

**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

(підпис)

Блаженко С.І.
(прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2021 р.

«До захисту допущено»

В.о.завідувача кафедри

(підпис)

Петренко В.П
(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: Аналіз ефективності застосування інтенсифікаторів тепловіддачі на
теплообмінниках станцій нагрівання соків цукрового виробництва _____

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

_____ Савченко Володимир Захарович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник _____ проф Петренко Валентин Петрович _____
(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

Рецензент _____
(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

Савченко Володимир Захарович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Аналіз ефективності застосування
інтенсифікаторів тепловіддачі на теплообмінниках станцій нагрівання соків
цукрового виробництва

керівник роботи д.т.н., проф. Петренко Валентин Петрович

(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)
Основні типи пасивних інтенсифікаторів конвективного теплообміну;
Співвідношення для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі під час течії рідин
в трубах та каналах; Інтенсифікація теплообміну застосуванням
пластинчастої поверхні теплообміну; Порівняння ефективності
теплоперенесення від застосування різних типів турбулізаторів;
Теплообмінні апарати з профільованими кільцевими каналами; Режимні
методи інтенсифікації конвективного теплообміну за допомогою пульсацій

5. Перелік графічного матеріалу
презентація Power Point – 16 слайдів

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	Аналіз літературних джерел стосовно теми роботи	14.11-21.11.20	Виконано
2	Розділи 2,3 ПЗ до КР	22.11-05.12.20	Виконано
3	Розділи 4,5 ПЗ до КР	06.12-10.01.21	Виконано
4	Розділи 6-9 ПЗ до КР	30.12-28.01.21	Виконано
5	Оформлення презентації в середовищі Power Point	29.01-31.01.21	Виконано

Здобувач

(підпис)

Савченко В.З.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Петренко В.П..

(прізвище та ініціали)

Зміст	4
Перелік умовних позначень	5.
Анотація.....	6
Вступ.....	8
1. Основні типи пасивних інтенсифікаторів конвективного теплообміну ...	9.
2. Співвідношення для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі під час течії рідин в трубах та каналах	13.
2.1 Основні співвідношення для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі під час течії рідин в трубах з кільцевими інтенсифікаторами	13
2.2 Інтенсифікація ТО при повздовжньому омиванні пучків труб.....	15
2.3. Процеси інтенсифікації тепловіддачі при повздовжньому омиванні трубних пучків з поперечними кільцевими канавками.....	16
2.4. Інтенсифікація теплообміну у кільцевих каналах поперечним омиванням.....	19
2.5. Інтенсифікація теплообміну у коаксимальних каналах з канавками на зовнішній стороні внутрішніх труб.....	20
3. Інтенсифікація теплообміну застосуванням пластинчастої поверхні теплообміну.....	22
3.1. Інтенсифікація теплообміну застосуванням пластинчастої гофрованої поверхні теплообміну.....	22
3.2. Інтенсифікація тепловіддачі застосуванням пластинчасто-ребристої поверхні.....	26
4. Порівняння ефективності теплоперенесення від застосування різних типів турбулізаторів.....	30
5. Теплообмінні апарати з профільованими кільцевими каналами	38
6. Режимні методи інтенсифікації конвективного теплообміну за допомогою пульсацій.....	50
7. Висновки.....	57
8. Література.....	59
9. Додатки.....	60.

Перелік умовних позначень

h - висота виступів

t – температура, відстань між турбулізаторами;

f, ξ – коефіцієнт гідравлічного тертя

w – швидкість рідини в трубі

ρ – густина

C – теплоємність

D, d – діаметр

St – число Стантона

Re –число Рейнольдса

Nu – число Нуссельта

Pr – число Прандтля

Анотація

Розглянуто варіанти теплової ефективності паро-рідинних та рідино-рідинних теплообмінних апаратів з різними типами пасивних інтенсифікаторів теплообміну – діафрагмовими, стрічковими, з кільцевою та гвинтовою накаткою, поперечним навивним оребренням в кільцевих каналах, застосуванням гофрування на пластинчастих поверхнях теплообміну. Наведені порівняльні розрахунки теплообмінних апаратів з кільцевими каналами з інтенсифікаторами теплообміну за різних їх конструкцій, а також пластинчастих теплообмінних апаратів, які встановлені на станціях нагрівання соків в цукровому виробництві. Наведені конструктивні схеми теплообмінних апаратів вертикальної та горизонтальної компоновки з кільцевими каналами. Виконано аналіз ефективності теплоспоживання тепло-технологічного комплексу цукрового заводу від заміни багатоходових трубчастих теплообмінних апаратів на пластинчасті та підігрівачі з кільцевими каналами з інтенсифікаторами теплообміну на станціях нагрівання соків тепло-технологічної схеми цукрового виробництва.

