta t_{cp}, \quad (11)$$

де Q - кількість теплоти, що передається, Вт; k - коефіцієнт теплопередачі (кінетичний коефіцієнт), що характеризує швидкість теплопередачі, Вт / (м² · К); F - площа поверхні передачі теплоти, м²; Δt_{cp} - рушійна сила процесу, або середня різниця температур між теплоносіями, К.

З рівняння (11) визначають площу поверхні теплообмінного апарату

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}. \quad (12)$$

Кількість теплоти Q визначається з рівняння теплового балансу, середня різниця температур - береться по початковій і кінцевій температурах середовищ, що обмінюються теплом. Коефіцієнт теплопередачі показує, скільки теплоти (Дж) передається від гарячого теплоносія до холодного за 1 с з 1 м² стіни при різниці температур між охолоджувачими рідинами 1 К. Розмірність коефіцієнта теплопередачі $k = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$. Розрахунок коефіцієнта k викликає найбільші труднощі при визначенні площі поверхні теплопередачі.

2.2 Основні критерії подібності теплових процесів

У табл. 3 наведені основні критерії подібності теплових процесів. Ці критерії використовуються у критеріальних рівняннях для розрахунку коефіцієнтів теплопередачі.

Критерії подібності теплових процесів

Критерій	Складові критерію	Пояснення
Безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі (число Нуссельта) $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$	α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт / (м ² · К); l - характерний лінійний розмір системи, м; λ - теплопровідність середовища, Вт / (м · К)	Характеризує взаємозв'язок між інтенсивністю теплообміну та температурним полем у прикордонному шарі потоку
Критерій подібності полів температури і швидкості (число Прандтля) $Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c\mu}{\lambda}$	ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² / с; λ - коефіцієнт теплопровідності, м ² / с; c - питома теплоємність середовища, Дж / (кг · К); μ - коефіцієнт динамічної в'язкості, Па · с	Характеризує фізичні властивості теплоносія
Критерій теплової подібності (число Пекле) $Pe = \frac{\omega l}{a}$	ω - середня швидкість потоку, м / с	Міра відношення молекулярного та конвективного процесів передачі енергії у потоці
Критерій вільної конвекції (число Грансгофа) $Gr = \left(\frac{gl^3}{\nu^2}\right)\beta\Delta t$	g - прискорення вільного падіння, м / с ² ; β - коефіцієнт об'ємного розширення рідини, 1 / К; Δt - різниця між температурою стінки та рідини, К	Міра співвідношення сили молекулярного тертя та сили підйому при різних густинах речовини в окремих точках неізотермічного потоку
Тепловий критерій фазового перетворення (число Кутателадзе) $Ku = \frac{r}{c\Delta t}$	r - питома теплота випаровування або конденсації, Дж / кг	Характеризує процес теплообміну під час фазового переходу

2.3 Визначення коефіцієнтів тепловіддачі

Тепловіддача при примусовій конвекції. Інтенсивність тепловіддачі при вимушеному русі залежить від характеру руху. У разі розвиненого турбулентного руху в трубах і каналах ($Re > 10000$) розрахункове критеріальне рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі має вигляд

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (13)$$

Для критеріїв Nu , Re і Pr за визначальну температуру приймають середню температуру рідини, а для критерія $Pr_{ст}$ – температура стінки. За лінійний розмір у критеріях Nu і Re беруть внутрішній діаметр труби або еквівалентний діаметр каналу. Вплив напрямку теплового потоку враховує відношення $Pr / Pr_{ст}$.

В інтервалі $0,6 < Pr < 100$ можна використовувати простіше рівняння

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (14)$$

Для ламінарного руху ($Re < 2300$) рекомендується таке рівняння розрахунку:

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (15)$$

Вищевказані формули можна застосовувати до труб при $l/d > 50$. Якщо це співвідношення менше 50, вводять поправковий коефіцієнт. Для повітря формули (13) та (15) спрощені і приймають форму

$$\begin{aligned} Nu &= 0,018 Re^{0,8}; \\ Nu &= 0,013 Re^{0,33} Gr^{0,1}. \end{aligned} \quad (16)$$

У перехідному режимі ($2300 < Re < 10000$) теплообмін різко змінюється і залежить від багатьох, часто випадкових факторів. Приблизно коефіцієнт тепловіддачі в цій області можна розрахувати за формулою

$$Nu = f(Re) Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (17)$$

Значення $f(Re)$ для різних чисел Re :

$Re \cdot 10^{-3}$	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	3	4	5	6	8	10
$f(Re)$	1.9	2.2	3.3	3.8	4.4	6.0	10.3	15.5	19.5	27,0	33.3

У разі поперечного потоку навколо пучка труб критеріальні рівняння виглядатимуть так:

при шаховому розміщенні труб

$$Nu = 0,41 Re^{0,6} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}; \quad (18)$$

при розміщенні в коридорі труб

$$Nu = 0,23 Re^{0,65} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}. \quad (19)$$

У цих формулах діаметр труби приймається за визначальний розмір, а швидкість у найвужчій ділянці каналу – визначальною швидкістю.

Тепловіддача при вільній конвекції. Загальна формула для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі при визначальній температурі, яка дорівнює середній температурі прикордонного шару $t_m = 0,5(t + t_{ct})$, де t - температура теплоносія на значній відстані від стінки, має вигляд

$$Nu = c(GrPr)^n = cRa^n \quad (20)$$

Значення коефіцієнта c та показника ступеня n залежать від характеру руху, який визначається добутком критеріїв $Gr \cdot Pr$:

а) коли $Gr \cdot Pr = 0,001 \dots 500$ (ламінальний режим)

$$Nu = 1,18 Ra^{0,125} \quad (21)$$

б) коли $Gr \cdot Pr = 500 \dots 20000000$ (перехідний режим)

$$Nu = 0,54 Ra^{0,25} \quad (22)$$

а) коли $GrPr > 20\,000\,000$ (турбулентний режим)

$$Nu = 0,135 Ra^{0,333} \quad (23)$$

Значення різниці температур за критерієм Грансгофа $\Delta t = t_{ct} - t$.

Передача теплоти під час конденсації пари. Найкращою моделлю процесу конденсації пари є модель Нуссельта, при якій конденсація плівки відбувається на поверхні твердого тіла. Рідка плівка є основним термічним опором тепловіддачі пари до твердих речовин.

В результаті аналізу та узагальнення експериментальних даних отримана наступна критеріальна залежність для визначення коефіцієнта тепловіддачі у разі конденсації пари:

$$Nu = c (GaPrKu)^{0.25} \quad (24)$$

де c - коефіцієнт, рівний 0,943 для конденсації на вертикальних поверхнях і 0,728 для конденсату на зовнішній поверхні окремої горизонтальної труби.

Висота труби приймається за визначальний розмір, коли пара конденсується на вертикальній поверхні, а зовнішній діаметр труби береться, коли пара конденсується на горизонтальній трубі. Визначальною температурою є середня температура плівки конденсату, при якій обчислюються фізичні параметри, що входять в критерії рівняння.

Формула (24) справедлива, коли швидкість пари мала ($\omega \leq 10$ м / с). При великих швидкостях пари коефіцієнт тепловіддачі збільшується, якщо потік зменшує товщину плівки конденсату або руйнує її. Якщо потік пари перешкоджає руху плівки конденсату, її товщина збільшується, а коефіцієнт тепловіддачі зменшується.

Тепловіддача при кипінні рідини дуже складний процес, тому для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовується, головним чином, рівняння :

$$\alpha_2 = A_2 q^{0.6}, \quad (25)$$

де A_2 - розрахований коефіцієнт (залежить від фізичних параметрів киплячої рідини); q - питомий тепловий потік, Вт / м².

Для розрахунку теплових втрат підігрівників, що працюють у приміщенні, загальний коефіцієнт тепловіддачі при температурі поверхні пристрою до 150 °С, можна визначити за наближеною формулою

$$\alpha = 9,74 + 0,07\Delta t, \quad (26)$$

де α - загальний коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням та конвекцією, Вт/(м²·К); Δt - різниця між температурою поверхні стіни та середовищем, °.

У таблиці 4 наведено орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі води та повітря для найбільш поширених випадків тепловіддачі.

**Коефіцієнти тепловіддачі α для води та повітря
при атмосферному тиску**

Тип тепловіддачі	α , Вт / (м ² · К)	
	Вода	Повітря
Нагрівання та охолодження під час вимушеного турбулентного руху: в трубах і каналах з поперечним потоком навколо труб	1100... 5700 3200... 10000	37... 63 70... 100
Нагрівання та охолодження при вільному русі	250... 900	3 ... 9
Кипляча вода при атмосферному тиску	2000... 20000	-
Конденсація насиченої водяної пари	5000... 15000	-

2.4 Розрахунок коефіцієнта теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі визначається на основі коефіцієнтів тепловіддачі, які розраховуються за критеріальними рівняннями.

При передачі теплоти через стінку коефіцієнт теплопередачі чистої поверхні

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (27)$$

де α_1, α_2 , - коефіцієнти тепловіддачі, відповідно, для гарячого та холодного теплоносіїв, Вт/(м²·К); δ - товщина стінки, м; λ - теплопровідність матеріалу стіни, Вт/(м·К).

Значення, обернене до коефіцієнта теплопередачі, називається тепловим опором теплопередачі:

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = R_1 + R_{\text{ст}} + R_2. \quad (28)$$

З рівняння видно, що тепловий опір теплопередачі дорівнює сумі теплових опорів тепловіддачі від стіни до середовища, стінки, від середовища до стінки.

Тепловий опір шару забруднення, що утворюється з часом на поверхні стіни, враховується кількома способами:

а) методом розрахунку $R_n = \delta_n / \lambda_n$ при відомих значеннях товщини δ_n і теплопровідності λ_n накипу (умовно приймаючи все забруднення за рахунок накипу);

б) методом введення середнього значення під час роботи експериментальних значень R_n ;

в) з використанням середнього експлуатаційного коефіцієнта використання експериментальної поверхні нагрівальної поверхні $\phi < 1$. Коефіцієнт використання нагрівальної поверхні - це відношення коефіцієнта тепловіддачі k_3 при забрудненій поверхні до коефіцієнта тепловіддачі k з чистою поверхнею:

$$\phi = \frac{k_3}{k} = \frac{R}{R_3}. \quad (29)$$

Слід мати на увазі, що значення коефіцієнта теплопередачі завжди менше мінімального значення коефіцієнтів тепловіддачі. Тому для інтенсифікації теплопередачі спочатку необхідно збільшити найменший коефіцієнт тепловіддачі. Якщо забруднення нагрівальної поверхні є значним, то застосовуються режимні, хімічні та механічні методи для запобігання та усунення накипу та оксидів.

Для збільшення теплового потоку через стіну, що розділяє гарячий і холодний теплоносії, часто поверхня стіни з боку, де коефіцієнт тепловіддачі менше, ребриста.

Коефіцієнт тепловіддачі через ребристу стінку визначається рівнянням

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}, \quad (30)$$

де F_1/F_2 - відношення площі гладкої поверхні до площі ребристої поверхні (поплавковий коефіцієнт).

У таблиці 5 наведено орієнтовні значення коефіцієнта теплопередачі k для різних типів теплопередачі та руху.

Коефіцієнти тепловіддачі k для різних видів теплопередачі

Тип тепловіддачі	k, Вт / (м² · К)	
	Примусовий рух	Вільний рух
Від газу до газу	10... 40	4 ... 12
Від водяної пари під час її конденсації до газу	10... 60	6 ... 12
Від рідини до рідини (води)	800... 1700	140... 340
Від водяної пари під час її конденсації до води	800... 3500	300... 1200
Від водяної пари під час її конденсації до киплячої рідини	-	300... 2500

2.5 Рушійна сила теплових процесів

Рушійна сила теплових процесів – різниця температур між теплоносіями, яка називається температурним напором. Під час передачі теплоти від одного теплоносія до іншого, температурний напір не залишається постійним вздовж поверхні теплопередачі. Тому в теплових розрахунках використовують середній температурний напір.

На рис. 13 (1) показано характер зміни температури теплоносія вздовж поверхні теплопередачі для різних типів теплопередачі. У процесі нагрівання або охолодження теплоносія без зміни агрегатного стану його температура вздовж поверхні теплообміну змінюється відповідно до деяких експоненціальних кривих (рис. 13(1), а, б). Температурний напір і витрата теплоносіїв залежать від взаємного напрямку їх руху.

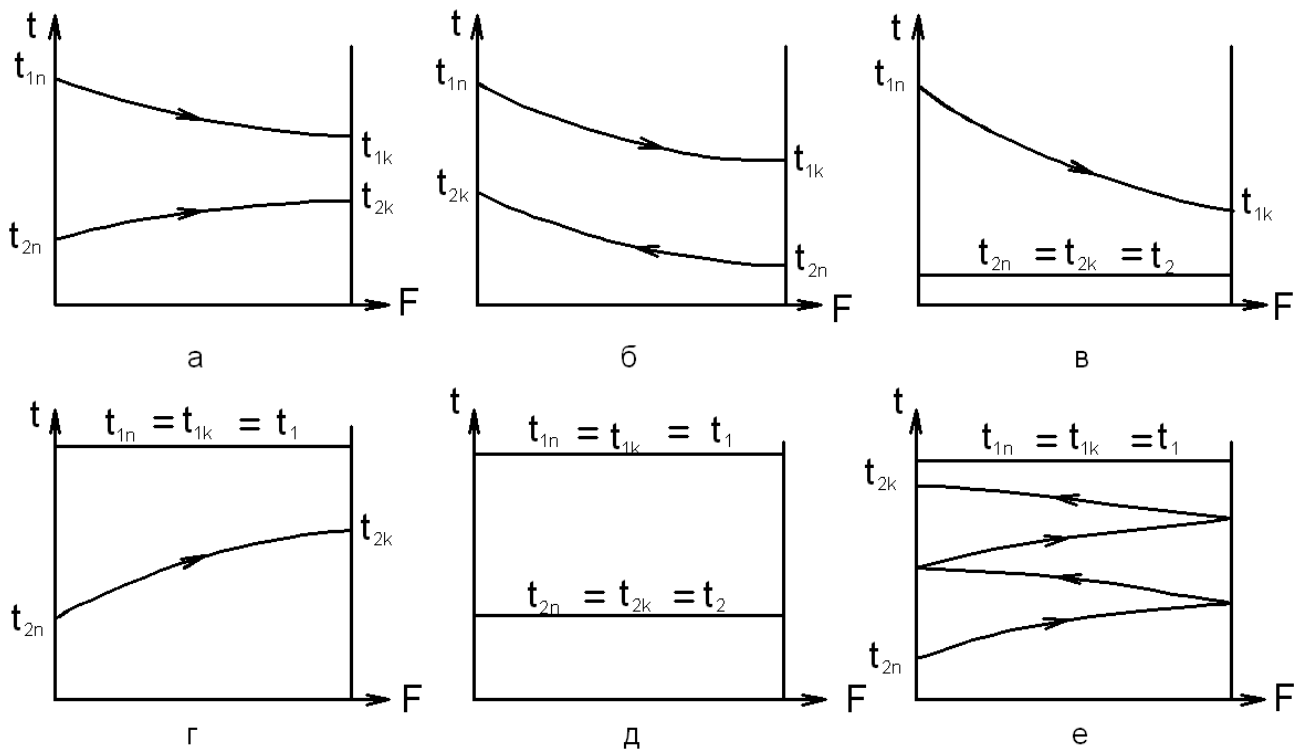


Рис.1. Графіки зміни температур теплоносіїв:

а - прямотечія; б - протитечія; в - випаровування за допомогою гарячої рідини; г - нагрівання рідини насиченою парою; д - випарювання насиченою парою; е - нагрівання насиченою парою при багаторазовій зміні напрямку руху рідини

Рис.13. Графіки зміни температури теплоносія

Найкращий охолоджуючий ефект має місце у випадку протитоку. Кінцева температура холодного теплоносія може бути вище кінцевої температури гарячого теплоносія. Найменш ефективні прямоточні теплообмінники. Кінцева температура холодного теплоносія в них не може перевищувати кінцевої температури гарячого теплоносія. Інші моделі руху мають середню ефективність.

Середній температурний напір у випадку постійного потоку менший, ніж у випадку протитоку. Як результат, протитоківий теплообмінник є більш компактним. Однак, якщо температура одного з теплоносіїв є постійною (рис. 13 (1) в, г, д), середнє значення температурного напору не залежить від схеми руху. Середня різниця температур для моделей руху а, б, с, д та е визначається як середня логарифмічна різниця

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)}, \quad (31)$$

де $\Delta t_6, \Delta t_m$ - більша і менша різниця температур між теплоносіями на кінцях теплообмінника, К.

Якщо $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} < 2$, тоді середню арифметичну різницю без помітної помилки можна замінити середньоарифметичною різницею

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2}. \quad (32)$$

У разі теплообміну між насиченою парою (рис. 13 (1) д) та конденсатом, різниця температур вздовж поверхні теплопередачі буде постійною: $\Delta t = t_1 - t_2$.

Для підігрівників із поперечним та змішаним потоком теплоносіїв (у багатоходових теплообмінниках) середня різниця температур визначається за формулою (31) з поправковим коефіцієнтом ε :

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_M)}. \quad (33)$$

Кореляційний коефіцієнт ε беруть із допоміжних графіків, наведених у літературі.

2.6 Теплообмінники для підігріву соків і сиропів

У цукровій промисловості використовуються вертикальні багатоходові кожухотрубні та секційні теплообмінники. Широко застосовують пластинчасті теплообмінники, горизонтальні і теплообмінники з кільцевими каналами. Гріючий теплоносій - це насичена водяна пара та конденсат із системи дренажу.

Доцільність використання певного типу теплообмінника визначається з технічних, економічних та естетичних причин залежно від собівартості одиниці поверхні теплопередачі, питомого вмісту металу, матеріалу поверхні теплообмінника, ступеня складності виробництва та ринкового попиту на певний тип теплообмінника.

Важливою характеристикою, що визначає досконалість роботи теплообмінника в конкретних умовах, є ефективність, або ефективність E . Ефективність E - це ступінь недостатньої віддачі теплоти або відношення фактично переданої в теплообміннику теплоти Q_f до максимально можливої Q_{max}

$$E = \frac{Q_f}{Q_{max}} = \frac{G_1 c_1 (t_1^p - t_1^k)}{G_1 c_1 (t_1^p - t_2^p)} = \frac{\delta t_1}{\Delta t_{max}} = \frac{kF \Delta t_{cp}}{G_{cmin} \Delta t_{max}}, \quad (34)$$

де G - масова витрата, кг/с; c - теплоємність, Дж/(кг·К); k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); F - поверхня теплопередачі, м²; t_1^p, t_1^k - початкова і кінцева температура гріючого теплоносія, °С; t_2^p, t_2^k - початкова і кінцева температура нагрітого теплоносія; Δt_{cp} - середнє логарифмічне значення різниці температур. Індекс "1" відноситься до гріючого теплоносія, "2" - до нагрітого (соку). $G_{c_{min}}$ - менше з двох значень добутку маси та теплоємності ($G_1 c_1$ і $G_2 c_2$).

Характер зміни температур теплоносія в процесі теплообміну в рідинно-рідинному апараті при протитоку та паро-рідинному теплообмінниках показаний на рис.14 .

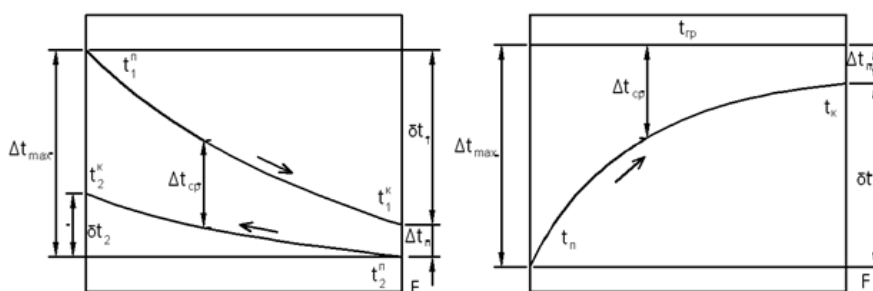


Рис.14 Температурні криві теплообмінних апаратів:
а) протитечійного рідинорідинного; б) парорідинного

Чим менша різниця температур Δt_n , тим вища ефективність теплообмінника, що, в свою чергу, залежить від двох параметрів - інтенсивності теплообміну k і розміру поверхні теплопередачі F . Очевидно, що можна досягти мінімальної різниці температур між теплоносіями в теплообміннику будь-якого типу, але розмір поверхні теплопередачі і вартість будуть різними. Зрозуміло, що малі значення Δt_n доцільно досягти лише в теплообмінниках з високим коефіцієнтом тепловіддачі k , наприклад, в пластині, а не за рахунок збільшення поверхні теплопередачі при низьких значеннях k .