Ключові слова: інтенсифікатори, коефіцієнт тепловіддачі, пластинчасті теплообмінники, пластинчасті теплообмінні, цукрова промисловість.

Annotation

Variants of thermal efficiency of steam-liquid and liquid-liquid heat exchangers with different types of passive heat exchange intensifiers are considered - diaphragm, belt, with ring and screw knurling, transverse winding finning in ring channels, corrugation on plate surfaces. Comparative calculations of heat exchangers with ring channels with heat exchange intensifiers for their various designs, as well as plate heat exchangers, which are installed at juice heating stations in sugar production, are given. Constructive schemes of heat exchangers of vertical and horizontal layout with ring channels are given. The analysis of heat consumption efficiency is performed heat-technological complex of the sugar plant

from the replacement of multi-pass tubular heat exchangers with plate and heaters with annular channels with heat exchange intensifiers at the heating stations of the juices of the heat-technological scheme of sugar production.

Key words: intensifiers, heat transfer coefficient, plate heat exchangers, plate heat exchangers, sugar industry.

Вступ

Цукрові заводи укомплектовано переважно багатоходовими та секційними теплообмінними апаратами трубчастого типу з трубами 33 x 1,5 мм з нержавіючої сталі. Крім того, на ряді заводів впроваджена однопоточна система компонування секційних теплообмінників з мінімальним гідравлічним опором, що дозволили здійснювати їх експлуатацію за підвищених швидкостей соків, що нагріваються. Частина цукрових заводів укомплектована пластинчатими теплообмінними апаратами на станціях нагрівання соку перед випарною установкою та перед другою сатурацією. На поодиноких заводах впроваджені пластинчаті широко-каналні теплообмінні апарати для нагрівання соків перед гарячим вапнуванням після апаратів попереднього вапнування. Аналіз тепловикористання теплових схем на основі застосування вискоелективних теплообмінників з пластинчатою поверхнею теплообміну показав теплову ефективність таких схем, оскільки забезпечена можливість зміщення паровідборів з випарної установки (ВУ) на хвостову частину ВУ зі зростанням кратності випаровування. За даних умов виникає можливість використання вторинних енергоресурсів в тепловій схемі заводу без зменшення концентрації сиропу з ВУ і, відповідно, забезпечити низький рівень споживання пари випарною установкою.

Альтернативою пластинчастим теплообмінникам є теплообмінники з кільцевими каналами, які укомплектовані трубами з кільцевою, або гвинтовою накаткою, в яких забезпечується можливість підтримування високої, на рівні 2 – 2,5 м/с швидкості рідини, що створює сприятливі умови для самоочищення поверхні теплообміну від забруднень.

1. Основні типи пасивних інтенсифікаторів конвективного теплообміну

Трубчаста поверхня є найпоширенішим типом теплообмінної поверхні теплообмінних апаратів, на якій завдяки сучасним технологіям наносяться штучні інтенсифікатори теплообміну. Основними типами пасивних інтенсифікаторів є:

1. Накатки кільцеві та гвинтові, рис.1;
2. Створення грубозернистої поверхні, рис.2.
3. Навивні труби,рис.3.
4. Дротяні інтенсифікатори, рис.4.
5. Гофровані труби, рис.5.
6. Стрічкові інтенсифікатори, рис. 6.
7. Лункові інтенсифікатори, рис. 7.
8. Інтенсифікатор теплообміну у вигляді заглиблень та виступів, рис.8.

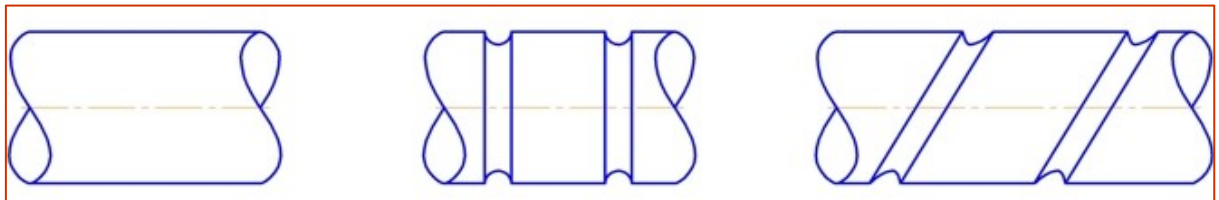


Рис.1 Форми накаток на трубах

А- гладка труба ; Б –кільцева накатка; В – гвинтова накатка.