Швидкість руху теплоносіїв у трубах і каналах без штучних турбулізаторів суттєво впливає на техніко-економічні показники. Таким чином, збільшення швидкості призводить до збільшення тепловіддачі, викликає зменшення теплового опору і, відповідно, теплообмінної поверхні, але гідравлічні втрати збільшуються. У деяких випадках при нагріванні рідких продуктів, що містять жом органічного походження (дифузійний сік), величина швидкості є визначальним фактором

нормальної роботи поверхні теплопередачі, оскільки недостатня швидкість викликає просідання поверхні.

Як приклад, десятиходові паро-рідинні теплообмінники, такі як PSS та PDS (друга буква позначає рН середовища; С - лужна, D - кисла), і рідинно-рідкий десятиходові теплообмінники у трубках та між трубках типу TDS. Теплообмінні труби теплообмінників PDS виготовлені з нержавіючої сталі (12x18H10T), PSS - з вуглецевої сталі (20A) діаметром 33x1,5 мм і довжиною 3,5 м. Дефлектори зменшують поперечний переріз пучків труб під напругою, що збільшує швидкість соку в трубах. Крім того, рідинно-рідинні теплообмінники оснащені поздовжніми перегородками в нагрівальній камері, що забезпечує необхідну швидкість теплоносія в міжтрубному просторі.

Неконденсовані гази видаляються як з верхньої, так і з нижньої частини гріючої камери. Недостатня вентиляція гріючої камери спричиняє збільшення концентрації газів, падіння парціального тиску водяної пари і, як наслідок, значне зниження ефективності нагрівання.

2.7 Оптимальний режим роботи теплообмінників

Нормальна робота будь-якої тепловикористовуючої установки пов'язана, перш за все, з підтриманням в ній оптимального теплового режиму. Оптимальний тепловий режим теплообмінника або установки слід розуміти як режим, при якому вимоги технологічного процесу повністю виконуються (як щодо продуктивності обладнання, так і за показниками якості), але з обов'язковою умовою мінімального споживання теплоносія. Часто буває так, що тепловикористовуюча установка працює досить продуктивно, задовольняючи вимоги технологічного процесу, але її робота супроводжується значним споживанням теплоти. Тим часом технологічний режим та раціональний тепловий режим повинні бути тісно пов'язані. Це взаємне поєднання і характеризує оптимальний тепловий режим тепловикористовуючої установки.

Оптимальний тепловий режим встановлюється і підтримується на основі технологічного контролю, який повинен бути:

1) надійним. Це досягається правильністю і точністю показань контрольно-вимірювальних приладів (для чого кожен прилад повинен бути ретельно перевірений і правильно встановлений), а також правильністю методу спостереження;

2) експлуатаційним. Для цього під час поточного контролю всі несправності в роботі тепловикористовуючої установки (відхилення від встановленого оптимального режиму) повинні бути усунені;

3) простим. Під час поточного контролю необхідно вести облік показань лише тих приладів (індикаторів), які визначають основну суть теплового режиму; кількість спостережень не повинна бути великою, контроль не повинен бути громіздким;

4) доступним. Основні пристрої повинні бути встановлені таким чином, щоб контроль продуктивності було легко доступним для спостереження персоналом, який обслуговує установку.

Ці вимоги стосуються так званого поточного теплового регулювання, завданням якого є підтримка оптимального режиму.

Що стосується встановлення оптимального режиму, то він повинен здійснюватися на основі так званих спеціальних спостережень або випробувань, проведених спеціально навченим персоналом. Окрім приладів досліджувального апарату, додаються деякі спеціально встановлені прилади (наприклад, додаткові термометри, витратоміри, манометри тощо).

Потоковий термостат, який використовується, наприклад, паро-рідинним нагрівачем, потребує систематичного контролю температури продукту на вході в нагрівач і поза ним. У разі спеціальних спостережень нагрівача, крім цих температур, слід визначати кількість продукту, що проходить через нагрівач, вимірюючи його за допомогою витратоміра. Випробовуючи нагрівач, нагрітий парою, необхідно виміряти кількість пари безпосередньо за допомогою парометра або вимірявши кількість конденсату. Температура гріючої пари вимірюється

термометром, встановленим у спеціально встановленій гільзі на трубопроводі, що подає пару в камеру нагрівання (після парового клапана). Вимірюючи тиск насиченої пари в камері за допомогою тестового манометра, можна визначити температуру насичення пари. Температура конденсату вимірюється термометром, введеним у втулку на трубі конденсату, безпосередньо за приладом. Також вимірюється температура конденсату в резервуарі та проводиться корекція самовипаровування конденсату відповідно до зазначеної різниці між температурою конденсату та його виміряною кількістю. Тривалість тесту повинна становити близько 4 годин при стаціонарній роботі апарату і його нормальній продуктивності, а нагляд за окремими величинами слід проводити через 10 - 15 хвилин. На трубопроводі конденсату після клапанів, через які конденсат відводиться в збірник при звичайній роботі, повинні бути закладені заглушки.

Спеціальні спостереження проводяться протягом 8 годин. Перед спеціальними спостереженнями або випробуваннями вимірювальні прилади повинні бути ретельно перевірені відповідно до чинних норм.

Слід також зазначити доцільність встановлення мірних чашок в паровій (гріючій) камері нагрівача для контролю видалення з нього конденсату. Крім того, необхідно забезпечити нормальну роботу запобіжних та зворотних клапанів, вентиляційних отворів для неконденсованих газів тощо.

Для інших теплообмінників легко встановити подібні особливості оптимального теплового режиму, а також характер спеціальних спостережень та випробувань в експлуатаційних установках.

2.8 Показники ефективності роботи теплообмінників

Основні показники ефективності роботи теплообмінників.

Загальна потужність, витрачена на перекачування охолоджуючих рідин, Вт:

$$\delta P = \delta P_1 + \delta P_2; \quad (35)$$

$$\delta P_1 = G_{V1} \Delta p_1; \delta P_2 = G_{V2} \Delta p_2, \quad (36)$$

де G_{V1}, G_{V2} - об'ємна витрата теплоносіїв, м³/с; $\Delta p_1, \Delta p_2$ - втрати тиску в пристрої (гідравлічний опір), Па.

Коефіцієнт збереження теплоти

$$\epsilon_q = \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_1}, \quad (37)$$

де ΔQ - втрати теплоти в навколишнє середовище при передачі енергії від гріючого теплоносія (Q_1) до холодного (Q_2), Вт.

Ексергетична ефективність

$$\eta_E = 1 - \frac{\Delta E}{E_{\text{вх}}}, \quad (38)$$

де ΔE - втрата ексергії через нерівноважний теплообмін (кінцева різниця температур), теплообмін з навколишнім середовищем, поздовжній теплообмін та гідравлічний опір теплообмінника для обох теплоносіїв; $E_{\text{вх}}$ - сума ексергії обох теплоносіїв на вході в теплообмінник.

Показник енергоефективності

$$E_F = \frac{Q}{\delta P_1 + \delta P_2}, \quad (39)$$

де Q - теплове навантаження підігрівника, Вт; $\delta P_1, \delta P_2$ - потужність, що споживається для перекачування охолоджуючих рідин, Вт

Критерій Кірпичова

$$E_K = \frac{Q}{A_{\Pi}}, \quad (40)$$

де A_{Π} - робота з перекачування теплоносіїв.

Критерій Глейзера (коефіцієнт потужності)

$$E_{\Gamma} = \frac{Q}{\delta P_1} \text{ або } E_{\Gamma} = \frac{Q}{\delta P_2}. \quad (41)$$

Енергетичний критерій

$$\eta_{\text{ен}} = \frac{\alpha_1}{\delta P_1} \text{ або } \eta_{\text{ен}} = \frac{\alpha_2}{\delta P_2}, \quad (42)$$

де α_1, α_2 - коефіцієнти тепловіддачі.

У деяких випадках замість δP_1 або δP_2 у формулах для визначення енергетичного критерію використовують потужність, витрачену на переміщення теплоносія на одиницю площі (1 м²) поверхні теплообміну.

Приведений коефіцієнт потужності

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{E_{\Gamma}}{\Delta t_{\text{ср}}}, \quad (43)$$

де Δt_{cp} - середня логарифмічна різниця температур.

Коефіцієнт теплопередачі, Вт / (м² · К)

$$k = \frac{Q}{F \Delta t_{cp}}, \quad (44)$$

де F - площа поверхні теплообміну;

Коефіцієнт використання маси, Вт / (кг · К)

$$k_m = \frac{Q}{m_{TE} \Delta t_{cp}}, \quad (45)$$

де m_{TE} - вага теплообмінного елемента без корпусу та кришок;

Коефіцієнт використання об'єму, Вт / (м³ · К)

$$k_V = \frac{Q}{V_{TE} \Delta t_{cp}}, \quad (46)$$

де V_{TE} – об'єм теплообмінного елемента;

Коефіцієнт компактності, м² / м³

$$k_{FV} = \frac{F}{V_{TE}}. \quad (47)$$

3. Основні теплотехнологічні принципи раціонального використання нагрівачів у виробництві цукру

3.1 Вимоги до теплових пунктів для напівпродуктів цукру.

1. Надійний нагрів напівпродуктів до температури, передбаченої технологічними регламентами роботи окремих станцій заводу при запуску заводу та нормального режиму його роботи.
2. Максимальне використання теплоти вторинної енергії (BER) для нагрівання соків.
3. Здійснення поступового нагрівання соків за умови, що різниця між кінцевою та початковою температурою нагрітого середовища становить не менше 12 ° С.
4. Забезпечення поступового нагрівання максимально можливої температури середовища, що нагрівається у всіх групах нагрівачів, крім останніх, для яких кінцева температура встановлюється технологічним регламентом.
5. Забезпечення надійного відводу конденсату з нагрівачів під час пуску та нормальної роботи установки.
6. Мінімальні витрати на придбання, монтаж, трубопроводи, а також витрати на обслуговування.

3.2 Особливості реалізації нагрівання напівпродуктів у теплотехнологічній схемі виробництва цукру

У теплотехнічній схемі виробництва цукру нагрівання напівпродуктів реалізується залежно від схеми очищення дифузійного соку, що існує на заводі. Нагріваючи соки до певної температури, досягається створення оптимальних умов для перебігу комплексу хімічних та фізичних процесів, що відбуваються під час переробки отриманого дифузійного соку вапняним молоком та газом насичення.

Розглянемо організацію нагрівання проміжних продуктів на технологічній ланці дифузійного агрегату-випарної установки (ВУ) для різних технологічних схем очищення дифузійного соку.

I. На схемі очищення дифузійного соку з оптимальною попередньою дефекацією (вапнування) дифузійного соку нагрівання соку здійснюється в такій послідовності:

A.1. Нагрівання дифузійного соку.

Дифузійний сік, що має початкову температуру $t_{\text{відк}}$, необхідно нагріти до температури 88-90 ° С, що необхідно для оптимального перебігу процесів попередньої та основної дефекації соку.

Температура перекачування соку $t_{\text{відк}}$ залежить від типу дифузійної установки. Для похилої гвинтової дифузійної установки (НШ) вона дорівнює $t_{\text{відк}} = 25-30$ ° С. Для колонкової дифузійної одиниці (CDU) вона дорівнює $t_{\text{відк}} = 42-48$ ° С. Таким чином, дифузійний сік повинен бути нагрітий від 25-30 ° С до 88-90 ° С, тобто 60-63 ° С, у присутності дифузійної установки NS або від 42-48 ° С до 88-90 ° С, тобто 42-46 ° С у присутності CDU.

Очевидно, що ця різниця між кінцевою та початковою температурами соку дозволяє поступово нагрівати його. Це дозволяє використовувати теплоносії різного потенціалу - від мінімального потенціалу теплоносія на першій стадії нагрівання до максимального потенціалу теплоносія на останній стадії.

Нагрівання соку до необхідної кінцевої температури в одному або декількох послідовно підключених нагрівачах не впливає на витрату необхідної для цього кількості теплоти.

При нагріванні соку в один крок температура охолоджуючої рідини, яка використовується для цієї мети, повинна бути трохи вищою, ніж кінцева температура соку. Останнє залежить від типу обігрівача і може становити від 2 ° С до 8-10 ° С.

При поступовому нагріванні соку можна використовувати на перших етапах нагрівання сік охолоджуючих рідин, що мають температуру нижче температури теплоносія під час одностадійного нагрівання.

A.1.1. Порівняно низька початкова температура дифузійного соку, особливо після дифузійної установки НС, дозволяє використовувати на першій стадії нагрівання таке джерело ВЕР, як тепло вторинної пари від вакуум-апаратів, яке має

температуру лише близько 65°C і містить значну кількість газів, що не конденсуються. Ці гази зменшують парціальний тиск водяної пари та температуру її насичення під час конденсації. Практика роботи нагрівачів, які використовують вторинну пару від вакуум-апаратів для нагрівання соку, вказує на реальну можливість нагрівання соку цією парою до температури близько 55°C .

Встановлення соковигрівальної станції з вторинною парою вакуум-апаратів пов'язане зі значними металевими витратами на несучі конструкції (цей нагрівач повинен розташовуватися поблизу барометричного конденсатора), паропроводи (через великий питомий об'єм цієї пари. / кг) та лінії соку від дифузійного апарату до барометричного конденсатора і від цього нагрівача до нагрівачів наступних нагрівальних груп дифузійного соку, розташованих на значній відстані один від одного.

Тому для отримання належного економічного ефекту необхідно забезпечити нагрівання дифузійного соку в такому нагрівачі щонайменше на $6-8^{\circ}\text{C}$. Це означає, що доцільно використовувати в якості теплоносія вторинну пару вакуум-апаратів, якщо початкова температура дифузійного соку не перевищує $55 - (6-8) = 47-49^{\circ}\text{C}$. При більш високій початковій температурі соку використання пари вакуум-апаратів для його нагрівання неефективне.

A.1.2. Для подальшого нагрівання дифузійного соку доцільно використовувати теплоту конденсату з останнього збірника конденсатної схеми, в якій воно має температуру близько 85°C .

Надалі найбільш раціонально використовувати цей конденсат як живильну воду для дифузійних апаратів, попередньо знизивши його температуру до температури близько 70°C (враховуючи наявність або відсутність апарату деаерізації конденсату). Таким чином, за рахунок охолодження конденсату від 85°C до 70°C можна нагріти дифузійний сік з початковою температурою 55°C до кінцевої. При конструктивному улаштуванні в конденсаті-соку нагрівач конденсату протитоку в міжтрубному просторі і сік в середині труб нагрівальної поверхні може досягати температури соку, значення якої нижче 85°C і залежить від розміру нагрівальної поверхні та співвідношення кількості соку і конденсату, що проходить через

нагрівач . Фактично, охолоджуючи конденсат від 85 °С до 70 °С, дифузійний сік можна нагріти до 10-12°С.

У реальних конденсатних контурах температура конденсату, що надходить до нагрівача конденсату-соку, може досягати приблизно 100 ° С (коли останній збірник каскадної системи охолодження конденсату від приблизно 100 ° С до 85 ° С відсутній або вимкнений в конденсатний контур). Сік можна нагріти від 55 ° С до 75-79 ° С.

Застосування конденсату з температурою близько 100 ° С для нагрівання соку порівняно з використанням конденсату, що має температуру 85 ° С, не дає жодного енергетичного ефекту для теплоенергетичної системи заводу. Очевидно, що зменшення витрати пари на нагрівання соку, еквівалентне охолодженню конденсату в конденсатно-соковигрівнику від 100 ° С до 85 ° С, може бути компенсовано такою ж кількістю пари, що випаровується, що утворилася в останньому конденсаторному контур з робочою температурою 85 ° С. У ньому є конденсат з передостаннього відбору з температурою 100 ° С.

Слід зазначити, що при нагріванні соку конденсатом з більш високою температурою збільшується теплове навантаження соковижималки для конденсату та його нагрівальної поверхні. Одночасно зменшується теплове навантаження наступного парового нагрівача та площа його нагрівальної поверхні. Це також зменшує капітальні витрати пароконденсатних труб, які підключають цей підігрівач до системи нагрівання установки.

Таким чином, конденсато-соковий нагрівач є нагрівачем другої групи для нагрівання дифузійного соку.

А.1.3 Наступною, третьою групою дифузійних нагрівачів соку є парові нагрівачі соку, в яких сік після конденсатних нагрівачів слід нагрівати до температури, якомога ближчої до температури насичення нагрівальної пари.

Вторинна пара з останнього корпусу ВУ використовується як нагрівальна пара для цих нагрівачів.

Наявність цього обігрівача важлива для раціональної системи використання теплоти та енергії, оскільки навантаження останнього корпусу ВУ найбільше

впливає на його експлуатаційні характеристики. Початкова температура соку, що надходить у цей нагрівач, обумовлена максимальним використанням теплоти конденсату в попередньому конденсато-нагрівачі, а кінцева температура соку після нагрівача обмежена температурою насичення вторинної пари з останнього корпусу в парової камери нагрівача.

Бажано, щоб конструкція обігрівача була цієї групи забезпечується мінімальна різниця між температурою насичення нагрівальної пари і кінцевою температурою соку на виході з нагрівача, що дозволяє вибрати максимальну кількість вторинної пари з останнього корпусу на цьому нагрівачі.

Пластинчасті обігрівачі максимально відповідають цій вимозі.

А.1.4. Наступною, четвертою і останньою групою дифузійних нагрівачів соків є парові нагрівачі соків, в яких дифузійний сік після нагрівачів третьої групи нагрівається до кінцевої температури, встановленої технологічними регламентами 88-90 °С, вторинна пара з передостаннього тіла ВУ. Корисна різниця температур для цього нагрівача, враховуючи фіксовану температуру соку після нього, залежить від температури нагрівальної пари, тобто температури на ВУ, а також температури соку, що надходить у нагрівач.

Тому при виборі конструкції цього обігрівача слід виходити лише з бажаного мінімуму капітальних витрат на придбання, встановлення та підключення обігрівача та витрати на обслуговування.

А.2. Нагрівання соку 1-ї сатурації перед фільтрацією

Дифузійний сік, нагрітий до температури 88-90°С, по черзі обробляють вапняним молоком в апаратах попередньої та основної дефекації (вапнування) і піддають обробці сатураційним газом в апараті 1-ої сатурації. У цих пристроях відбуваються процеси хімічної (попередньої та основної дефекації) та фізико-хімічної очистки соку від розчинених нецукрів.

На цих етапах переробки соку відбувається втрата теплоти та навколишнього середовища з поверхні апарату та трубопроводів, а також часткове охолодження соку сатураційним газом. В результаті початкова температура соку знижується на 6-9 ° С, а після апарату 1-ої сатурації температура соку становить близько 82 °С.

Для якісної фільтрації соку 1-ої сатурації його нагрівають від 82 до 90 °С.

Тому при виборі конструкції обігрівача слід виходити лише з бажаного мінімуму капітальних витрат на придбання та встановлення обігрівача та витрат на обслуговування.

А.3. Нагрівання соку перед 2-ою сатурацією

Для успішного очищення хімічними речовинами при другій сатурації необхідно додати незначну кількість вапнякового молока до соку першої сатурації. Після цього сік нагрівають до температури 95 °С, забезпечуючи оптимальні умови в апараті 2-ої сатурації.

У процесі фільтрації через втрати теплоти в навколишнє середовище температура води після 1-ої сатурації знижує її температуру до певної величини в залежності від місця фільтрації. Початкова температура рідини після фільтрації дорівнює 83 °С. Таким чином, завдання полягає в нагріванні сатураційного соку з 83 °С до 95 °С, тобто 12 °С.

А.3.1. Можна обмежитися одноетапним нагріванням соку, використовуючи вторинну пару з корпусу ВУ, температура насичення якого в нагрівальній камері нагрівача перевищує кінцеву температуру соку щонайменше на 7-8 °С.

При виборі конструкції нагрівача насамперед слід враховувати мінімальні капітальні витрати на придбання та встановлення нагрівача, його трубопроводи соку, пари, конденсату та витрати на обслуговування.

А.3.2. Можна організувати двоступеневе підігрівання соку у 2 групах нагрівачів, нагріваючи сік у нагрівачі кожної групи на 6 °С.

А.4. Нагрівання соку перед ВУ

Відфільтрований сік після 2-ої сатурації, за винятком частки соку, відібраного для очищення жовтого цукру 2-го продукту, нагрівають від температури близько 88°С. При 2-ій сатурації соку та його фільтрації теплота втрачається у навколишнє середовище і температура соку зменшується приблизно на 7 °С і становить (95-7)=88°С до температури кипіння соку в першому корпусі ВУ. Останнє залежить від типу ВУ та конструкції ВАів. Для тих, хто працює у промисловості ВУ, обладнаний

ВА та з багаторазовою природною циркуляцією , максимальна температура кипіння в 1-му корпусі ВУ досягає 126°C . В 1-ому корпусі може піднятися до 135°C .

Так, сік перед ВУ у присутності ВА з багатократною циркуляцією слід нагріти до $126-88 = 38^{\circ}\text{C}$, а для ВУ з ОВА у перших випадках - до $135-88 = 47^{\circ}\text{C}$.

Існує очевидна потреба в організації багатоступеневого нагрівання соку перед ВУ.

А.4.1. Якщо на ТЕЦ встановлені деаератори атмосферного тиску, а температура конденсату відпрацьованої пари, що приймається ТЕЦ (основним джерелом якого є нагрівальна камера 1-го корпусу ВУ), $t_{\text{конд}}^{\text{поч}}$, перевищує 100°C , доцільно охолодити цей конденсат до 100°C перед поверненням до ТЕЦ, нагріваючи ним в нагрівачі сік 1-ї групи, який повинен надходити до першого корпусу ВУ.

Температура рідини після конденсатного підігрівника соку залежить від кількості теплоти, що виділяється конденсатом при охолодженні до 100°C . У промисловості, коли тепло конденсату використовується для нагрівання рідини, він виключає можливість його охолодження. Одночасно конденсат надходить у збірник. Температуру конденсату буде на $3-4^{\circ}\text{C}$ нижче температури конденсату в нагрівальній камері 1-го корпусу ВУ. Використання теплоти конденсату розсіюється при охолодженні до певної температури шляхом застосування каскадного охолодження і утворення парів само випаровування.

А.4.2. За наявності на ТЕЦ деаераторів високого тиску, робоча температура яких перевищує температуру конденсату відпрацьованої пари, недоцільно використовувати теплоту цього конденсату для нагрівання соку перед ВУ.

Тоді нагрівач 1-ї групи нагрівання соку перед ВУ стане паровим нагрівачем, в який надходить вторинна пара третього корпусу ВУ.

Температура насичення цієї пари повинна забезпечувати нагрівання соку з початковою температурою 88°C до максимальної кінцевої температури. Це можливо за умови мінімальної різниці між температурою насичення нагрівальної пари і кінцевою температурою соку на виході з нагрівача. Такі вимоги найкраще реалізувати в пластинчастих обігрівачах.

При використанні решоферів різниця між температурою нагрівальної пари і кінцевою температурою соку за схемою дорівнює:

для обігрівачів 1-ї групи $\Delta t^1 = t_{\text{гр.п}}^1 - T_c^1$,

для обігрівачів 2-ї групи $\Delta t^{11} = t_{\text{гр.п}}^{11} - T_c^{11}$,

для обігрівачів 3-ї групи $\Delta t^{111} = t_{\text{гр.п}}^{111} - T_c^{111}$,

для обігрівачів 4 групи $\Delta t^{1111} = t_{\text{відп}}^{1111} - T_{\text{кип}}^{1111}$.

По черзі сік нагрівають до:

в обігрівачі 1-ї групи $\delta t_c^1 = t_c^1 - T_c^{\text{поч}}$,

в обігрівачі 2-ї групи $\delta t_c^{11} = t_c^{11} - T_c^{11}$,

в обігрівачі 3-ї групи $\delta t_c^{111} = t_c^{111} - T_c^{111}$,

в обігрівачі 4-ї групи $\delta t_c^{1111} = t_{\text{кип}}^{1111} - T_c^{1111}$.

При використанні пластинчастих нагрівачів ми матимемо таку різницю між температурою нагрівального пара та кінцевою температурою соку та різницею між кінцевою та початковою температурою соку:

а) для нагрівачів 1-ї групи мінімальна різниця температур нагрівання пари і соку дорівнює $(\Delta t^1)_{\text{мін}} = t_{\text{гр.п}}^1 - (T_c^1)_{\text{мін}}$. Відповідний відбір для цього нагрівача вторинної пари 3-го корпусу буде максимальним, оскільки різниця між кінцевою та початковою температурою соку буде максимальною:

$$(\delta t_c^1)_{\text{макс}} = (t_c^1)_{\text{макс}} - T_c^{\text{поч}} = (t_c^1)_{\text{макс}} - 88^\circ \text{C};$$

б) для нагрівачів 2-ї та 3-ї груп одночасно підвищується початкова і кінцева температура соку, а їх різниця $\delta t_c^{11} = (t_c^{11})_{\text{макс}} - (T_c^{11})_{\text{макс}}$ для обігрівача 2-ї групи і $\delta t_c^{111} = (t_c^{111})_{\text{мін}} - (T_c^{111})_{\text{мін}}$ для обігрівача 3-ї групи залишаються майже такими ж. Відповідний відбір вторинної пари з 2-го та 1-го корпусів ВУ буде майже однаковим для обох типів обігрівачів;

в) для пластинчастого нагрівача 4-ї групи внаслідок підвищення температури соку на вході в нього при постійній кінцевій різниці температур температури соку $(\delta t_c^{1111})_{\text{пл}} = t_{\text{кип}}^{1111} - (T_c^{1111})_{\text{vfg}}$ Витрата ретурної пари в цьому нагрівачі зменшиться на величину, еквівалентну зменшенню різниці в температурі соку.

Це зменшення відбору відпрацьованої пари приблизно дорівнює збільшенню відбору вторинної пара 3-корпусу ВУ в нагрівачі першої групи.

Загальна витрата пари на нагрівачі не залежить від їх конструкції.

Одночасно збільшення на кількість відбору вторинної пари 3-го корпусу на нагрівачі соку 1-ї групи δ_3 збільшить продуктивність ВУ на величину $\Delta W_{\text{ВУ}} = 3 \cdot \delta_3$. Тому що в той же час вона зменшується майже на стільки ж δ_3 споживання відпрацьованої пари з ТЕЦ у нагрівачі 4-ї групи, витрата пари на технологічні потреби завдяки цій станції для нагрівання соку залишається незмінним і потрапляє в апарат основної гарячої дефекації

Б) На схемі очищення соку з прогресуючою попередньою дефекацією та холодно-гарячою основною дефекацією

У цій схемі очищення від нецукрів дифузійний сік з початковою температурою $t_{\text{відк}}$ потрапляє в горизонтальний апарат попередньої дефекації. У цьому апараті до дифузійного соку послідовно додається невелика кількість вапняного молока, і повертається певна частина нефільтрованого соку 1-ої сатурації, суспензія соку 1-ої сатурації після його фільтрації (залежить від апаратних характеристик станції фільтрації соків). Температури повертаються до соку 1-ої сатурації і суспензії на величину, еквівалентну тепловтратам, нижчі температури нагрітого соку. В результаті суміш дифузійного соку з повернутим соком і суспензією залишає апарат попередньої дефекації з температурою, яка є середньозваженою температурою суміші цих трьох потоків. Ця температура набагато перевищує температуру дифузійного соку.

В.1. Нагрівання попередньо дефекованого соку.

Попередньо дефекований сік потрапляє в апарат холодної або теплої основної дефекації (холодний - якщо температура суміші не перевищує 50°C , теплий - якщо температура суміші перевищує 50°C), після чого він нагрівається до 90°C і надходить в апарат основної гарячої дефекації.

За аналогією з нагріванням дифузійного соку реалізується поетапне нагрівання соку перед основною гарячою дефекацією, оптимальний варіант якого передбачає наявність наступних груп нагрівачів:

В.1.1. паровий нагрівач, який використовує в якості теплоносія вторинну пару вакуум-апаратів (умови його використання подібні до тих, що описані в А.1.1.);

В.1.2. конденсатно-соковий нагрівач, який використовує тепло конденсатів останніх корпусів ВУ;

В.1.3. паровий нагрівач, який використовує в якості теплоносія вторинну пару з останнього корпусу ВУ;

В.1.4. паровий нагрівач, який використовує в якості теплоносія вторинну пару передостаннього корпусу ВУ.

В.2. Нагрівання соку 1-ої сатурації перед фільтрацією, соку перед 2-ою сатурацією і соку перед ВУ на схемі очищення з прогресивною попередньою дефекацією відбувається так само, як і на схемі очищення з оптимальною гарячою попередньою дефекацією. А.2., А.3., А.4.

3.3 Оцінка залежності економії системи теплоенергетичного використання цукрового заводу від варіантів застосування пластинчастих нагрівачів та 10 ходових трубчастих нагрівачів - решоферів для нагрівання соку перед ВУ для наступних конкретних середніх умов експлуатації, розглянутих нижче:

а) випарна установка 5-корпусна, оснащена випарниками з багаторазовою природною циркуляцією;

б) температура відпрацьованої пари та вторинної пари з корпусів ВУ: $= 136^{\circ}\text{C}$; $= 124,5^{\circ}\text{C}$; $= 115^{\circ}\text{C}$; $= 106^{\circ}\text{C}$, а також теплота їх конденсації: $= 2156,8\text{ кДж / кг}$, $= 2191,8\text{ кДж / кг}$, $= 2216,8\text{ кДж / кг}$, $= 2241,3\text{ кДж / кг}$;

в) температура соку, що надходить до збірника соку перед ВУ, $= 88^{\circ}\text{C}$, температура кипіння соку в 1-му випадку ВУ $= 126^{\circ}\text{C}$;

г) кількість груп нагрівачів соку перед ВУ - 4;

д) недогрівання соку до температури нагрівання пари в пластинчастих нагрівачах 2°C , а в нагрівачах $6-7^{\circ}\text{C}$;

е) кількість соку, що надходить до збірника соків до ВУ $= 1200\text{ кг}$;

є) для роботи вакуумних апаратів 1-го виробу використовують вторинну пару з 3-го корпусу ВУ.

У таблиці №3.3.1 наведено порівняння початкової та кінцевої температур соку та їх різниці при нагріванні соку лише в нагрівальних люках з можливістю

нагрівання соку лише в пластинкових нагрівачах (варіант №1), а також використання пластинчастих нагрівачів:

- як обігрівачів першої групи, а на 2-4 групах використовуємо обігрівачі - решофери (варіант №2);

- як обігрівачі 1 і 2 груп, а на 3 і 4 групах ми використовуємо - reshofers (варіант №3);

- як обігрівачі 1,2 та 3 групи, а на 4-й групі використовуємо обігрівачі-решофери (варіант №4).

Як приклад, для наведеного вище варіанту №1 визначаємо:

1. Зміну величини відбору вторинної пари з корпусів ВУ, а також зміну продуктивності ВУ, зміна споживання пари на ВУ і технологічні потреби (нумерація пунктів подальших розрахунків за нумерацію позицій у таблиці №2), які виникають при заміні груп нагрівачів згідно варіанту №1.

1.1. Зміну величин відбору з корпусів ВУ:

1.1.1. Як видно з таблиці №1 у пластинчастому нагрівачі 1-ї групи, різниця між кінцевою та початковою температурою соку, Δt , збільшується на $\delta t = 16 - 11 = 5^\circ \text{C}$. Відбір вторинної пари 3-го корпусу для цього нагрівача збільшиться на:

$\Delta E = S \cdot c \cdot \delta t / r = 1200 \cdot 3,77 \cdot 5 / 2241,3 = 10,1 \text{ кг/т}$, де r - теплота конденсації вторинної пари 3-го корпусу ВУ.

1.1.4. Відбір відпрацьованої пари на пластинчастому нагрівачі соку 4-ї групи зменшується внаслідок зменшення різниці температур соку, що нагрівається, на 5°C :

$$\Delta E = S \cdot c \cdot \delta t / r = 1200 \cdot 3,77 \cdot 5 / 2256,8 = 10,49 \text{ кг/т}.$$

Витрата пари на технологічні потреби зменшується на стільки ж:

$$\Delta D_4 = -10,49 \text{ кг}.$$

1.2.1. Зростання вторинного вибору пари на $\Delta E = 10,1 \text{ кг/т}$ призводить до збільшення продуктивності ВУ на величину:

$$\Delta W = 3 \cdot \Delta E = 3 \cdot 10,1 = 30,3 \text{ кг/т}.$$

1.2.4. Загальна зміна продуктивності ВУ дорівнює зміні, визначеній у пункті

1.2.1. величини $\Delta W = 30,3 \text{ кг}$.

2. Компенсувати надлишкову продуктивність ВУ в кількості $\Delta W = 30,3$ кг. (Якщо ВУ працює з певним надходженням вторинної пари з 5-го корпусу в барометричний конденсатор, D) це можливо за рахунок зменшення витрати пари в БК на величину ΔD .

2.1. Надходження вторинної пари 5-го корпусу ВУ зменшиться на

$$\Delta D_5 = \Delta W / 5 = 30,3 / 5 = 6,06 \text{ кг.}$$

2.2. В результаті споживання пари на ВУ збільшиться на величину

$$\Delta D = \Delta E - \Delta D_5 = 10,1 - 6,06 = 4,04 \text{ кг.}$$

2.3. Зміну споживання пари для технологічних потреб, ΔD , буде визначатися як сума збільшення споживання пари на ВУ, ΔD , і визначено у пункті 1.1.4 зменшення витрати відпрацьованої пари на нагрівач 4-ї групи, $\Delta D: \Delta D = \Delta D - \Delta D_4 = 4,04 - 10,49 = -6,45$ кг.

Таким чином, споживання пари для технологічних потреб буде зменшено на 6,45 кг.

3. Якщо неможливо змінити потік пари в БК (або за його відсутності) через результуюче збільшення продуктивності ВУ, можна збільшувати концентрацію сиропу після ВУ до досягнення максимальної концентрації сиропу, заснований на можливості фільтрації, транспортування та кип'ятіння утфелі.

3.1. Тоді відбори вторинної пари з 3-го корпусу ВУ на вакуумному апараті 1-го продукту зменшиться на величину:

$$\Delta E_3 = 1,1 \cdot \Delta W = 1,1 \cdot 30,3 = 33,33 \text{ кг.}$$

3.2. Продуктивність ВУ за рахунок зменшення відбору вторинної пари 3-го корпусу на вакуум-апаратах 1-го продукту зменшиться на розмір: $\Delta W_3 = 3 \cdot \Delta E_3 = 3 \cdot 33,33 = 100$ кг\т.

3.3. Загальну зміну продуктивності ВУ з урахуванням її зростання за рахунок збільшення відбору вторинної пари 3-го корпусу в пластинчатому нагрівачі 1-ї групи на величину ΔW і зменшення за рахунок зменшення відборів вторинної пари 3-го корпусу на вакуумному апараті 1-го виробу на величину ΔW , буде складатися з:

$$\Delta W = \Delta W - \Delta W_3 = 30,3 - 100 = -69,7 \text{ кг\т.}$$

Таким чином, загальний дефіцит продуктивності ВУ дорівнює 69,7 кг.

3.4. Розрахований дефіцит продуктивності ВУ в існуючих реаліях цукрових заводів України (відсутність в теплових контурах ВУ пароструменних або механічних компресорів або регулювання продуктивності ВУ міжкорпусними паровими бай-пасами) можна усунути лише за рахунок додаткового надходження в барометричному конденсаторі вторинної пари.

$$\Delta D = \Delta D / 5 = 69,7 / 5 = 13,94 \text{ кг/т.}$$

3.5. З урахуванням збільшення відбору вторинної пари 3-го корпусу в пластинчатому нагрівачі 1-ої групи на ΔE , зменшуючи відбір тієї ж пари на вакуумному апараті 1-го продукту на величину ΔE , а також збільшення потоку вторинної пари з 5-го корпусу ВУ на ΔD отримуємо загальну зміну споживання пари на ВУ, рівну:

$$\Delta D = \Delta E - \Delta E_3 + \Delta D = 10,1 - 33,33 + 13,94 = -9,29 \text{ кг.}$$

Таким чином, споживання пари на ВУ зменшиться на 9,29 кг.

3.6. Зміну споживання пари для технологічних потреб визначатиметься як сума зменшення споживання пари для ВУ ΔD , і зменшення ретурної пари на пластинчатому нагрівачі 4-ї групи:

$$\Delta D = \Delta D + \Delta E_4 = -9,29 - 10,49 = -19,78 \text{ кг.}$$

Таким чином, споживання пари для технологічних потреб буде зменшено на 19,78 кг.

У табл.3.3.1, 3.3.2 наведено результати, отримані вище, і результати аналогічних розрахунків для варіантів 2, 3, 4

Таблиця 3.3.1

Гру- па підіг- рівн иків	Тем пера тура грію чої пари	Варіант																								
		Варіант №1						Варіант №2						Варіант №3						Варіант №4						
		Всі підігрівники - пластинчасті			Всі підігрівники - решофери			1 –пластинчасті, 2,3,4 гр.- решофер			Всі решофери			1,2 – пластинчасті, 3,4 гр.-решофер			Всі решофери			1,2,3гр.- пластинчасті , 4 гр.-решофер			Всі решофери			
		т	т	Δт	т	т	Δт	т	т	Δт	т	т	Δт	т	т	Δт	т	т	Δт	т	т	Δт	т	т	Δт	
1	106	88	105	17	85	95	14	87	103	16	87	95	15	87	165	176	85	97	13	85	107	15	86	97	13	
2	126	105	113	9	99	108	9	104	108	4	99	106	6	106	114	6	96	107	7	106	115	8	96	106	6	
3	135	113	122	9	108	117	9	108	117	9	108	115	7	134	112	4	104	115	4	114	120	6	107	115	8	
4	147	122	126	4	117	126	9	117	126	9	117	126	9	117	136	9	117	126	9	122	126	4	117	126	9	

Таблиця 3.3.2

№№ стор	Величини	Маркування	Варіант			
			1	2	3	4
1.	Зміна значення відбору вторинних пар, продуктивності ВУ та витрати пари на ВУ та технологічні потреби					
1.1.	Зміна значення відборів вторинної пари з корпусів ВУ:					
1.1.1	вторинна пара 3-го корпусу ВУ на пластинчастому нагрівачі 1-ї групи	ΔЄ	+10,1	+10,1	+10,1	+10,1
1.1.2.	вторинна пара 2-го корпусу ВУ на нагрівачі-решофері 2-ї групи			-10,2		
1.1.3.	вторинна пара 1-го корпусу ВУ на нагрівачі-решофері 1-ї групи				-10,32	
1.1.4.	відпрацьована пара від ТЕЦ до пластинчастого нагрівача 4-ї групи		-10,49			-10,49
1.2.1.	Зміна продуктивності ВУ, що пов'язано зі збільшенням відбору вторинної пари від 3-го корпусу ВУ		+30,3	+30,3	+30,3	+30,3
1.2.2.	Зміна продуктивності ВУ, що пов'язано зі зменшенням відбору вторинної пари від 2-го корпусу ВУ до підігрівника 2-ї групи			-20,4		
1.2.3.	Зміна продуктивності ВУ, що пов'язано зі зменшенням відбору вторинної пари 1-го корпусу на підігрівник решофер 3-ї групи				-10,32	
1.2.4.	Повна зміна продуктивності ВУ		30.3	9.9	19.98	30.3
2.	Компенсація загальної зміни продуктивності ВУ за рахунок зміни надходження пари в барометричний конденсатор (БК)					

2.1.	Зміна витрати вторинної пари 5-го корпусу ВУ в БК		-6.06	-1,98	-4,00	-6.06
2.2.	Зміна витрати пари на ВУ		+4,04	-2.08	-4,22	-4.04
2.3.	Зміна витрати пари на технологічні потреби		-6,45	-2.08	-4,22	-6,45
3.Компенсація загальної зміни продуктивності ВУ зміною концентрації сиропу після ВУ						
3.1.	Зменшення відборів вторинної пари 3-го корпусу вакуум-апаратах 1-го продукту		-33,33	-10,89	-22	-33,33
3.2.	Зниження продуктивності ВУ за рахунок зменшення відбору вторинної пари 3-го корпусу на вакуум-апаратах		-100	-32,67	-66	-100
3.3	Загальна зміна (дефіцит) продуктивності ВУ (сума даних №1.2.4. І №3.2)		-69,7	-23,67	-46.02	-69,7
3.4	Компенсація загального дефіциту продуктивності ВУ додатковим виходом пари в БК		13.94	4.73	9.21	13.94
3.5	Загальна зміна споживання пари в технологічному процесі					

4. Розрахунок теплоенергетичної системи цукрового заводу

4.1 Вихідні дані для розрахунку

1. Продуктивність підприємства $A = 6$ тис. тон буряків на добу, цукровість буряків $D = 16,5\%$.
2. Дифузійна установка - похила шнекова дифузійна установка.
3. Величина відкачки дифузійного соку $S_{\text{відк}} = 1200$ кг / т (120%).
4. Вміст сухої речовини в жомі після дифузійного апарату становить 7,5%, а після пресування жому 30%.
5. Схема очищення дифузійного соку - з прогресивною попередньою дефекацією та холодно-гарячою основною дефекацією з поверненням суспензії соку 2-ої сатурації у кількості 8% та 30% соку 1-ої сатурації.
6. Випарна установка (ВУ) 5-корпусна з режимом підвищеної температури.
 - 6.1. Випарники - на 1-му та 2-му корпусах для встановлення одноходових випарників з підйомним рухом двофазного потоку, на III-V корпусах - однопрохідні випарники з гравітаційною стікаючою плівкою розчину. Робоча довжина киплячих труб на I-III корпусах становить 8,8 м, а на IV-V - 7 м.
 - 6.2. Режим роботи ВУ безперервний.

Коефіцієнт використання нагрівальної поверхні для всіх корпусів ВУ - 0,9.
 - 6.3. Регулювання продуктивності ВУ здійснюється залежно від співвідношення необхідної та фактичної продуктивності ВУ за допомогою пароструминного компресора (ПК), який стискає вторинну пару першого корпусу до параметрів нагрівальної пари, що надходить на нього, або міжкорпусної труби байпаси пари.
7. Концентрація сиропу після ВУ 72%.
8. Для живлення дифузійного апарату використовуйте жонопресову воду (її температура після пресування 53 °C на вході в дифузійний апарат і 75 °C для конденсату).
9. Деаератори атмосферного тиску з робочою температурою 104,8 °C працюють за технологічною схемою ТЕЦ.

10. Відведення конденсату з обладнання, що використовує теплоту, повинно виконуватися через збірники. У схемі конденсату передбачено каскадне охолодження конденсату для отримання парів самовипаровування з максимально можливим потенціалом.

11. У теплотехнічній схемі станції використовувати теплоту вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР), а саме:

- вторинна пара вакуум-апаратів;
- нагрівання конденсатів відпрацьованої пари та вторинної пари першого корпусу до їх повернення до ТЕЦ шляхом охолодження цих конденсатів у конденсато-нагрівальних нагрівачах від початкової температури у відповідних збірниках до температури, близької до 100 °С;
- теплоту конденсатів від останніх випадків ВУ за умови підтримання їх кінцевої температури на рівні ~ 70 °С;

Крім того, для подачі до дифузійного апарату використовують конденсат з температурою, близькою до 65°С, у зв'язку з чим відпадає необхідність нагрівати таку ж кількість барометричної води.

11. У продуктовому цеху впровадити схему трьох продуктів кипіння утфелів І, ІІ, ІІІ кристалізації.

4.2 Температурний режим на ВУ

Умови пункту 5 вихідних даних для розрахунку відповідають ВУ температура якого наведена в таблиці В-1.

Температурний режим на випарній установці

№ корпусів ВУ	Т-ра грючої пари $t_{gr.p.}$, °C	Корисна різниця температур $\Delta t_{kor.}$, °C	Т-ра кипіння t_{kip} , °C	Депресія Δ , °C	Т-ра Вторинної пари $t_{втор.}$, °C	Міжкорпусні втрата Δt_{vtr} , °C	Розрахункова температура вторинної пари $t_{втор.}^{розр}$, °C	Нагрівна пара			Вторинна пара біля споживача		
								Ентальпія $h_{gr.p.}$, $\frac{кДж}{кг}$	Ентальпія конденсату $\frac{кДж}{кг}$	Теплота конденсації $h_{gr.p.} - h_{kond.}$, $\frac{кДж}{кг}$	Ентальпія пари $i_{вт.п.}$, $\frac{кДж}{кг}$	Ентальпія конденсату $(h_{вт.п.}^{конд.})$, * $\frac{кДж}{кг}$	Теплота конденсації $h_{вт.п.} - h_{конд.}^{вт.п.}$, $\frac{кДж}{кг}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	145,4	6	143,7	1.6	133,6	1	130	2732,6	576,1	2143,5	2780,7	533,5	2187,2
2	131,9	6	123,9	2.6	123.4	1	120	272.3	540,1	2134,2	24566,6	491	2215,6
3	112.3	6	113.3	1.3	117	1	112	2742,9	500	2223,9	2764,8	457	2237,8
4	113	7	105	2.6	106.4	1	102	2623,8	465	2234,8	2459,5	414,9	2264,6
5	102.4	7	95.4	4.5	93,3	-	90	2665,6	420,7	2260,9	2650,3	364,3	2296

4.3 Кількість напівпродуктів та продуктів виробництва цукру

Кількість напівпродуктів та продуктів виробництва цукру, включаючи ті, що підлягають термічній обробці за тепловою схемою заводу, на основі вихідних даних та даних таблиць 3.3.1 та 3.3.2 цього методу.

Визначаємо кількість соку 2-ої сатурації, який обраний для очищення жовтий цукор 2-ї кристалізації, $S_{2\text{сат}}^{\text{кл}}$, за формулою:

$$S_{2\text{сат}}^{\text{кл}} = \left(\frac{1023,7 - 10,5 \cdot \text{CP}_{\text{сир}}}{(\text{CP}_{\text{сир}} - \text{CP})} \right) \cdot 10 = \left(\frac{1023,7 - 10,5 \cdot 72}{72 - \frac{16,6 + 0,5}{1321 - 50} 1000} \right) \cdot 10 = 45,6 \frac{\text{кг}}{\text{т}}.$$

Таблиця 3.3.3

№№ п / п	Найменування проміжних продуктів та продуктів	Марку вання	Кіл-ть кг / т	Концентр ація%	Примітка
1.	Дифузійний сік		1100		Температура диф. соку t_c визначається з теплового розрахунку дифузійної установки
2.	Повернення до попередньої дефекації нефільтрованого соку I ої сат	$S_{\text{пов}}^{\text{Ic}}$	400		Температура повернутого соку становить близько 83 °C
3.	Повернення до попередньої дефекації загущеної суспензії соку II ої сатурації.	$S_{\text{пов}}^{\text{суп}}$	70		Температура повернутої суспензії 85 °C
4	Сік після попередньої дефекації	$S_{\text{п. def.}}$	1594		Цей сік нагрівають від t'_c до 90 °C перед основною гарячою дефекацією
5.	Сік I ої сатурації на виході з сатуратора	$S'_{\text{сат}}$	1652		Перед відбором його частини в кількості 300 кг / т для попередньої дефекації

6.	Сік І ої сатурації після відбору його частини для попередньої дефекації	$S_{\text{сат}}$	1352		Цей сік нагрівають раніше фільтрація від 83 до 90°C
7.	Сік Іої сатурації фільтрують перед Поїюсатурацією	$S'_{\text{Псат}}$	1321		Цей сік нагрівають до І насичення від Від 83 до 90°C
8.	Сульфирований і фільтрований сік Пої сатурації перед відбором для очищення	$S_{\text{Псат}}$	1310,5		
9.	Відбір соку Пої сатурації для очищення жовтого кристалізації цукру ІІ та цукру-рафінаду	$S_{\text{Псат}}^{\text{кл}}$	45.7		Кількість соку визначається із залишку сухої речовини кристалізації жовтого цукру ІІ, рафінованого цукру та соку за умови, що середня концентрація соку СР
10.	Сірчаний та фільтрований сік ІІ-ої сатурації для концентрації у випарнику (ВУ)	$S_{\text{пву}}$	1264,8	13.4	$CP_{\text{пву}} = \frac{(D + 0,5) \cdot 10^3}{S_{\text{пву}}} =$ $= \frac{(16,5 + 0,5) \cdot 10^3}{1264,8} = 13,44\%$
11.	Кількість сиропу після ВУ	$S_{\text{сир}}$	236.1	72	$S_{\text{сир}} = S_{\text{пву}} \frac{CP_{\text{пву}}}{CP_{\text{сир}}} =$ $= 1264,8 \frac{13,44}{72} = 236,1 \text{ кг} / \text{т}$
12.	Сума клеровки	$S_{\text{кл}}$	150,5	72	$S_{\text{кл}} = S_{\text{цп}} + S_{\text{ац}} + S_{\text{Псат кл}}$ $= 67 + 38 + 45,5 = 150,5 \text{ кг} / \text{т}$
13.	Кількість сиропу з очищенням.	$S_{\text{сир}} + S_{\text{кл}}$	386,6	72	
14.	Утфель І кристалізація	$S_{\text{ут. кр.}}$	302	92	$S_{\text{ут. I к}} \frac{(S_{\text{сир}} + S_{\text{кл}}) 72}{92} =$ $= \frac{386,6 \cdot 72}{92} = 302,6 \text{ кг} / \text{т}$
15.	Перший відтік кристалізації утфелю І	$S_{\text{ут/кр}}^{\text{відт1}}$	125	68,7	На кипіння

16.	Другий відтік кристалізації утфелю I	$S_{\text{ут I кр}}^{\text{від2}}$	60	67,6	утфель II кристалізація
17.	Частина першого відтоку кристалізації утфелю I за спорідненістю до кристалізації цукру	$S_{\text{ут I кр af}}^{\text{від2}}$	13	68,7	Про спорідненість до кристалізації цукру III
18.	Цукор-пісок (білий)	Цукор	134	99,85	
19.	Кристалізація утфіля II	$S_{\text{с II кр}}$	141	93	
20.	Загальний відтік кристалізації утфелю II	$S_{\text{ут II кр}}^{\text{відт}}$	81	87,3	На киплячому утфелі III кристалізація
21.	Кристалізація цукру II (жовтий)	$S_{\text{с II кр}}$	67	97,6	На очищення
22.	Кристалізація утфіль III	$S_{\text{ут III кр}}$	81	93,5	
23.	Кристалізація цукру III	$S_{\text{с III кр}}$	38	96,4	
24.	Патока	S	45	82,0	
25.	Афінність утфелю	$S_{\text{af.ut.}}$	51	90	Утворюється змішуванням проміжних продуктів (17) та (23)
26.	Відтік спорідненості	$S_{\text{af}}^{\text{відт}}$	14	78,9	На киплячому утфелі III кристалізація
27.	Рафінований цукор	$S_{\text{в. af.}}$	38	97,3	На очищення

4.4 Тепловий розрахунок похилої шнекової дифузійної установки

Вихідні дані:

Кількість бурякових стружки, $S_{\text{стр}} = 1000$ кг/т.

Кількість відкачуваного дифузійного соку, $S_{\text{відк}} = 1200 \text{ кг/т}$

Вихід жому $S_{\text{ж}} = 800$ кг/т, вміст сухої речовини в жомі після дифузійного апарату та після пресування жому $\text{CP}_{\text{ж}} = 7,5\%$, $\text{CP}_{\text{ж.пр.}} = 30.\%$

Температура стружки $t_{\text{стр}} = 10^{\circ}\text{C}$

Температура живильної води (конденсату), що надходить на дифракцію, $t_2^{\text{жив}} = 65^\circ\text{C}$

Температура жомопресової води, що надходить у дифузійний апарат та після жомопресів, $t_2^{\text{ж.в.}} = 5^{\circ}\text{C}$, $t_1^{\text{ж.в.}} = 55^{\circ}\text{C}$.

Середня температура в дифузійному апараті $t_{\text{диф}} = 70^\circ\text{C}$

Температура дифузійного соку (відкачування соку) $t_{\text{відк}} = 30^{\circ}\text{C}$

Коефіцієнт використання теплоти - 0,9

Розрахунок

4.4.1. Визначаємо швидкість потоку пари для нагрівання жомопресової води

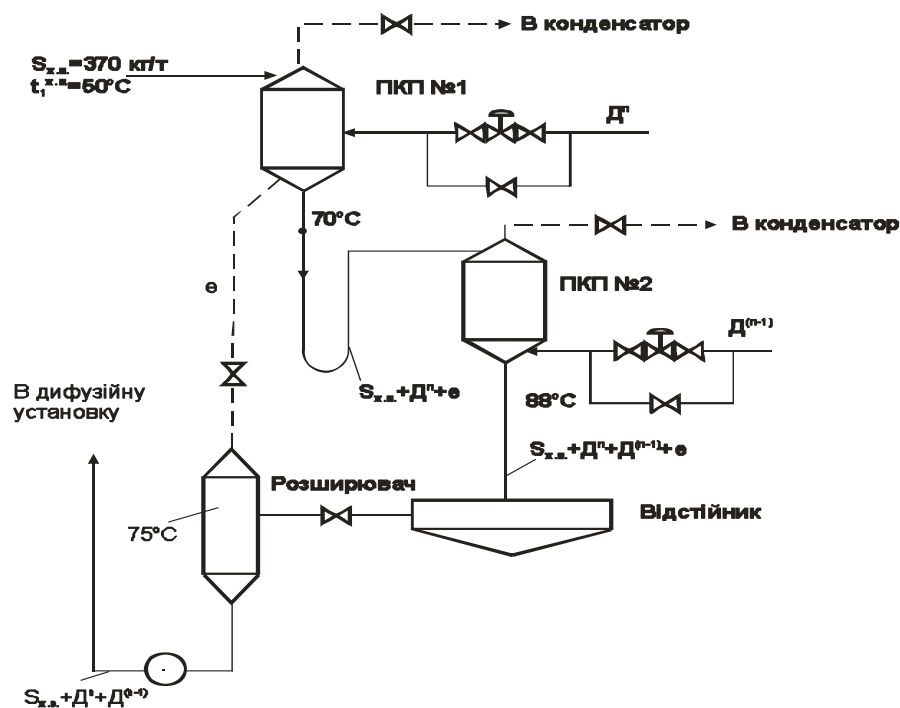


Рис. 15. Принципова схема підготовки жомпресової води

4.4.1.1 Визначаємо кількість жомопресової пресової води, отриманої після жомопресових пресів,

$$S'_{ж.в.} = S_{ж.} \cdot \left(1 - \frac{CP_{ж.}}{CP_{ж.пр.}}\right), \text{ кг/т,},$$

де значення величин $S_{ж.} = 800 \text{ кг/т}$, $CP_{ж.} = 7,5\%$, $CP_{ж.пр.} = 30\%$

$$S'_{ж.в.} = 800 \cdot \left(1 - \frac{7,5}{30}\right) = 600 \text{ кг / т}$$

Жомопресову воду у кількості 600 кг/т³ початковою температурою 88°C потрібно нагріти до температури, щоб зупинити активність бактерій, і охолодити до температури 75°C, відправити як екстрагент для живлення дифузійного апарату $t_1^{ж.в.} = 53^\circ\text{C}$.

Виходячи з необхідності завантаження останнього, 5-го корпусу ВУ, процес нагрівання жомовго преса реалізується у два етапи в парових контактних нагрівачах (ПКП) №1 та №2.

Ми приймаємо робочу температуру в паровому контактному нагрівачі №1 дорівнює 70°C, а на панелі управління №2 – 88°C.

4.4.1.2. Складаємо рівняння теплового балансу ПКП №1:

$$S'_{ж.в.} \cdot t_1^{ж.в.} \cdot c_{ж.в.} + D^n (h''_{п.} - 70 \cdot 4,19) + e(70 \cdot 4,19) = (S'_{ж.в.} + D^n + e) \cdot 70 \cdot 4,19 \cdot 1,03,$$

де: $h''_{п.} = 2660,3 \text{ кДж/кг}$ ентальпія вторинної пари від останнього корпусу ВУ, ентальпія насиченої пари при температурі 75°C $h''_{t=75} = 2635,3 \text{ кДж/кг}$; 1,03 - коефіцієнт, що враховує втрати теплоти в навколишнє середовище.

Тоді:

$$600 \cdot 53 \cdot 4,19 + e(2635,3 - 70 \cdot 4,19) = D^n(2660,3 - 70 \cdot 4,19) + (600 + D^n + e) \cdot 70 \cdot 4,19 \cdot 1,03.$$

Розв'язуючи це рівняння відносно D^n , ми отримуємо таку залежність:

$$D^n = 23,25 - 0,989 \cdot e,$$

де e - кількість пари, що випаровується, що утворюється в розширювачі з робочою температурою насиченої пари 75 С, коли вона надходить із відстійника, нагрітої до 88 С жомопресової води, і конденсату, що нагріває пару з обох панелей управління.

4.4.1.3. Складаємо рівняння теплового балансу ПКП №2:

$$(S'_{ж.в.} + D^n + e) \cdot 70 \cdot 4,19 + D^{(n-1)} = S'_{ж.в.} + D^n + e + D^{(n-1)} \cdot 88 \cdot 4,19 \cdot 1,03,$$

де: $h''_{(n-1)}$ – ентальпія насиченої вторинної пари передостаннього корпусу ВУ, поблизу споживача (прийнято від температури на ВУ), кДж / кг.

$$\begin{aligned} \text{Тоді: } & (600 + 23,25 - 0,989 \cdot e + e) \cdot 70 + (2679,5 - 4,19 D^{(n-1)}) 88 \cdot 4,19 = \\ & = (600 + 23,25 - 0,989 \cdot e + e) 88 \cdot 4,19 \cdot 1,03 + e D^{(n-1)} \\ & (623,25 + 0,011 \cdot e) \cdot 293,3 + 2310,78 = (623,25 + 0,011 \cdot e + e) \cdot 379,78 + D^{(n-1)} D^{(n-1)} \end{aligned}$$

Звідси, нехтуючи другим членом, маємо:

$$\begin{aligned} D^{(n-1)} &= 27,9 - 0,0004 \cdot e, \\ D^{(n-1)} &= 27,9 \frac{\text{кг}}{\text{т}}. \end{aligned}$$

4.4.1.4. Складаємо рівняння теплового балансу розширювача:

$$S'_{\text{ж.в.}} + D^n + e + D^{(n-1)} \cdot 88 \cdot 4,19 = S'_{\text{ж.в.}} + D^n + D^{(n-1)} \cdot 75 \cdot 4,19 + h''_{t=75} e$$

$$\begin{aligned} \text{Тоді: } & (600 + 23,25 - 0,989 \cdot e + e + 27,9) \cdot 368,72 = \\ & (600 + 23,25 - 0,989 \cdot e + 27,9) \cdot 314,25 + 2635,3 \cdot e. \end{aligned}$$

Вирішуючи це рівняння відносно e , отримуємо: $e = 15,53 \text{ кг / т}$.

Витрата пари на нагрівач ПКП №1 дорівнює:

$$D^n = 23,25 - 0,989 \cdot e = 23,25 - 0,989 \cdot 15,53 = 7,89 \text{ кг/т}.$$

4.4.2. Кількість жомопресової води, яка після розширювача потрапляє в дифузійний апарат, дорівнює:

$$S_{\text{ж.в.}} = 600 + 7,89 + 27,9 = 635,79 \frac{\text{кг}}{\text{т}}.$$

Уточнюємо кількість живильної води, необхідної для роботи :

$$S_{\text{жив}} + S_{\text{відк}} + S_{\text{жому}} + S_{\text{стр}} + S_{\text{ж.в.}} = 1200 + 800 - 1000 - 635,79 = 364,21 \text{ кг / т}$$

4.4.3. Визначаю температуру жому за тепловим балансом четвертої, по ходу стружки, хвостової зони:

а) жом з температурою дифузії, кДж / т $- S_{\text{ж}} \cdot C_{\text{ж}} \cdot t_{\text{диф}}$,

б) жомопресова вода, кДж / т $- S_{\text{ж.в.}} \cdot C_{\text{ж.в.}} \cdot t_2^{\text{ж.в.}}$.

в) живильна вода, кДж / т $- S_{\text{жив}} \cdot C_{\text{жив}} \cdot t_2^{\text{жив}}$

Після змішування потоків буде встановлена температура $t_{\text{ж}}$

$$S_{\text{ж}} \cdot C_{\text{ж}} \cdot t_{\text{диф}} + S_{\text{ж.в.}} \cdot C_{\text{ж.в.}} \cdot t_2^{\text{ж.в.}} + S_{\text{жив}} \cdot C_{\text{жив}} \cdot t_2^{\text{жив}} = 1,01 \cdot (S_{\text{ж}} + S_{\text{ж.в.}} + S_{\text{жив}}) \cdot C_{\text{сум}} \cdot t_{\text{ж}}$$

де: 1,01 - коефіцієнт, що враховує втрати теплоти в навколишнє середовище.

Приймаємо що

$$C_{\text{ж}} = C_{\text{ж.в.}} = C_{\text{жив}} = C_{\text{сум}} = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Визначаємо температуру жому:

$$t_{\text{ж}} = \frac{S_{\text{ж}} \cdot t_{\text{диф}} + S_{\text{ж.в.}} \cdot t_2^{\text{ж.в.}} + S_{\text{жив}} \cdot t_2^{\text{жив}}}{1,01 \cdot (S_{\text{ж}} + S_{\text{ж.в.}} + S_{\text{жив}})} = \frac{800 \cdot 70 + 635,79 \cdot 75 + 364,21 \cdot 65}{1,01 \cdot (800 + 635,79 + 364,65)} =$$

$$\frac{56000 \cdot 70 + 47684,25 \cdot 75 + 23673,65 \cdot 65}{1,01 \cdot 1800,44} = 70^{\circ}\text{C}.$$

4.4.4. Визначаємо споживання теплоти для дифузійного апарату (в парових камерах):

$$Q'_{\text{диф}} = S_{\text{відк}} \cdot c_{\text{відк}} \cdot t_{\text{відк}} + S_{\text{ж}} \cdot c_{\text{ж}} \cdot t_{\text{ж}} - (S_{\text{стр}} \cdot c_{\text{стр}} \cdot t_{\text{стр}} + S_{\text{ж.в.}} \cdot t_2^{\text{ж.в.}} \cdot c_{\text{ж.в.}} + S_{\text{жив}} \cdot c_{\text{жив}} \cdot t_2^{\text{жив}}) =$$

$$= 1200 \cdot 3,77 \cdot 30 + 800 \cdot 4,19 \cdot 70 - (1000 \cdot 3,77 \cdot 10 + 635,79 (4,19 \cdot 75 + 364,21 (4,19 \cdot 65)) = 43680,6 \text{ кДж / т.}$$

Беручи до уваги фактор використання теплоти, який ми маємо, $\eta_{\text{диф}} = 0,9$

$$Q_{\text{диф}} = \frac{43680,6 \text{ кДж}}{0,9} = 48533,3 \frac{\text{кДж}}{\text{т}}.$$

Це значення відповідає витраті пари в нагрівальних камерах дифузійного апарату.

4.5. Розрахунок споживання пари для окремих споживачів

4.5.1. Ми визначаємо споживання теплоти та пари для нагрівачів, вакуум-апаратах та інших споживачів.

4.5.1.1. Відповідно до вихідних даних, нагрівання соку після попередньої дефекації перед основною гарячою дефекацією здійснюється від початкової температури t'_c до 90°C .

Визначаємо значення температури t'_c . При попередній дефекації дифузійний сік з температурою $t_c = 30^{\circ}\text{C}$ змішується з повернутим нефільтрованим соком Іої сатурації в кількості $S_{\text{пов}}^{\text{Ic}} = 300 \text{ кг/т}$ з температурою близько $t_{\text{пов}}^{\text{Ic}} = 83^{\circ}\text{C}$, і з поверненою суспензією соку Пої сатурації в кількості $S_{\text{пов}}^{\text{суп}} = 80 \text{ кг/т}$ з температурою $t_{\text{пов}}^{\text{суп}} = 85^{\circ}\text{C}$.

Тоді:

$$S_{\text{відк}} \cdot t_c \cdot c_c + S_{\text{пов}}^{\text{Ic}} \cdot t_{\text{пов}}^{\text{Ic}} \cdot c_c + S_{\text{пов}}^{\text{суп}} \cdot t_{\text{пов}}^{\text{суп}} \cdot c_{\text{суп}} = (S_{\text{відк}} + S_{\text{пов}}^{\text{Ic}} + S_{\text{пов}}^{\text{суп}}) c_c \cdot t'_c.$$

Звідси:

$$t'_c = \frac{1200 \cdot 30 \cdot 3,77 + 300 \cdot 83 \cdot 3,77 + 80 \cdot 85 \cdot 3,35}{(1200 + 300 + 80) \cdot 3,77} = 42,4^{\circ}\text{C}.$$

Оскільки вихідні дані передбачають необхідність використання теплоти вторинної пари вакуум-апаратів і теплоти конденсатів останніх корпусів нагрівального соку ВУ, перед основною гарячою дефекацією організовано 4 групи нагрівачів з наступними охолоджуючими рідинами :

I група - від 42,4 °С до 52 °С - вторинною парою вакуум-апаратів;

II група - від 52 °С до 70 °С - конденсатом останніх корпусів ВУ

III група - від 70 °С до 80 °С - вторинна пара останнього випадку ВУ;

IV група - від 80 °С до 90 °С - вторинна пара передостаннього випадку ВУ.

4.5.1.2. Наступною ланкою теплової технології очищення соку є нагрівання соку 1-ої сатурації перед фільтрацією, в процесі якого сік нагрівається однією групою нагрівачів від початкової температури на виході з сатуратора 83°С до кінцевої температури 90°С.

Сік нагрівається вторинною парою 3-ї корпусу ВУ.

4.5.1.3. Нагрівання соку перед другим насиченням від 83 °С до 95 °С перед подачею в обігрівачі 2-х груп. В якості теплоносія для нагрівача I групи ми використовуємо конденсат вторинної пари I корпусу, тепло якого, за вихідними даними, має частково використовуватись як вторинний енергетичний ресурс. У нагрівачах кожної з груп сік нагрівається на 6 °. Для нагрівача II групи ми використовуємо вторинну пару з ВУ відповідних параметрів, а саме - вторинну пару з 3-го корпусу ВУ.

4.5.1.4. Тепло конденсату відпрацьованої пари частково використовується для нагрівання соку перед ВУ в нагрівачах групи I. Для подальшого нагрівання соку перед ВУ в нагрівачах 2-ї, 3-ї та 4-ї груп ми використовуємо відповідно , вторинну пару 2-го, 1-го корпусу та відпрацьована пара з ТЕЦ.

Враховуючи вищезазначене, складаю таблицю для розрахунку споживання теплоти та пари для нагрівання проміжних продуктів.

Витрата теплоти та пари на нагрівання проміжних продуктів

№	Споживачі теплоти	Кіл-ть продукту, кг / т	Нагрівання, °С		Теплос-мність кДж / кг	Джерело теплоти	Визначення питомого споживання теплоти, кДж / кг	Тепло-та конденсації кДж / кг	Питоме споживання теплоти кг / т
			від	до					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.	Камери дифузії пари					в.п.ІІІ к	48533,3 (з теплового розрахунку дифузії).	2237,8	20.8
2.	ПКП №1 жомпресо-ва вода	370	52	71	4.19	в.п.V к	згідно з п.7.5.1 цього прикладу розрахунку		7,87
3.	ПКП №2 жомпресо-ва вода	370	72	87	4.19	vpIV к	згідно з п.7.5.1 цього прикладу розрахунку		28.1
4.	Нагрівачі соку перед основною гарячою дефекацією: група I. II група III група IV група	1594 1594 1594 1594	42.4 52 70 80	52 70 80 90	3.77 3.77 3.77 3.77	в.п.в / а конд.ост корп.ВУ в.п.V к vpIV к	1594·3,77 (52-42,4)·1,03 = 59420,7 1594·3,77 (70-52)·1,03 = 111414 1594 3,77 (80-70)·1,03 = 61897 1594·3,77 (90-80)·1,03 = 61897	- 2296 2264,6	 26.9 27.3
5.	Нагрівачі соку 1ої сатурації перед фільтрацією	1352	82	90	3.77	в.п.ІІІ к	1352·3,77 (90-83)·1,03 = 36750	2237,8	16.4
6.	Нагрівачі соку 2ої сатурації: I група II група	1321 1321	82 88	89 96	3.77 3.77	конд. vpI корпусу в.п.ІІІ к	1321·3,77 (89-83)·1,03 = 30777 1321·3,77 (95-89)·1,03 = 30777	- 2237,8	- 13.8

7.	Нагрівачі соку перед ВУ: I група	1265	87	104	3.77		1265·3,77 (100-88)·1,03 = 58945		
	II група	1264	103	115	3.77		1264·3,77 (110-100)·1,03 = 49121	-	-
	III група	1264	110	119	3.77		1264·3,77 (120-110)·1,03 = 49121	2215,6	22.2
	IV група	1264	120	134,5	3.77		1264·3,77 (134,5-120)·1,03 = 71226	2187,2	22.5
								2158,5	33
8.	Нагрівальний сироп і очищення в збірниках	386	76	85	2.93	Вп I к	386·2,93 (85-74)·1,03 = 11646	2187,2	5.3
9.	Нагрівання відтоків у збірниках	294	56	85	2.72	Вп I к	294·2,72 (85-55)·1,03 = 24626	2187,2	11.3

4.5.2. Визначаємо витрату пари вакуум-апарати.

4.5.2.1. Витрата пари на вакуум-апарати першого продукту.

Кількість води, яка повинна випаруватися під час кипіння утфелю та продукту, визначається із рівняння:

$$W_{1кр} = (S_{сир} + S_{кл}) \left(1 - \frac{CP_{сир}}{CP_{у I}}\right).$$

З таблиці проміжних продуктів і продуктів маємо

$$S_{сир} + S_{кл} = 386,6 \text{ кг / т}$$

приймаючи, що концентрації $CP_{сир} = 72\%$; концентрація утфелю та кристалізація $CP_{у} = 92\%$.

Тоді:

$$W_I = 386,6 \left(1 - \frac{72}{92}\right) = 84,28 \text{ кг / т}.$$

Витрата пари на отримання утфелю та кристалізація

$$D_i = 1,1W_i + S_i,$$

де: S_i - враховує можливі водяні затвори в процесі кипіння утфелю. Припустимо, що $S_I = 10 \text{ кг / т}$.

Таким чином:

$$D_i = 1,1 \cdot 84,28 + 10 = 102,7 \text{ кг / т}.$$

4.5.2.2. Витрата пари вакуум-апаратів II продукту.

З моменту закипання утфелю II, концентрація кристалізації $CP_{ут. II кр} = 93\%$, використовують перший відтік кристалізації утфелю I у кількості $S_{Iкр}^{відт1} = 125 \text{ кг / т}$ із концентрацією $CP_{Iкр}^{відт1} = 68,7\%$, а також другий відтік утфелю I кристалізації в кількості $S_{Iкр}^{відт2} = 60 \text{ кг / т}$ з концентрацією $67,6\%$. Кількість води, що випаровується буде дорівнює:

$$\begin{aligned} W_{II} &= S_{Iкр}^{відт1} \left(1 - \frac{CP_{Iкр}^{відт1}}{CP_{ут. II кр}}\right) + S_{Iкр}^{відт2} \left(1 - \frac{CP_{Iкр}^{відт2}}{CP_{ут. II кр}}\right) = \\ &= 125 \left(1 - \frac{68,7}{93}\right) + 60 \left(1 - \frac{67,6}{93}\right) = 32,7 + 16,4 = 49,1 \text{ кг / т}. \end{aligned}$$

Витрата пари для вакуум-апаратів продукту II становить

$$D_{11} = 1,1 \cdot W_{11} + 10 = 1,1 \cdot 49,1 + 10 = 64 \text{ кг / т}.$$

5.2.3. Витрата пари на вакуум-апарати III продукту.

Кристалізація утфелю III з концентрацією 93,5% від загального відтоку кристалізації утфелю II у кількості $S_{ут.IIIкр}^{відт} = 81 \text{ кг/т}$ при концентрації $CP_{ут.IIIкр}^{відт} = 87,3\%$ і від відтоку $S_{аф}^{відт} = 14 \text{ кг/т}$ при концентрації $CP_{аф}^{відт} = 78,9\%$.

Тоді

$$W_{III} = S_{ут.IIIкр}^{відт} \left(1 - \frac{CP_{ут.IIIкр}^{відт}}{CP_{ут.IIIкр}} \right) + S_{аф}^{відт} \left(1 - \frac{CP_{аф}^{відт}}{CP_{ут.IIIкр}} \right) = \\ = 81 \left(1 - \frac{87,3}{93,5} \right) + 14 \left(1 - \frac{78,9}{93,5} \right) = 5,37 + 2,18 = 7,55 \text{ кг/т}.$$

Витрата пари на вакуумний апарат III продукту становить

$$D_{III} = 1,1W_{III} + C_{III} = 1,1 \cdot 7,55 + 5 = 13,3 \text{ кг / т}.$$

4.5.3. Приймаємо споживання пари для інших споживачів, а саме:

а) відпрацьована пара (10 кг / т):

- на цукросушарці - 5 кг / т;
- відпарювання центрифуг - 5 кг / т;

б) вторинна пара 1 корпусу ВУ (18 кг / т):

- очищення від жовтого цукру - 3 кг / т;
- відпарювання вакуумних апаратів - 15 кг / т ;

в) гостра пара після парових котлів:

- продувка бурякорізів - 2 кг / т.

4.6. Визначення необхідної продуктивності випарника

$$W_{ВУ}^{необх} = S_{ПВУ} \left(1 - \frac{CP_{ПВУ}}{CP_{сир}} \right) = 1265 \cdot \left(1 - \frac{13,4}{72} \right) = 1029,6 \text{ кг / т}.$$

4.7. Принципова схема скидання, збору та використання конденсату.

Відповідно до вихідних даних, видалення конденсату проводиться в збірниках. Там, де це доцільно, слід забезпечити охолодження конденсату каскадом від попереднього збірника до наступного і таким чином отримати пару самовипарювання.

Оскільки вихідні дані передбачають часткове використання теплоти з конденсату відпрацьованої пари та вторинної пари та корпусів ВУ для нагрівання соків, немає необхідності охолоджувати ці конденсати в конденсатному контурі для отримання випаровування пари. Через відповідні ТОА бажано охолодити конденсат до температури наближеної до t нагрівання конденсату в деаераторній головці від до робочої температури 104,8. Теплозйом відбувається парою з розширювача безперервної продувки і з розширювача стоків низького тиску, що постійно потрапляє в деаератор.

Після нагрівача весь конденсат відпрацьованої пари в кількості надходить у деаератор ТЕЦ. Конденсат вторинної пари 1-го корпусу в кількості 0,25 також подається на ТЕЦ окремим трубопроводом. Залишок конденсату вторинної пари 1-го корпусу в кількості - 0,25 після нагрівача відводиться в конденсатозбірник, де середня температура близька до температури конденсату після нагрівача (відповідно $G_K^p, G_K^p, G_K^1, G_K^p$)

На рис. 15 показана принципова схема скидання, збору та використання конденсату. Згідно зі схемою, пари самовипаровування можуть утворюватися в блоках ZK-III та ZK-IV за рахунок надходження конденсату з відносно високою температурою з блоків ZK-II та ZK-III, якщо середня температура конденсатів у блоках ZK-III та ZK -IV буде вищою ніж в місцях, з якими конденсато збірники з'єднані брекетами.

Попередньо приймаємо, що кількість пари випаровуванням $e_3 = 2 \text{ кг / т}$, $e_4 = 6 \text{ кг / т}$.

Конденсат вторинної пари 5-го корпусу надходить лише з нагрівача соку третьої групи перед основною дефекацією в кількості 26,9 кг / т і при температурі 87°C.

Щоб не встановлювати окремий збірник та групу конденсаторних насосів для перекачування відносно невеликої кількості конденсату в збірник аміачного конденсату, його виділяють у блок ZK-IV. Оскільки тиск у збірнику ZK-IV перевищує тиск конденсату вторинної пари 5 корпусу, цей конденсат слід подавати до збірника під рівнем рідини на відстані приблизно 100 мм від дна

збірника. Конденсат скидається зі збірника в насос через лійку, підняту на 600 ... 700 мм від дна.

Через більший тиск у збірнику ZK-IV, конденсат піднімається в конденсатопроводі вторинної пари 5 корпусу на висоту h , що забезпечує гідравлічну рівновагу:

$$P_{IV} = P_V + h \cdot g \cdot \rho_{\text{конд}}$$

де: P_{IV} , P_V - тиск вторинної пари 4 і 5 корпусу.

Важливо встановити нагрівач, з якого видаляється конденсат вторинної пари 5 корпусу, щоб злив конденсату, що відводиться від цього нагрівача, знаходився над рівнем конденсату в збірнику ZK-4 не менше значення h .

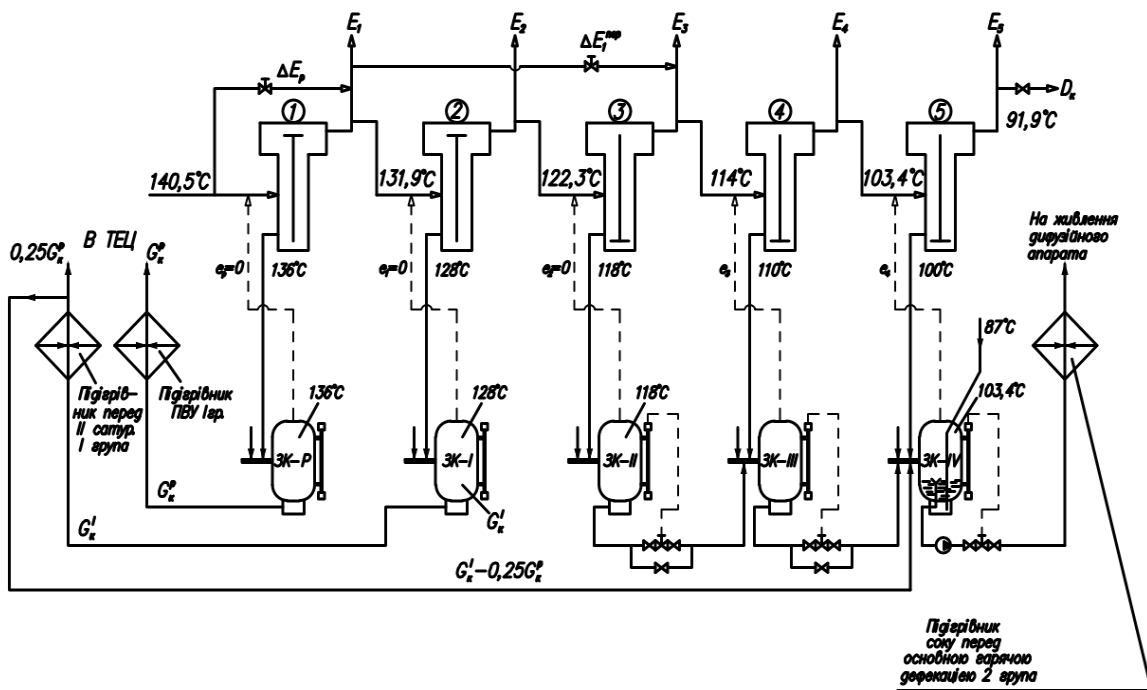


Рис.15. Принципова схема дренажу, збору та використання конденсату

4.8. Розподіл відборів вторинної пари із корпусів ВУ і ретурної пари.

Для цього ми використовуємо дані таблиці п.3, а також отримані та прийняті дані з пунктів 4.2.-4.6.

Таблиця 4.8.1

	Споживачі пари	ретур- на пара	Відбір вторинної пари з корпусів ВУ				
			Е1	Е2	Е3	Е4	Е5
1.	Камери дифузії пари				20.8		
2.	ПКП №1 жомопресова вода						7,79
3.	ПКП №2 жомопресова вода					28	
4.	Нагрівачі соку перед основ- ною гарячою дефекацією III гр. IV гр					27.4	26.9
5.	Нагрівач соку 1ої сатурації перед фільтрацією				16,6		
6.	Нагрівач соку 2ої сатурації 1 група				14,1		
7.	Нагрівач соку перед ВУ II гр. III гр. IV гр.	33	22.5	22.2			
8.	Нагрівальний сироп і очищення в коробках		5.3				
9.	Нагрівання відтоків у коробках		11.3				
10.	Вакуум-апарати 1 продукту				102.3		
11.	Вакуум-апарати 2 продукту			64			
12.	Вакуум-апарати 3 продукту			14.4			
13.	Пара для інших споживачів	11	19				
14.	Самовипаровування пари				-1	-8	
15.	Відбір вторинної пари з корпусів ВУ для споживачів поза ВУ, E'_i , а також споживання відпрацьованої пари	42	58.2	99,5	161.3	49.2	34,8

Приймаємо, що відбір вторинної пари з корпусів ВУ:

$$E'_1 = 57,1 \text{ кг / т}, \quad E'_2 = 99,5 \text{ кг / т}; \quad E'_3 = 161,3 \text{ кг / т};$$

$$E'_4 = 49,2 \text{ кг / т}; \quad E'_5 = 34,8 \text{ кг / т}$$

На основі отриманих значень відборів вторинної пари з корпусів ВУ визначаємо продуктивність окремих ділянок і ВУ в цілому.

Продуктивність окремих ділянок ВУ:

$$W'_5 = \Delta E'_5 = 34,8 \text{ кг} / \text{т}$$

$$W'_4 = W'_5 + E'_4 = 34,8 + 49,2 = 84,0 \text{ кг} / \text{т};$$

$$W'_3 = W'_4 + E'_3 = 84,0 + 161,3 = 245,3 \text{ кг} / \text{т};$$

$$W'_2 = W'_3 + E'_2 = 245,3 + 99,5 = 344,8 \text{ кг} / \text{т};$$

$$W'_1 = W'_2 + E'_1 = 344,8 + 57,1 = 401,9 \text{ кг} / \text{т}.$$

Фактичне навантаження ВУ дорівнює сумі витрат окремих ділянок, тобто

$$(W_{\text{ВУ}}^{\text{факт}})' = \sum_{i=1}^5 W'_i = 401,9 + 344,8 + 245,3 + 84 + 34,8 = 1110,8 \text{ кг} / \text{т}$$

Отримана фактична продуктивність $(W_{\text{ВУ}}^{\text{факт}})' = 1110,8 \text{ кг} / \text{т}$ перевищує необхідну продуктивність на $\Delta W_{\text{ВУ}}$, а саме на

$$\Delta W_{\text{ВУ}} = (W_{\text{ВУ}}^{\text{факт}})' - W_{\text{ВУ}}^{\text{необ}} = 1110,8 - 1029,6 = 81,2 \frac{\text{кг}}{\text{т}}.$$

Перевищення фактичної продуктивності ВУ необхідно усунути за рахунок:

А. частковий бай-пас у кількості відпрацьованої пари, що надходить як гріюча пара в 1-й корпус ВУ, $\Delta E_{\text{р}}$, в трубопроводі вторинної пари 1-го корпусу,

Б. часткового перепуску вторинної пари 1-го корпусу в трубопроводі вторинної пари 3-го корпусу в кількості $\Delta E_1^{\text{пер}}$.

Коли ці пропуски будуть включені, ми матимемо:

$$W_{\text{ВУ}}^{\text{необ}} = W_{\text{ВУ}}^{\text{факт}} - ((W_{\text{ВУ}}^{\text{факт}})' \Delta E_{\text{р}}^{\text{пер}} + 2 \Delta E_1^{\text{пер}}).$$

Для забезпечення балансу приймаємо $\Delta E_{\text{р}}^{\text{пер}} = \frac{27 \text{ кг}}{\text{т}}$, $\Delta E_1^{\text{пер}} = \frac{27,1 \text{ кг}}{\text{т}}$

$$\Delta E_{\text{р}}^{\text{пер}} + 2 \Delta E_1^{\text{пер}} = 27 + 2 \cdot 27,1 = 81,2 \text{ кг} / \text{т}$$

Визначаємо фактичну продуктивність корпусів ВУ w_i , враховуючи наявні міжкорпусні бай-паси пара:

$$w_5 = 34,8 \text{ кг} / \text{т},$$

$$w_4 = w'_5 = 34,8 + 49,2 = 84 \text{ кг} / \text{т},$$

$$w_3 = 84 + 161,3 - 27,1 = 218,2 \text{ кг} / \text{т},$$

$$W_2 = 218,2 + 99,5 = 317,7 \text{ кг / т},$$

$$W_1 = -W_2 + E_1 + \Delta E_1^{\text{пер}} \Delta E_p^{\text{пер}} = 317,7 + 57,1 + 27,1 - 27,1 = 374,9 \frac{\text{кг}}{\text{т}}.$$

Фактична продуктивність ВУ дорівнює:

$$W_{\text{ВУ}}^{\text{факт}} = W_{\text{ВУ}}^{\text{необ}} = 374,9 + 317,7 + 118,2 + 84 + 34,8 = 1029,6 \frac{\text{кг}}{\text{т}}.$$

4.9. Таблиця розподілу конденсату по збірниках

Складаю таблицю на основі схеми відведення конденсату і таблиці розподілу відборів вторинної пари з корпусів ВУ. Паралельно зі складанням таблиці додатково визначаємо ряд значень, які є частиною таблиці та необхідні для її подальшого використання.

Таблиця 4.9.1

Розподіл конденсатів у збірниках

№	Джерело конденсату	Кількість конденсату кг / т	Температура конденсату, С	Загальне надходження кг / т	Середня температура конденсату, що надтодить, С	Температура самовипаровування, С	Кількість конденсату самовипаровування, кг / т	Кількість конденсату, що повертається, кг / т
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Збірник відпрацьованого конденсату (ZK-R)								
1.	Гріюча камера 1-го корпусу ВУ	374,9	136					
2.	Підігрівач соку до IV гр.	33	136					
	Разом			407,9	136	140,5	-	405,6
Збірник конденсату вторинної пари I корпусу								
1.	Гріюча камера II корпусу ВУ	317,7	128					
2.	Підігрівач соку перед ВУ III гр.	22.5	127					
3.	Апарати з сиропом і очищення	5.3	126					
4.	Зливні баки	11.3	126					
	Разом			356,8	127,8	131,9	-	354,7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Збірник конденсату вторинної пари II корпусу								
1.	Гріюча камера III корпусу ВУ	218,2	118					
2.	Підігрівач соку перед ВУ II гр.	22.2	117					
3.	Вакуумний апарат II виріб	64	116					
4.	Вакуум-апарати 1+3 продукту	13.4	115					
	Разом			317,7	117.4	122.3	-	315,6
Конденсатозбірник вторинної пари III корпусу								
1.	Гріюча камера IV корпусу ВУ	82	111					
2.	Камери дифузії пари	21	107					
3.	Нагрівач соку 1ої сатурації перед фільтрацією	15.7	108					
4.	Підігрівач соку 2ої сатурації II гр.	14	109					
5.	Вакуум-апарати 1 продукту	103.5	108					
6.	Збірник конденсату вторинної пари II корпусу	317,7	117.4					
	Разом			555	113,7	114	-	555,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Збірник конденсату вторинної пари IV корпусу								
1.	Нагрівальна камера V корпусу	35,9	102					
2.	Нагрівач соку перед основною гарячою дефекацією 2 гр.	27.3	99					
3.	Конденсато збірник вторинної пари III корпусу	555	113,7					
4.	Конденсат вторинної пари I корпусу після часткового відбору в ТЕЦ після нагрівача до 2ої сатурації 1 гр. (див. 8-3)	208,8	107.2					
5.	Конденсат вторинної пари V корпусу після нагрівача соку перед основною дефекацією 3 гр.	27	88					
	Разом			852,8	110.3	103.4	10.8	858,8

Визначаємо кількість конденсату вторинної пари 1-го корпусу, частина якої після нагрівача соку 2ої сатурації надходить у ТЕЦ, а решта в конденсаторний збірник вторинної пари 4-го корпусу.

У ТЕЦ необхідно повернути конденсат у кількості $G_{\text{конд}}^{\text{пов}} = 1,25 D_{\text{конд}}^{\text{техн}}$

$$\text{де } D_{\text{конд}}^{\text{техн}} = D_{\text{ВУ}} + W_1 + \Delta E_p + D_{\text{інші}} = 373,9 + 27 + 43 = 444,9$$

$$\text{Тоді: } G_{\text{конд}}^{\text{пов}} = 1,25 \cdot 444,9 = 556,1 \text{ кг/т}$$

Ця потреба у поверненому конденсаті забезпечується:

А) конденсат відпрацьованої (технологічної) пари, що надходить у збірник ZK-R у кількості 407,9 кг / т;

Б) конденсат вторинної пари 1-го корпусу ВУ в кількості:

$$G_{1\text{к}}^{\text{пов}} = 556,1 - 407,9 = 148,2 \text{ кг / т.}$$

Так, із 356,8 кг / т конденсату вторинної пари 1-го корпусу, зібраного в збірнику ZK-1 і перекачаного через нагрівач соку 2ої сатурації, у ТЕЦ відбирається 148,2 кг / т для подачі у парові котли, і залишок конденсату в кількості $356,8 - 148 = 208,8$ кг / т направляється в конденсатозбірник вторинної пари 4-го корпусу.

Визначаємо температуру цього конденсату після нагрівача перед подачею його на ТЕЦ.

Для нагрівання соку в нагрівачі 2-ї групи перед 2ої сатурації згідно таблиці необхідно виділити теплоту з конденсату в кількості $Q_{\text{конд}}^{1\text{к}} = 30777$ кДж / т. Тепловий баланс цього обігрівача:

$$Q_{\text{конд}}^{1\text{к}} = G_{\text{конд}}^{1\text{к}} \cdot c_{\text{конд}} \cdot t_{\text{конд}}^{3\text{к}-1},$$

$$\text{звідки температура конденсату після нагрівача перед подачею на ТЕЦ : } 127,8 - \frac{30777}{356,8 \cdot 4,19} = 127,8 - 20,6 = 107,2.^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо температуру конденсату відпрацьованої пари після конденсато-сокового нагрівача соку перед ВУ 1-ї групи.

Згідно з таблицею , потреба в теплоті для нагрівання соку у вказаному нагрівачі становить 58945 кДж / т. Тоді рівняння теплового балансу нагрівача має вигляд: $Q_{\text{конд}}^{\text{відп}} = G_{\text{конд}}^{\text{відп}} \cdot c_{\text{конд}} \cdot t_{\text{конд}}^{3\text{к}-\text{р}}$, звідки отримуємо температуру 101,6.°C

Середня температуру конденсату, відібраного в ТЕЦ

$$t_{\text{конд}}^{\text{ТЕЦ}} = (G_{\text{конд пов}}^{\text{відп}} \cdot (t_{\text{конд}}^{\text{кінц}})_{\text{відп}} + G_{\text{конд пов}}^{\text{вт1к}} \cdot (t_{\text{конд}}^{\text{кінц}})_{\text{відп}}) / G_{\Sigma}$$

$$\frac{40,9 \cdot 101,6 + 148,2 \cdot 107,2}{47,6 + 146,2} \text{ } ^\circ\text{C} = 103,5$$

Визначаємо кількість пари самовипаровування, що утворилася в збірнику конденсат вторинної пари 4-го корпусу (ЗК-4):

$$e_4^{\text{факт}} = G_{\text{конд}}^{\text{ЗК-4}} = 852,6 \cdot 4,19 \cdot = 11 \text{ кг / т.}$$

З конденсатозбірника ЗК-4 весь конденсат з початковою температурою 103,4°С подається в нагрівач 2-ї групи соку перед основною гарячою дефекацією. Кількість цього конденсату дорівнює

$$G_{\text{конд}} = G_{\text{конд}}^{\text{ЗК-4}} - e_4 = 752,6 - 11 = 741,6 \frac{\text{кг}}{\text{т.}}$$

Визначимо температуру цього конденсату на виході з підігрівника на основі його теплового балансу. З табл. 4.9.1 кількість теплоти, яку конденсат передає соку, $Q_{\text{під}} = 111414 \text{ кДж / кг}$

$$t_{\text{конд}}^{\text{кінц}} = t_{\text{конд}}^{\text{поч}} - \frac{Q_{\text{під}}}{G_{\text{конд}} \cdot c} = 103,4 - \frac{111414}{741,6 \cdot 4,19} = 67,6^\circ\text{C.}$$

4.10. Фактичні відбори вторинної пари із корпусів ВУ, а також продуктивність корпусу і ВУ, з урахуванням парів самовипаровування.

Відбір вторинної пари з 1-го, 2-го та 5-го корпусів ВУ залишається незмінним, оскільки немає пари самовипаровування,

$$\text{Тоді } E_1'' = 57,1 \text{ кг / т, } E_2'' = 99,5 \text{ кг / т, } E_5'' = 34,8 \frac{\text{кг}}{\text{т.}}$$

У розрахунках попередньо приймали $e_3 = 2 \frac{\text{кг}}{\text{т.}}$ Фактично, згідно з таблицею розподілу конденсатів, $e_3 = 0$

Тоді уточнений відбір вторинної пари з 3-го корпусу дорівнює

$$E_3'' = E_3' + 2 = 161,3 + 2 = 163,3 \text{ кг / т.}$$

Попередньо було прийнято $e_4 = 6 \text{ кг / т}$, а визначене фактичне значення пари самовипаровування становить $e_4^{\text{факт}} = 11 \text{ кг / т}$, тоді вказаний відбір вторинної пари з 4-го корпусу дорівнює:

$$E_4'' = 49,2 + 6 - 11 = 44,2 \text{ кг / т}$$

Уточнена фактична продуктивність ВУ становитиме:

$$(W_{\text{ВУ}}^{\text{факт}})'' = E_1'' + 2E_2'' + 3E_3'' + 4E_4'' + 5E_5'' = 57,1 + 2 \cdot 99,5 + 3 \cdot 163,3 + 4 \cdot 44,2 + 5 \cdot 34,8 = 57,1 + 199 + 489,9 + 176,8 + 174 = 1096,8 \text{ кг / т.}$$

Фактична продуктивність ВУ визначається на основі певної кількості пари самовипаровування $(W|_{\text{ВУ}}^{\text{факт}})'' = 1096,8 \frac{\text{кг}}{\text{т}}$, що перевищує необхідну продуктивність ВУ

$$W_{\text{ВУ}}^{\text{необ}} = (W|_{\text{ВУ}}^{\text{факт}})'' - W_{\text{ВУ}}^{\text{необ}} = 1096,8 - 1029,6 = 67,2 \text{ кг / т.}$$

За аналогією за допомогою обчислень, проведених раніше, визначаємо нові значення $(\Delta E_p^{\text{пер}})'$, який повинен забезпечувати умову

$$(W_{\text{ВУ}}^{\text{факт}})'' = W_{\text{ВУ}}^{\text{необ}}$$

Враховуючи що $(\Delta E_p^{\text{пер}})' = 67,2 \text{ кг/т}$, будемо мати 22,4 кг / т.

З урахуванням отриманих нових значень продуктивність ВУ :

$$W_5 = E_5 = 34,8 \text{ кг / т};$$

$$W_4 = E_5 + E_4 = 34,8 + 44,2 = 79 \text{ кг / т};$$

$$W_3 = E_5 + E_4 + E_3 - \Delta E_1^{\text{пер}} = 79 + 163,3 - 22,4 = 219,9 \text{ кг / т};$$

$$W_2 = W_3 + E_2 = 219,9 + 99,5 = 319,4 \text{ кг / т};$$

$$W_1 = W_2 + E_1 = 319,4 + 57,1 = 376,5 \text{ кг / т)}$$

$$(W_{\text{ВУ}}^{\text{факт}})'' = W_{\text{ВУ}}^{\text{необ}} = \sum_{s=1}^5 W_s = 376,5 + 319,4 + 219,9 + 79 + 34,8 = 1029,6 \frac{\text{кг}}{\text{т}}.$$

4.11. Визначення концентрації розчину на виході з корпусу ВУ.

Як було визначено раніше, концентрація соку перед ВУ дорівнює 13,4% .

Концентрація розчину

після першого корпусу:

$$CP_{I\kappa} = \frac{CP_{\text{ПВУ}} \cdot S_{\text{ПВУ}}}{S_{\text{ПВУ}} - W_I''} = \frac{13,4 \cdot 1265}{1265 - 376,5} = \frac{16951}{888,5} = 19,07\%$$

після другого корпусу:

$$CP_{II\kappa} = \frac{16951}{888,5 - W_2''} = \frac{16951}{888,5 - 319,4} = \frac{16951}{569,1} = 29,8\% ;$$

після третього корпусу:

$$CP_{III\kappa} = \frac{16951}{569,1 - W_3''} = \frac{16951}{569,1 - 219,9} = \frac{16951}{349,2} = 48,54\% ;$$

після IV корпусу:

$$CP_{IV\kappa} = \frac{16951}{349,2 - W_4''} = \frac{16951}{349,2 - 79} = \frac{16951}{270,2} = 62,7\% ;$$

після V корпусу:

$$CP_{5\kappa} = \frac{16951}{270,2 - 34,8} = \frac{16951}{235,4} = 72\%.$$

4.12. Температури на ВУ

4.12.1. Визначаємо фактичну теплову потужність окремих корпусів ВУ Q_i , за формулою:

$$Q_i = \frac{W_i^{\text{сек}} \cdot r_i}{1000}, \text{ МВт},$$

де: r_i - теплота випаровування вторинної пари, кДж / кг; $W_i^{\text{сек}}$ – кількість випареної води в і-тому корпусі за секунду, кг / сек, який визначається за формулою:

$$W_i^{\text{сек}} = \frac{W_i \cdot A}{24 \cdot 3600} = \frac{W_i}{14,4} \text{ кг / сек. Для отриманих нових значень продуктивності}$$

корпусів ВУ становлять :

$$W_1^{\text{сек}} = \frac{376,5}{14,4} = 26,15 \text{ кг / сек};$$

$$W_2^{\text{сек}} = \frac{319,4}{14,4} = 22,18 \text{ кг / сек};$$

$$W_3^{\text{сек}} = \frac{219,9}{14,4} = 15,27 \text{ кг / сек};$$

$$W_4^{\text{сек}} = \frac{79}{14,4} = 5,49 \text{ кг / сек};$$

$$W_5^{\text{сек}} = \frac{34,8}{14,4} = 2,42 \text{ кг / сек.}$$

Визначаємо теплову потужність окремих корпусів ВУ:

$$Q_1 = \frac{26,15 \cdot 2168,9}{1000} = 56,72 \text{ МВт};$$

$$Q_2 = \frac{22,18 \cdot 2186,3}{1000} = 48,49 \text{ МВт};$$

$$Q_3 = \frac{15,27 \cdot 2213,2}{1000} = 33,8 \text{ МВт};$$

$$Q_4 = \frac{5,49 \cdot 2233}{1000} = 12,25 \text{ МВт};$$

$$Q_5 = \frac{2,42 \cdot 2266,2}{1000} = 5,48 \text{ МВт.}$$

4.12.2. Приймаємо значення питомої теплової потужності корпусів ВУ, g_i :

1-й корпус - 16 кВт /м²; 2-й корпус - 12 кВт /м², 3-й корпус -10 кВт /м²; 4-й корпус - 8 кВт /м², 5 – ий корпус – 6 кВт/м²

4.12.3. Визначаємо поверхню нагрівання корпусів ВУ, виходячи із зазначеного навантаження корпусів та прийнятого значення їх питомого теплового навантаження:

$$F_i = \frac{W_i \cdot r_i}{g_i}, \text{ м}^2$$

де: r_i - значення питомої теплоти фазового переходу, визначаємо по температурі насичення вторинної пари з i -го корпусу ВУ (відповідно до температурного режиму на ВУ).

$$\text{Тоді: } F_1 = \frac{26,13 \cdot 2168,9}{16} = 3542 \text{ м}^2$$

$$F_2 = \frac{22,17 \cdot 2186,3}{12} = 4039 \text{ м}^2$$

$$F_3 = \frac{15,26 \cdot 2213,2}{10} = 3370 \text{ м}^2;$$

$$F_4 = \frac{5,48 \cdot 2238}{8} = 1533 \text{ м}^2$$

$$F_5 = \frac{2,47 \cdot 2266,2}{6} = 699 \text{ м}^2.$$

4.12.4 Ми приймаємо до використання на 1-5 корпусах ВУ значення стандартних поверхонь нагрівання випарників, $F_{\text{станд}}$.

Для 1-го корпусу ВУ ми приймаємо до установки 2 одноходових випарники з підйомним рухом двофазного потоку, площа поверхні нагріву кожного 1800 м², разом $F_1^{\text{уст}} = 2 \cdot 1800 = 3600 \text{ м}^2$.

Для 2-го корпусу ВУ приймаємо до встановлення 2 однопрохідних випарники з підйомним рухом двофазного потоку, площа поверхні нагріву кожного 2100 м², разом $F_2^{\text{уст}} = 2 \cdot 2100 = 4200 \text{ м}^2$.

Для 3-го корпусу ВУ ми приймаємо до встановлення 2 одноходових випарники з понижуючим рухом двофазного потоку і гравітаційно стікаючою плівкою розчину посередині труб, площа поверхні нагріву кожен 1800 м².

$$\text{Разом } F_3^{\text{уст}} = 2 \cdot 1800 = 3600 \text{ м}^2.$$

Для 4-го корпусу ВУ приймаємо до встановлення 1 однопрохідний ВА з понижуючим рухом двофазного потоку і гравітаційно текучою плівкою розчину посередині труб, площа його поверхні нагрівання дорівнює $F_4^{уст} = 1500 \text{ м}^2$.

Для 5-го корпусу ВУ ми приймаємо для встановлення 1 однопрохідний ВА з понижуючим рухом двофазного потоку і гравітаційно протікаючу плівку розчину в трубах, площа його поверхні нагрівання дорівнює $F_5^{уст} = 1000 \text{ м}^2$

4.12.5. Визначаємо фактичні питомі теплові навантаження, що відповідають прийнятим для монтажу нагрівальних поверхонь ВУ, за формулою:

$$q_i^{\text{факт}} = \frac{Q_i}{F_i^{\text{уст}}} = q_i \cdot \frac{F_i^{\text{порп}}}{F_i^{\text{уст}}}$$

$$\text{Тоді ми матимемо: } q_i^{\text{факт}} = \frac{56,72 \cdot 10^3}{3600} = 15,76 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

$$q_2^{\text{факт}} = \frac{48,49}{4200} 10^3 = 11,54 \text{ кВт/м}^2$$

$$q_3^{\text{факт}} = \frac{33,8}{3600} 10^3 = 9,39 \text{ кВт/м}^2,$$

$$q_4^{\text{факт}} = \frac{12,25}{1500} 10^3 = 8,17 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

$$q_5^{\text{факт}} = \frac{5,48}{1000} 10^3 = 5,48 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

Традиційно приймаючи постійне значення коефіцієнта теплопередачі k_i на кожному з корпусів ВУ, визначаємо фактичну корисну різницю температур у корпусі ВУ:

$$\Delta t_i^{\text{факт}} = \frac{q_i^{\text{факт}}}{q_i^{\text{табл}}} \cdot \Delta t_{\text{табл}}$$

Тоді:

$$\Delta t_1^{\text{факт}} = \frac{15,76}{16} \cdot 6 = 5,9^\circ\text{C}, \Delta t_2^{\text{факт}} = \frac{11,54}{16} \cdot 6 = 5,8^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_3^{\text{факт}} = \frac{9,39}{10} \cdot 6 = 5,6^\circ\text{C}, \Delta t_4^{\text{факт}} = \frac{8,17}{8} \cdot 7 = 7,1^\circ\text{C}, \Delta t_5^{\text{факт}} = \frac{5,48}{6} \cdot 7 = 6,4^\circ\text{C},$$

4.12.6. Складаємо таблицю температурного режиму на ВУ $\Delta t_i^{\text{факт}}$ з урахуванням певних значень, починаючи з фіксованої температури вторинної пари з останнього корпусу. Величина температурного зниження приймається такою ж, як у наведеній таблиці температурного режиму на ВУ.

Таблиця 4.12.6

№№ корпусів	Температура гріючої пари $t_{gr.p.}, ^\circ C$	Корисна різниця температур $\Delta t_{kor.}, ^\circ C$	Температура кипіння, $^\circ C$	Депресія $\Delta, ^\circ C$	Температура вторинної пари, $^\circ C$	Міжкорпусні втрати температури $\Delta t_{vt.}, ^\circ C$	Розрахункова температура вторинної пари біля споживача $t_{втор}^{розр}, ^\circ C$	Нагрівальний пар			Вторинна пара біля споживача		
								Ентальпія гріючої пари $\frac{h_{gr.p.}, \text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентальпія конденсації $\frac{h_{kond}, \text{кДж}}{\text{кг}}$	Теплота конденсації $\frac{h_{gr.p.} - h_{kond.}, \text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентальпія пари $\frac{h_{вт.п.}, \text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентальпія конденсації $\frac{(h_{вт.п.}^{конд.})^*, \text{кДж}}{\text{кг}}$	Теплота конденсації вт. пари $\frac{h_{вт.п.} - h_{вт.п.}^{конд.}, \text{кДж}}{\text{кг}}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	139.3	5.9	133.4	1.6	131,8	1	130	2733,1	576.1	2157	2720,7	533,5	2187,2
2	131,9	5.8	125	2.6	122.4	1	120	2721,9	540,1	2181,8	2706,6	491	2215,6
3	122.3	5.6	115,8	1.3	114,5	1	112	2712,9	500	2212,9	2694,8	457	2237,8
4	114	7.1	106.4	2.6	103,8	1	102	2697	465	2232	2679,5	414,9	2264,6
5	103.4	6.4	96.4	4.5	91,9	-	90	2683,8	420,7	2263,1	2660,3	364,3	2296

Зі складеної табл. 4.12.6 видно, що температура грійної пари в першому корпусі ВУ $t_{гр,п}^{Ik} = 139,3^{\circ}\text{C}$.

4.13 Визначення споживання теплової енергії та необхідної теплової потужності для задоволення технологічних потреб цукрового заводу.

4.13.1 Розрахункова питома витрата теплової енергії, $Q_{техн}^{розр}$

Завод отримує технологічну пару від ТЕЦ у кількості, яка відповідає потребам ВУ та інших споживачів цієї пари.

Кількість теплоти, що надходить на установку з технологічною парою з ТЕЦ, становить:

$$Q'_{зав} = (D_{ву} + D_{інші}) h''_{прот, \frac{\text{кДж}}{\text{т}}},$$

де: $D_{інші} = 43 \text{ кг / т}$; $D_{ву} = W_1 = 374,9 \text{ кг/т}$; $h''_{прот}$ – ентальпія технологічної пари, яка отримується після охолоджуючого агрегату турбіни в результаті охолодження перегрітої пари, що виходить після турбіни, а також сухої насиченої пари після редукційно-охолоджуючої установки. Тиск сухої насиченої пари $p_{прот}$ однаковий і визначається як: $p_{прот} = p_{ПВУ} + 0,22 \text{ бар}$, де 0,22 бар - втрата тиску під час руху пари від ТЕЦ до 1-го корпусу ВУ.

У свою чергу, тиск, що відповідає температурі нагрівальної пари ($139,3^{\circ}\text{C}$) на 1-му корпусі ВУ із скоригованої таблиці температурного режиму на ВУ, становить 3,55 бар.

$$\text{Звідки } p_{прот} = 3,55 + 0,22 = 3,77 \text{ бар}$$

Ентальпія, що відповідає тиску 3,77 бар $h''_{прот} = 2735,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}^{\circ}\text{C}$, а температура насичення - $145,5^{\circ}\text{C}$.

Таким чином, із технологічною парою підприємство отримує теплоту у кількості:

$$Q'_{зав} = (374,9 + 43) \cdot 2735,9 = 1,143 \cdot 10^6 \text{ кДж / т.}$$

Частина теплоти, що надходить від ТЕЦ на станцію, повертається до ТЕЦ як теплота конденсату, необхідна для подачі на парові котли у кількості $Q_{конд}^{пов}$

Конденсат, що повертається на ТЕЦ

$$G_{конд}^{пов} = 1,25 \cdot [D_{ву} + D_{інші}] = 1,25 (374,9 + 43) = 1,25 \cdot 417,9 = 522,4 \text{ кг / т.}$$

Зокрема, повернутий конденсат відпрацьованої пари, який відбирається з конденсатозбірника ZK-R, перекачується через нагрівач соку перед ВУ 1-ї групи і надходить на ТЕЦ. Його навантаження $(G|_{\text{конд}^{\text{пов}}})_{\text{рет}} = 374,9 + 33 = 407,9 \text{ кг / т}$, а його температура після нагрівача $101,6^{\circ}\text{C}$.

Кількість конденсату вторинної пари 1-го корпусу, яка повинна надходити до ТЕЦ, дорівнює: $(G|_{\text{конд}^{\text{пов}}})_{1\text{к}} = 522,4 - 407,9 = 114,5 \text{ кг / т}$.

Оскільки ТЕЦ оснащена повітряними деаераторами з робочою температурою $104,8^{\circ}\text{C}$, температура конденсату до ТЕЦ повинна бути рівною 100°C . Це необхідно для того, щоб забезпечити використання теплоти пари від безперервного очищення та від 100 до 104°C .

Повернення конденсату з температурою більше 100°C призведе до втрат теплоти очищенням від деаератора, а її кількість дорівнює різниці між реальною температурою повернення конденсату і 100°C . Тому ентальпію конденсату, що повертається, розрахована для 100°C :

$$h_{\text{конд}}^{\text{пов}} = 100 \cdot 4,19 = 419 \text{ кДж / кг}.$$

Тоді кількість теплоти, що повертається до ТЕЦ з конденсатом, дорівнює:

$$Q_{\text{конд}}^{\text{пов}} = G_{\text{конд}}^{\text{пов}} h_{\text{конд}}^{\text{пов}} = 522,4 \cdot 419 = 0,219 \cdot 10^6 \frac{\text{кДж}}{\text{т}}.$$

4.13.2. Фактичне питоме споживання теплової енергії на переробку цукрових буряків :

$$Q_{\text{техн}}^{\text{факт}} = Q'_{\text{зав}} Q_{\text{конд}}^{\text{пов}} 10^6 = 1143 \cdot 0,219 \cdot 10^6 = 0,924 \cdot 10^6 \text{ кДж / т буряків}.$$

Можливі відхилення фактичного технологічного режиму від розрахункового враховують введенням коефіцієнта $1,1$ до фактичного питомого споживання при визначенні розрахункового споживання теплової енергії на технологічні потреби, тобто: $1,1 \cdot 0,924 \cdot 10^6 = 1,016 \cdot 10^6 \text{ кДж / т буряка}$

Таким чином, розрахункова питома витрата теплової енергії на технологічні потреби заводу дорівнює $35,6 \text{ кг / т}$.

4.13.2.1. Визначаємо фактичну питому витрату звичайного $\Delta b_{\text{тепл}}^{\text{уп}}$ палива для виробництва теплової енергії для переробки цукрових буряків:

$$\Delta b_{\text{тепл}}^{\text{уп}} = \frac{Q_{\text{техн}}^{\text{розн}}}{(Q_{\text{н}}^{\text{р}})^{\text{уп}} \eta_{\text{п.г.т.р}}} = \frac{1,016 \cdot 10^6}{29300 \cdot 0,9 \cdot 0,98} = 39,3 \text{ кг / т}.$$

Питоме споживання природного газу $Q_n^p = 35000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, дорівнює:

$$\Delta b_{\text{тепл}}^{\text{пр.газу}} = 39,3 \cdot \frac{29300}{35000} = 32,9 \text{ кг / т.}$$

4.13.3. Визначаємо кількість технологічної пари, яку цукровий завод повинен отримувати від ТЕЦ:

$$D_{\text{техн}} = A \frac{1,1}{24 \cdot 10^3} = \frac{1,1 \cdot 6000}{24 \cdot 10^3} \cdot 417,9 = 114,92 = \text{т / рік}$$

4.14. Забезпечення цукрового заводу технологічною парою.

Джерелами технологічної пари, яка надходить на станцію з ТЕЦ, є парова турбіна, яка працює із зворотним тиском (тиск пари після турбіни вище атмосферного), та редукційно-охолоджувальний агрегат (РОУ).

Турбогенератор, частиною якого є парова турбіна, може працювати за тепловим або електричним графіком.

4.14.1. При роботі турбогенератора за електричним графіком після парової турбіни отримуємо технологічну пару в кількості, що $D_{\text{турб}}^{\text{техн.}}$, визначається за формулою:

$$D_{\text{турб}}^{\text{техн.}} = \frac{N_{\text{год}} \cdot 3600 \cdot (1 + \beta_{\text{ОУ}})}{\eta_{\text{ем}}}$$

У цій формулі:

$N_{\text{год}} = N_{\text{пит}} \cdot A_{\text{год}}$, - погодинне споживання електричної енергії для переробки цукрових буряків, кВт · год / год,

де: $N_{\text{пит}} \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{тоннбур.}}$ - питоме споживання електроенергії для переробки цукрових буряків,

$A_{\text{год.}} = \frac{6000}{24} = 250 \frac{\text{тоннбур.}}{\text{год.}}$ – погодинна продуктивність заводу; $N_{\text{год}} = 25 \cdot 250 = 6250 \text{ кВт} \cdot$

рік / рік; $\eta_{\text{ем}}$ -електромеханічна ефективність турбогенератора , приймаємо $\eta_{\text{ем}} 0,96$; h_o - ентальпія пари перед турбіною, яка при тиску пари 35 бар і температурі 435 ° С дорівнює 3330 кДж / кг; $h_{\text{прот}}$ - ентальпія пари на виході з проточної частини турбіни, кДж / кг (визначається за результатами побудови в координатах hS робочого процесу розширення пари в турбіні від початкового стану, точки О ($p = 35 \text{ бар}$, $t = 435 \text{ C}$), до кінцевого стану, точки 2).

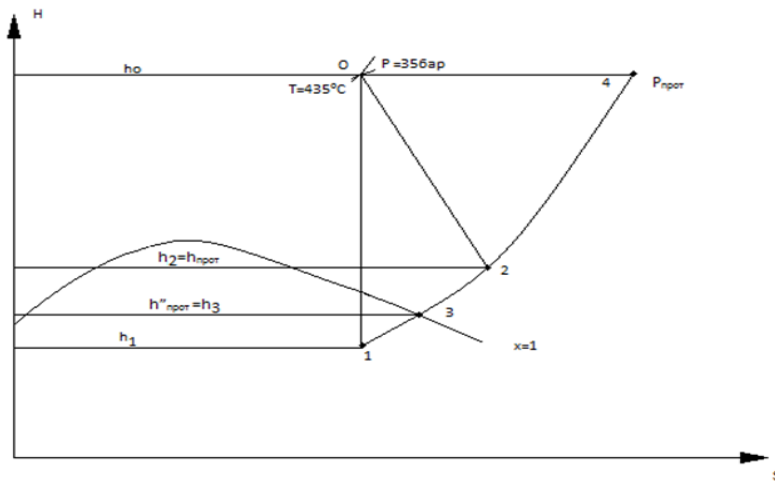


Рис. 16. Робочий процес розширення пари в турбіні

Припустимо, що відносний внутрішній показник ефективності парової турбіни дорівнює 0,74. Це відношення кількості теплоти, яке в реальному процесі розширення пари перетворюється на механічну енергію обертання ротора турбіни до кількості теплоти, яке перетвориться на механічну енергію, якби процес розширення пари в проточна частина турбіни була ідеальною (адіабатичною).

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{h_0 - h_2}{h_0 - h_1}$$

$$\text{Звідси: } h_2 = h_0 - \eta_{\text{вн}} \cdot (h_0 - h_1)$$

де h_1 - ентальпія пари в кінці теоретичного процесу розширення пари. Точка 1 - це точка перетину вертикалі, що опускається з точки 0 до ізобари $p_{\text{прот}}$. Точка 1 відповідно до осі ентальпії $h_1 = 2744 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Тоді: $h_2 = 3330 - 0,74 \cdot (3330 - 2744) = 3330 - 0,74 \cdot 586 = 3330 - 433,7 = 2896,3 \text{ кДж / кг}$.

З точки 1 на осі u , що відповідає отриманому значенню, проводиться горизонтальна лінія до перетину із ізобарою $p_{\text{прот}}$ в точці 2, яка характеризує фактичний стан пари на виході з проточної частини турбіни. $h_2 = h_{\text{прот}} = 2896,3 \text{ кДж/кг}$

Оскільки пара у т.2 перегріта, її охолодження до стану сухої насиченої пари здійснюється в охолоджувальному агрегаті (ОП) турбіни з живильною водою після подавальних насосів (процес 2-3). Максимально можливий тиск цієї води необхідний для якнайтоншого подрібнення (до стану "туману"), щоб за

мінімальний час контакту перегрітої пари і подрібненої води остання могла прогрітися від початкової температури (близько 104°C для деаераторів атмосферного тиску) до температури насичення, що відповідає тиску в ОП (практично, протитиску). Тільки тоді краплі подрібненої води закипають і утворюють додаткову кількість пари β_{oy} (а в ROU - β_{POU}).

Насправді кількість живильної води, що подається для охолодження пари в ОУ та РОУ, на 20% більше кількості води, яка випаровується, утворюючи додаткову кількість сухої насиченої пари (це необхідно для надійного охолодження перегрітої пари з перегрітої пари до сухої насиченої). Таким чином, для отримання 1 кг додатково утвореної сухої насиченої пари необхідно, щоб 1200 гр живильної води надходило в ОР та РОУ, 200 грамів якої лише нагріваються до температури $t_{ж.в.}$ і постійно скидаються у дренаж низького тиску.

Кількість додатково утвореної пари на 1 кг пари, що надходить після турбіни в ОУ, визначається з рівняння:

$$\beta_{oy} = \frac{2896,3 - 2735,9}{(2735,9 - 435,76) + 0,2 \cdot (591 - 435,76)} = \frac{160,4}{2300,14 + 0,2 \cdot 155,24} = 0,069 \frac{\text{кг додатково утв. пари}}{\text{на 1 кг пари після турб.}}$$

У редуційно-охолоджувальному агрегаті (RCP) пара після парових котлів, що мають ті самі параметри, що пара перед турбіною (точка О на діаграмі hS), спочатку подається до протитиску турбіни (лінія 0-4 на діаграмі hS), а потім ізобарно охолоджується до стану сухої насиченої пари (точка 3 на діаграмі hS).

Кількість додатково утвореної сухої насиченої пари на 1 кг пари, що надходить у ROU після парових котлів, визначається з рівняння:

$$\beta_{POU} = \frac{h_0 - h''_{\text{прот}}}{(h''_{\text{прот}} - t_{ж.в.}) + 0,2(h'_{\text{прот}} - t_{ж.в.})} = \frac{3330 - 2735,9}{(2735,9 - 435,76) + 0,2(591 - 435,76)} = \frac{594,1}{2390,14 + 0,2 \cdot 155,24} = 0,25 \frac{\text{кг додатково утв. пари}}{\text{на 1 кг пари після турб.}}$$

4.14.1.1. Підставивши всі визначені значення, наведені на початку пункту 14.1. формула визначається: $D_{\text{турб}}^{\text{техн}}$

$$D_{\text{турб}}^{\text{техн}} = \frac{6250 \cdot 3600 \cdot (1 + 0,069)}{(3330 - 2896,3) \cdot 0,96 \cdot 10^3} = 57,8 \text{ т / рік.}$$

Кількість технологічної пари, яку необхідно отримати після РОУ, дорівнює:

$$D_{\text{техн}}^{\text{РОУ}} = D_{\text{техн}} - D_{\text{техн}}^{\text{турб}} = 114,92 - 57,8 = 57,12 \frac{\text{т}}{\text{год}}$$

4.14.1.2. Визначаємо кількість пари, яка повинна надходити до парової турбіни $D_{\text{турб}}$, і в $D_{\text{РОУ}}$, після парових котлів:

$$D_{\text{турб}} = \frac{D_{\text{техн}}^{\text{турб}}}{1 + \beta_{\text{oy}}} = \frac{57,8}{1 + 0,069} = 54,07 \text{ т / рік};$$

$$D_{\text{РОУ}} = \frac{D_{\text{техн}}^{\text{РОУ}}}{1 + \beta_{\text{РОУ}}} = \frac{57,12}{1 + 0,25} = 45,7 \text{ т / рік}.$$

4.14.1.3. Визначаємо загальну продуктивність парових котлів ТЕЦ $D_{\text{ТЕЦ}}$ за умови, що споживання пари після парових котлів для власних потреб ТЕЦ становить 4% від загальної витрати пари в турбіні та в РОУ, тобто:

$$D_{\text{сум}} = D_{\text{турб}} + D_{\text{РОУ}} = 54,07 + 45,7 = 99,77 \text{ т / рік}.$$

$$D_{\text{ТЕЦ}}^{\text{вл.п.}} = 0,04 \cdot D_{\text{сум}} = 0,04 \cdot 99,77 = 3,99 \frac{\text{т}}{\text{год}},$$

$$D_{\text{ТЕЦ}} = D_{\text{сум}} + D_{\text{ТЕЦ}}^{\text{вл.п.}} = 99,77 + 3,99 = 103,76 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

4.14.2. При роботі турбіни за тепловим графіком вся технологічна пара, необхідна для роботи установки, отримується після ОП парової турбіни з редукційним та охолоджувальним агрегатом.

4.14.2.1. Електрична потужність турбогенератора буде дорівнювати:

$$N_{\text{ген}} = D_{\text{технем}}, \text{ кВт}$$

Отримане значення перевищує необхідну для роботи електростанції установки турбогенератора, яка визначена на початку пункту 14.1. і дорівнює

$$N_{\text{ген}} N_{\text{год}} N_{\text{год}} = 6250 \text{ кВт}.$$

Надлишок електроенергії в кількості кВт слід використовувати для погодинного подавання електроенергії до електричної мережі в кількості за годину. $\Delta N = N_{\text{ген}} - N_{\text{год}} = 12433 - 6250 = 6183 \text{ кВт} \cdot \text{год}$

4.14.2.2. Визначаємо кількість пари, яка повинна надходити до парової турбіни $D_{\text{турб}}$ після парових котлів :

$$D_{\text{турб}} = \frac{D_{\text{техн}}}{1 + \beta_{\text{oy}}} = \frac{114,92}{1 + 0,069} = 107,5 \text{ т / рік}.$$

4.14.2.3. Визначаємо загальну продуктивність парових котлів ТЕЦ за умови, що витрата пари після парових котлів для власних потреб ТЕЦ становить 4% від витрати пари в турбіні, тобто:

$$D_{\text{ТЕЦ}}^{\text{вл.п.}} = 0,04 \cdot D_{\text{турб}} ,$$

$$D_{\text{ТЕЦ}} = D_{\text{турб}} + D_{\text{ТЕЦ}}^{\text{вл.п.}} = (1 + 0,04) \cdot D_{\text{турб}} = 1,04 \cdot 107, = 111,8 \frac{\text{Т}}{\text{год}}$$

4.14.2.4. Визначаємо фактичне питоме споживання звичайного умовного та реального палива для виробництва електроенергії, необхідних для переробки цукрових буряків (питома витрата електроенергії $N_{\text{пит}} = 25 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{т буряка}$):

$$b_{\text{е}}^{\text{уп}} = \frac{N_{\text{пит}} \cdot 3600}{(Q_{\text{н}}^{\text{р}})^{\text{уп}} \cdot \text{п.г.емтр}} = \frac{25 \cdot 3600}{29300 \cdot 0,9 \cdot 0,96 \cdot 0,98} = 3,62 \text{ кг/т}$$

Питома витрата природного газу дорівнює: $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 35000 \text{ кДж/м}^3$

$$b_{\text{е}}^{\text{пр.газ}} = 3,62 \cdot \frac{29300}{35000} = 3,06 \text{ м}^3 / \text{т} .$$

4.14.2.5. Загальна питома витрата звичайного та реального (природного газу) палива для виробництва теплоти та електроенергії:

$$b^{\text{уп}} = \Delta b_{\text{е}}^{\text{уп}} + \Delta b_{\text{тепл}}^{\text{уп}} = 3,62 + 39,3 = 42,92 \text{ кг} / \text{т} .$$

$$b^{\text{пр.газ}} = \Delta b_{\text{е}}^{\text{пр.газ}} + \Delta b_{\text{тепл}}^{\text{пр.газ}} = 3,06 + 32,9 = 35,96 \text{ м}^3 / \text{т} .$$

5. Економічна ефективність предмета дослідження

Вихідні дані:

- 1) Завод має потужність 6000 тонн буряків на добу.
- 2) Температура соку, що надходить у нагрівач $t_{\text{соку}}^{\text{початк}} = 88^{\circ}\text{C}$.
- 3) Температура соку після нагрівача.

3.1) При використанні решофера (трубчастого)

Температура нагрівальної пари на нагрівачі - вторинна пара 3-го ходу $t = 112^{\circ}\text{C}$; кінцева температура соку після нагрівача (за умови нагрівання соку до $\Delta t_{\text{над}} = 6^{\circ}\text{C}$) $t_{\text{соку}}^{\text{кінц}} = 112 - 6 = 106^{\circ}\text{C}$

3.2) При використанні пластинчастого нагрівача.

Недогрітий сік до температури грійної пари $\Delta t'_{\text{нед}} = 2^{\circ}\text{C}$

кінцева температура соку після нагрівача

$$(t_{\text{соку}}^{\text{кінц}})' = 112 - 2 = 110^{\circ}\text{C}$$

Таким чином, використання пластинчастої структури дозволяє збільшити використання вторинної пари 3-го корпусу на величину.

$$\Delta E_3 = \frac{S_{\text{пву}} * c * \Delta t'}{r_{\text{IIIк}}} = \frac{1265 * 4.19 * (110 - 106)}{2209} = 9.6 \text{ кг/т}$$

$$t_{\text{соку}}^{\text{кінц}'} - t_{\text{соку}}^{\text{кінц}} = 110 - 106 = 4^{\circ}\text{C}$$

Припускаємо, що до використання пластинчастих нагрівачів використовували трубчасті нагрівачі, пара у кількості 9,6 кг / т бралася з 2-го корпусу. Пластинчастий нагрівач дозволив перенести відбір з 2-го корпусу в кількості 9,6 кг \ т на 3-й корпус. Завдяки цьому продуктивність випарника зростає $\Delta W_{\text{ву}} = (3-2) 9,6 = 9,6 \text{ кг / т}$

Це дозволяє зменшити відбори пари $\Delta D_{\text{к}}$ з останнього корпусу 5-корпусного ВУ на величину, визначену з рівняння:

$$5\Delta D_{\text{к}} = \Delta W_{\text{ву}} = 9.6 \text{ кг/т}, \text{ звідси } \Delta D_{\text{к}} = 1.92 \text{ кг/т}$$

Таким чином, споживання пари на ВУ зменшиться на величину

$$\Delta D_{\text{ву}} = \Delta D_{\text{к}} = 1.92 \text{ кг/т}$$

Розрахунок проводимо для режиму роботи на природному газі $Q_p^H = 3500 \text{ кДж/м}^3$ з тепловою потужністю, яку отримаємо завдяки установці пластинчастого обігрівача

$$\Delta b = \frac{\Delta D_{\text{ву}} * h''}{Q_p^H}, \frac{\text{м}^3 \text{газу}}{\text{т.буряків}}$$

h'' - ентродія вторинної пари 3-го випадку.

Згідно з таблицею температури рідини на ВУ (таблиця 6.1) $h'' = 2694,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$\Delta b = \frac{1.92 * 2694.8}{3500} = 0.148 \text{ м}^3/\text{т}$$

При добовій продуктивності заводу $A = 6000$ тонн буряків на добу і тривалість виробничого сезону 100 днів

$$\Delta B = \Delta b * A * 100 = 0.148 * 6000 * 100 = 88800 \text{ м}^3$$

Розглянемо існуючу на більшості цукрових заводів 5-ти корпусну ВУ, в яку перетворилась поширена раніше 4-х корпусна ВУ з конденсатором. Конденсатор перетворився в повноцінний 5 корпус, що працює з певним надходженням пари в барометичний конденсатор у кількості D_k .

Витрата пари на таку ВУ дорівнює :

$$D_k = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 + D_k ,$$

а продуктивність ВУ

$$W_{\text{ВУ}}^{\text{факт}} = W_{\text{ВУ}}^{\text{необх}} = S_{\text{ПВУ}} \left(1 - \frac{CP_{\text{ПВУ}}}{CP_{\text{скр}}} \right) = E_1 + 2E_2 + 3E_3 + 4E_4 + 5E_5 + D_k$$

Як приклад, розглянемо економічну ефективність встановлення пластинчастих підігрівників як підігрівників III-ої групи попередньо дефекованого соку перед основною гарячою дефекацією при прогресивній попередній дефекації. Згідно технічних регламентів? необхідно нагріти суміш дифузійного соку і поверненого на попередню дефекацію соку I-сатурації, або суспензію соку після фільтрів необхідно нагріти від температури суміші t_c до 90°C . Теплоносій вторинної пари 5-го корпусу при оптимальній попередній дефекації необхідно в 4-х групах підігрівників нагріти до $88-90^\circ\text{C}$, а дифузійний сік, що реалізується відповідно до нагрівання суміші при прогресивній попередній дефекації.

Енергетично доцільно, зокрема з точки зору максимального використання теплоти вторинних енергоресурсів, реалізувати 4-х ступеневе нагрівання соку в 4-х групах підігрівників. При цьому в якості теплоносіїв використовують : вторинну пару вакуум-апаратів (вона ж – утфельна пара) для підігрівника 1-ої групи; теплоту конденсаторів останніх корпусів випарної установки ВУ для підігрівників 2-ої групи ; теплоту вторинної пари 5-ого корпусу ВУ для підігрівників 3-ої групи; теплоту вторинної пари 4-ого корпусу ВУ для нагрівання соку до заданих технологічним регламентом 90 °С.

Пластинчасті підігрівники завдяки більш високій інтенсивності тепловіддачі від пластин до соку, що нагрівається, спроможні, порівняно з трубчастим багатоходовим чи секційним підігрівником, звести до мінімуму в 2-4 °С різницю температури насичення грійної пари і кінцевої температури соку(тоді як в трубчатих підігрівниках ця різниця на 4-6 °С більша). Таким чином в пластинчастому підігрівнику, де використовується як підігрівник 3 групи соку перед основною гарячою дефекацією(або дифузійного соку), додатково можна нагріти сік на 5-6 °С.

Тоді відбір вторинної пари з 5-ого корпусу ВУ на цей підігрівник збільшиться на величину ΔE_5 , яку можна визначити як :

$$\Delta E_5 = \frac{S_{\text{соку}} \cdot c \cdot 6}{r_{5k}} ;$$

На таку величину зменшується відбір вторинної пари з 4-ого корпусу.

При цьому продуктивність ВУ, яка має залишитися незмінною, зменшиться на величину $\Delta W_{\text{ВУ}} = 4\Delta E_5 + 5\Delta E_5 = \Delta E_5$

Таке збільшення продуктивності ВУ слід компенсувати зменшенням надходження вторинної пари 5-ого корпусу в барометричний конденсатор на величину ΔD_k , яка доівноватиме

$$5\Delta D_k = \Delta E_5, \text{ звідки: } \Delta D_k = \frac{1}{5}\Delta E_5$$

Витрата пари на випарну установку дорівнює сумі величин нових відборів з корпусів ВУ; що забезпечують незмінність $W_{\text{ВУ}}$

$$D'_{\text{ВУ}} = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 - \Delta E_4 + E_5 + \Delta E_4 + D_k - \Delta D_k = D_{\text{ВУ}} - \Delta D_k = D_{\text{ВУ}} - \frac{1}{5}\Delta E_5$$

Зменшення витрати пари на ВУ дорівнює :

$$\Delta D_{\text{ВУ}} = D_{\text{ВУ}} - D'_{\text{ВУ}} = \frac{1}{5} \Delta E_5 .$$

Для заводу, у якого кількість соку, що нагрівається, дорівнює $S = 1594$ кг/т (з прикладу розрахунку посібника «Основи теплотехнології цукрового виробництва») при збільшенні нагрівання соку в пластинчатому підігрівнику на 6 С збільшення відбору з 5-корпусу зросте на

$$\Delta E_5 = \frac{1594 \cdot 4.19 \cdot 6}{2234.6} = 17.9 \text{ кг/т},$$

А зменшення витрати пари на ВУ : $\Delta D_{\text{ВУ}} = \frac{1}{5} * 17.9 = 3.58 \text{ кг/т}$

Для заводу продуктивністю 6000 тонн за добу та тривалості виробничого сезону 100 діб, при вартості газу 7000 гр за 1000 м³ та $(q_p^n)_{\text{газу}} = 3500 \text{ кДж/м}^3$ матимемо ефективність

$$\frac{2234.6 * 6000 * 100 * 3.58}{3500 * 0.9 * 0.96} = 163 \text{ тис. газу м}^3 / \text{сезон}$$

6. Охорона праці

Вимоги безпечної експлуатації підбирачів розсипів буряків

1. На правій і лівій сторонах поворотної рами гідрокрану та стріли вантажного устаткування зображують попереджувальний напис: «Під стрілою не стояти!». Керування краном проводиться з землі або стоячи на підніжжі. Під час роботи крана забороняється стояти під стрілою.

2. На бокових стінках ковша і на задній стінці рами гідрокрану наносять попереджувальні смуги.

3. Механізм згортання панелей встановлюють на підбирач у випадку необхідності розкривання кагатів. Після закінчення робіт механізм демонтується.

4. Кожний підбирач обладнується блокуючими пристроями, які виключають запуск двигуна при включеній передачі. Запуск двигуна проводиться з кабіни трактора стартером.

5. Труба з гаком фіксується у напрямних опорах в двох крайніх положеннях фіксатора.

6. У процесі експлуатації підбирача слідкують за станом з'єднувальних шлангів і ущільнень.

7. Під час навантаження чи розвантажування забороняється переносити вантаж над людьми.

Вимоги безпечної експлуатації бурякоподавачів

1. Всі елементи бурякоподавача огорожуються для запобігання зіскакування канату.

2. Не допускається перебування водіїв автомобілів в небезпечних зонах гідрозмиву під час розвантаження цукрового буряка.

Вимоги безпечної експлуатації ліній для визначення забрудненості та цукристості буряків

1. На станині пробовідбірника зображуються попереджувальні написи, які вказують заходи безпеки під час його обслуговування.

2. На роздрібнювачеві буряків для запобігання пуску електродвигуна з відкритим валом та ножами передбачають блокування, що дозволяє запускати двигун тільки після того, як апарат роздрібнювача опущений у дигестаційний стакан і підтиснутий до упору.

Вимоги безпечної експлуатації елеваторів

1. Елеватори обладнуються звуковою сигналізацією, яка випереджає їх пуск.

2. Елеватори повинні бути обладнані механізмом аварійної зупинки механічних та автоматизованих процесів.

Вимоги безпечної експлуатації уловлювачів важких домішок, гичко-соломоуловлювачів та хвостикоуловлювачів

1. Уловлювачі важких домішок по периметру оснащують спеціальним сітчастим огородженням.

2. Гичкосоломоуловлювачі огороджують з усіх сторін сітчастим огородженням на металевому каркасі.

3. Кут нахилу стінки фартуха гичкосоломоуловлювача повинен становити не менше 55° до горизонту.

4. Ротаційні хвостикоуловлювачі огорожують металевою сіткою. Огородження зйомне.

Вимоги безпечної експлуатації регуляторів для подавання буряків

Обертові частини регулятора закривають суцільним огороженням.

Вимоги безпечної експлуатації буряконасосів

1. Напрямок обертання ротора насосів позначають стрілкою на корпусі насоса.

2. Після ремонту буряконасоси перевіряють на статичне балансування.

3. На видному місці біля буряконасосів вивішують напис: «Обережно. Включається автоматично».

Вимоги безпечної експлуатації бурякомийок

1. Рухомі і обертаючі частини бурякомийки (муфти, валки, шнеки, ланцюгові передачі) закривають суцільним огороженням.

2. Корито бурякомийки огорожується по периметру вертикальною решіткою.

3. На видному місці біля бурякомийки, якою управляють з пульта, вивішується плакат з попереджувачим написом: «Обережно, включається автоматично!».

Вимоги безпечної експлуатації бурякорізок

1. Для очищення бурякорізних ножів у робочому стані за допомогою продувки використовують стиснуте повітря під тиском.

2. Бурякорізки укомплектовують:

шибером з механічним приводом, який запобігає надходженню буряків в бурякорізку у разі її зупинки для ремонту;

пристроєм для повільного повороту диска або завитка вручну під час очищення і заміни ножових рам.

3. Кут нахилу стінки завантажувального бункера для буряків має бути не менше кута природного відкосу буряків.

4. Всі рухомі частини бурякорізки огорожують жорстким закріпленим суцільним огороженням.

5. Ремонт бурякорізок здійснюється при порожньому бункері.

6. Перевірка міцності зварних швів бурякорізок проводиться щорічно, шляхом технічних обстежень в тому числі дефектоскопії, товщинометрії, тощо.

Вимоги безпечної експлуатації дифузійних установок

1. Кільцевий скребковий конвеєр для виведення жому із дифузійного апарата колонного типу огорожується металевою сіткою.

2. Оглядові вікна на майданчику вивантажувального пристрою дифузійних апаратів нахилоного типу мають бути огорожені.

3. Для аварійних робіт у середині апарата корпус нижньої частини обладнують люками з завісами, які мають спеціальні ручки.

4. Ошпарювачі ротаційних дифузійних апаратів огорожують металевою сіткою над підлогою.

5. В огороженнях приводу дифузійних апаратів нахилоного типу передбачають люки для огляду ланцюгів.

6. Посудини і мірники для подавання формаліну розміщуються в окремому приміщенні. Роботи із використанням хімічних речовин проводяться із застосуванням відповідного спеціального взуття, спеціального одягу та інших ЗІЗ з урахуванням вимог безпеки під час роботи з хімічними речовинами.

7. Дифузійні апарати укомплектовують щитами електроустаткування і автоматизації, а також контрольно-вимірювальними приладами і пристроями для сигналізації.

8. На люках дифузійних апаратів встановлюють металеві решітки, з надійним закріпленням.

9. Крани для відбору проб комплектують механізмами для їх плавного відкриття.

Вимоги безпечної експлуатації жомовіджимних пресів

1. Преси укомплектовуються запобіжними пристроями, які забезпечують відключення приводу і припинення подачі жому при перевантаженнях електродвигуна.

2. Кожухи пресів не допускають просочування та розливання рідини.

3. Не допускається просочування та розливання рідини з кожухів пресів.

4. Для запобігання падіння працівників, яму для зберігання сирого жому огорожують по всьому периметру суцільним високим огороженням висотою не менше 1,1 м.

Вимоги безпечної експлуатації підігрівників

1. Кожухотрубні підігрівники обладнуються пристроєм для легкого відкривання і закривання кришок та спускними кранами з кожного ходу соку.

2. Очищення підігрівників проводять хімічним або механічним способом.

3. Перед механічним очищенням підігрівник відключають від усіх трубопроводів.

Під час очищення підігрівника знаходитись під ним забороняється.

4. Для очищення труб, поверхні нагрівання підігрівника обладнують стаціонарними або пересувними майданчиками з драбинами, а також лійкою з гнучким шлангом для зливання залишків рідини з підігрівника.

5. Для спуску конденсату під час експлуатації та зупинки підігрівників, встановлюють крани.

Вимоги безпечної експлуатації апаратів дефекації, I і II сатурації

1. Конструкція апаратів I і II сатурації унеможлиблює проникнення сатураційного газу в зону обслуговування.

2. Не допускається проникнення сатураційного газу в зону обслуговування із апаратів I і II сатурації.

3. Переливні ящики апаратів I і II сатурації щільно закриваються кришками і з'єднуються витяжною трубою з верхньою частиною апарата. Кришки ящиків зйомні.

4. Апарати I і II сатурації обладнуються трубопроводом для чересного зливу з переливного ящика; діаметр чересної труби повинен дорівнювати або бути більшим діаметра трубопроводу від сатуратора до переливного ящика.

5. Очищення апаратів дефекосатурації відбувається механічним виведенням накипу або засобами для хімічного очищення. За необхідності використовується ручна праця із дотриманням відповідних заходів безпеки.

6. Перед початком виробничого сезону трубопроводи сатураційного газу від насосів до сатураторів оглядаються візуально та перевіряються на герметичність.

Вимоги безпечної експлуатації відстійників для очистки соку

1. Переливні камери відстійників закриваються кришками, які знімаються, і обладнані патрубками для з'єднання з місцевою системою відсмоктування.

2. Краники для відбирання проб соку і суспензії із відстійників встановлюються в зручних для обслуговування місцях і забезпечують безпечність під час відбирання проб.

3. Для зручності та безпечності обслуговування кожна секція відстійника має люки-лази з кришками, які знімаються або відкидаються.

Вимоги безпеки під час подавання, очистки і мийки буряків

1. Процеси мийки буряків і підготування до сокодобування проводяться в опалюваних приміщеннях, обладнаних припливно-витяжною вентиляцією.

2. Прорізи у місці входу гідравлічного транспортера в приміщення мийки, а також у місці виходу транспортера вилучення відходів обладнують шлюзами, які перешкоджають проникненню холодного зовнішнього повітря у приміщення.

3. Мийне відділення обладнується каналізацією, що забезпечує відведення всіх стічних вод.

Для відведення води безпосередньо від мийок розміщують стічні канами, які закриваються зверху закріпленою решіткою.

4. Вилучення каміння, піску, гички, соломи та інших домішок із мийного відділення - механізоване.

5. Каменеуловлювачі і піскоуловлювачі бурякомийок обладнують дистанційним управлінням.

6. Уловлювання, мийка, сортування та вилучення хвостиків і уламків - механізоване.

7. Процес мийки буряків виключає розливання і розбризкування води, забрудненість робочих місць і виробничих ділянок сторонніми домішками.

8. Перед бурякоелеваторами установлюють водовіддільник або інші пристрої, які забезпечують повне відділення води від буряків.

9. Мийне відділення обладнують пультом дистанційного управління, приводами всього устаткування і пульсуючими (регулюючими) шиберами тракту подачі.

Висновки

1. Нагрівання напівпродуктів цукрового виробництва зорганізується таким чином, щоб:

1.1 Забезпечити передбачений технологічним регламентом температурний режим на всіх етапах теплотехнологічного процесу

1.2 Конструкція теплообмінників повинна враховувати теплофізичні особливості речовини, що нагрівається (зокрема, пароконтактні підігрівники жомопресової і барометричної води, працюють в безнакипному режимі), серед яких важливе значення має накипеутворення. Крім того, залежно від теплоносіїв, що використовуються для конкретного підігрівника, вони можуть бути паросоковим та конденсатно-соковим.

1.3 Кожний підігрівник являє собою елемент теплотехнологічного комплексу і тісно пов'язаний з системою теплоенерговикористання, що базується на багатокорпусній випарній установці. Він впливає на систему відбору вторинної пари з корпусів ВУ, визначаючи продуктивність і витрату пари на неї.

1.4 Важливо при ступеневому нагріванні соку (мова йде про нагрівання дифузійного соку або соку перед основною гарячою дефекацією, а також нагрівання соку перед випарною установкою) забезпечити максимальний відбір на підігрівник вторинної пари з останніх корпусів ВУ, враховуючи їх вплив на продуктивність.

2. При багатоступеневому нагріванні соку максимальний відбір пари з останніх корпусів ВУ досягається при використанні як паро-рідинного підігрівника І-ої групи підігрівників пластинчатих підігрівників. В таких підігрівниках забезпечується, завдяки підвищеній інтенсивності теплопередачі, мінімальний нагрів соку до температури грійної пари. Це і обумовлює збільшення відбору пари з останнього корпусу ВУ.

3. Після пластинчастих підігрівників можуть бути використані більш прості в обслуговуванні і ремонті та дешевші трубчасті підігрівники.

Література

1. Лунін О.Г., Велтищев В.Н. Теплообмінники харчових виробництв. - М.: Агропромиздат, 1987. - 239 с.
2. Процеси та апарати виробництва продуктів харчування: Підручник / За ред. проф. І. Ф. Малежик. - К.: НУХТ, 2003. - 400 с.
3. Прядко М.О., Масліков М.О., Петренко В.П., Павелко В.І., Філоненко В.М. Основи теплової технології виробництва цукру. Підручник. - Вінниця: Нова Книга, 2007. - 296 с.
4. Кичигін М.А., Костенко О.Н. Теплообмінники та випарники, М.Л., Госэнергоиздат, 1955, 309 с.
5. Бажан, Каневець, Селіверстов Довідник теплообмінників
6. Барановський Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецький А.Р. Пластинчасті та спіральні теплообмінники. - М.: Машиностроение, 1973. - 288 с.
7. С. М. Василенко, С. Н. Самойленко, К. О. Штангеев, В. Н. Кухар, П. І. Лисюк. Теплотехнологічний комплекс цукрового заводу: вибір обігрівачів. - Сахар, 2008. № 5.
8. С. М. Василенко, К. О. Штангеев. Роль нагрівачів у тепловій схемі цукрового заводу. - Сахар, 2005. № 2.
9. Кейс VM, Лондон AL Компактні теплообмінники. - М.: Энергия, 1967. - 224 с.
10. Горох В.Н., Ус Б.Ф., Штангеев К.О. Оцінка досконалості теплообмінників та обігрівачів. - Цукрова промисловість, 1984. № 8.
11. Колесніков В.А., Нечаєв Ю.Г. Економія теплоти цукрових заводів. - М.: Харчова промисловість, 1980. - 392 с.
12. Разладін Ю.С., Разладін С.Ю. Довідковий посібник теплового інженера цукровиробництва - Київ, "Щік і Хорів", 2006, 407 с.
13. Філоненко В.Н., Нікітін О.В. Теплова енергія виробництва цукру: техніко-економічний аспект. - Сахар, 2006. № 5.
14. Разладін Ю.С., Разладін С.Ю., Прядко Н.А. Нагрівачі цукрових соків похилого розташування: розрахунок, досвід впровадження. - Сахар, 2008. № 11.

15. Разладін Ю.С., Разладін С.Ю., Сатін А.К., Зірка Є.І. Секційні обігрівачі на утфелях парових і блокових градирнях в тепловій схемі цукрового заводу. - Сахар, 2008. № 4.