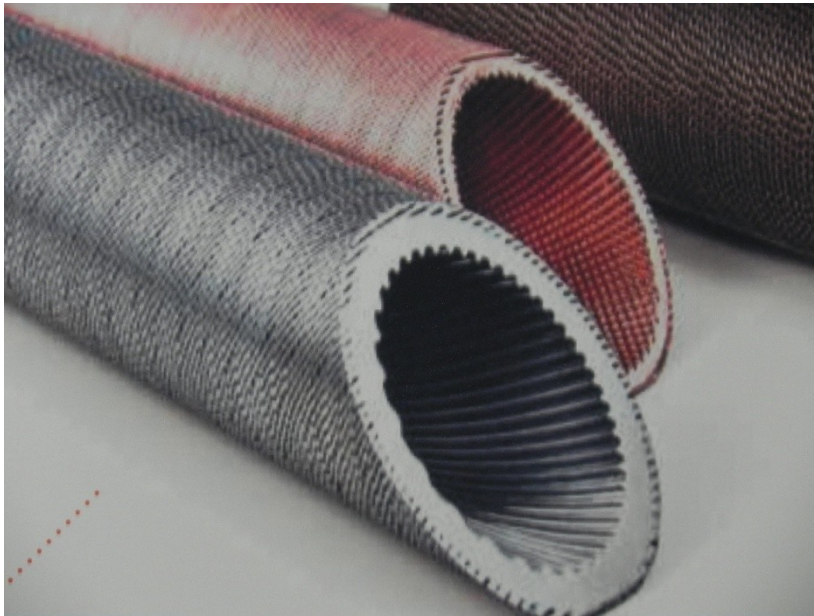


Рис.2 Труби з двосторонніми інтенсифікаторами у формі грубозернистої поверхні.

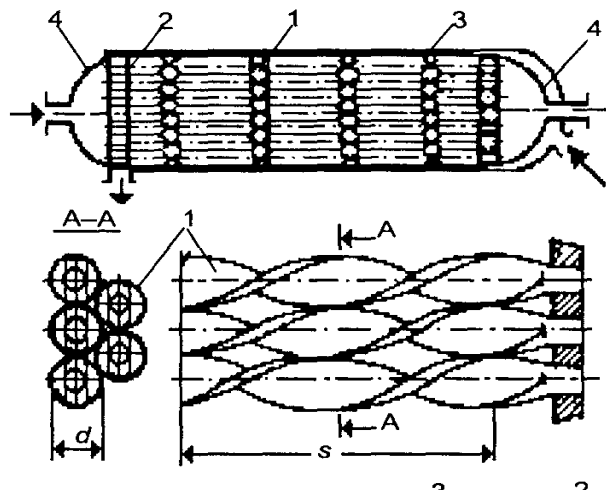


Рис.3 . Труби з навивними інтенсифікаторами теплообміну

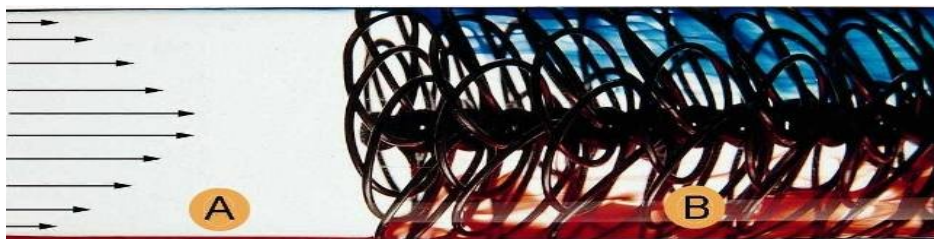


Рис.4 Інтенсифікатор для надв'язких рідин



Рис. 5. Гофровані труби

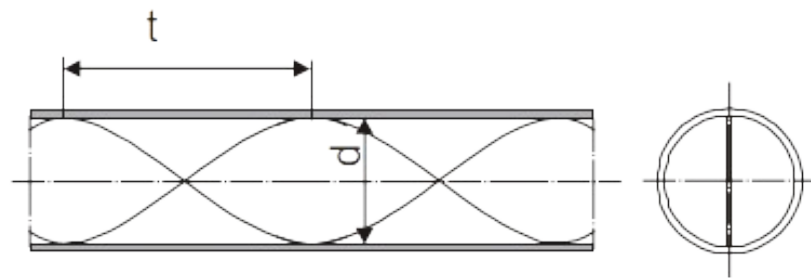


Рис. 6 Стрічковий інтенсифікатор теплообміну для ламінарних потоків

Лункові інтенсифікатори, рис.6, застосовують переважно в енергетичних установках – газових турбінах, для охолодження поверхні лопаток турбін повітрям через отвори з лунками.

Для в'язких рідин, що рухаються в ламінарному режимі застосовують стрічкові інтенсифікатори, рис.6, які діють на весь потік, порушуючи упорядковану структуру руху, а не на пристінній прошарок.

Для надв'язких рідин застосовують дротяні інтенсифікатори, рис.4, які на порядок підвищують коефіцієнт тепловіддачі під час руху надв'язких рідин (мазутів).

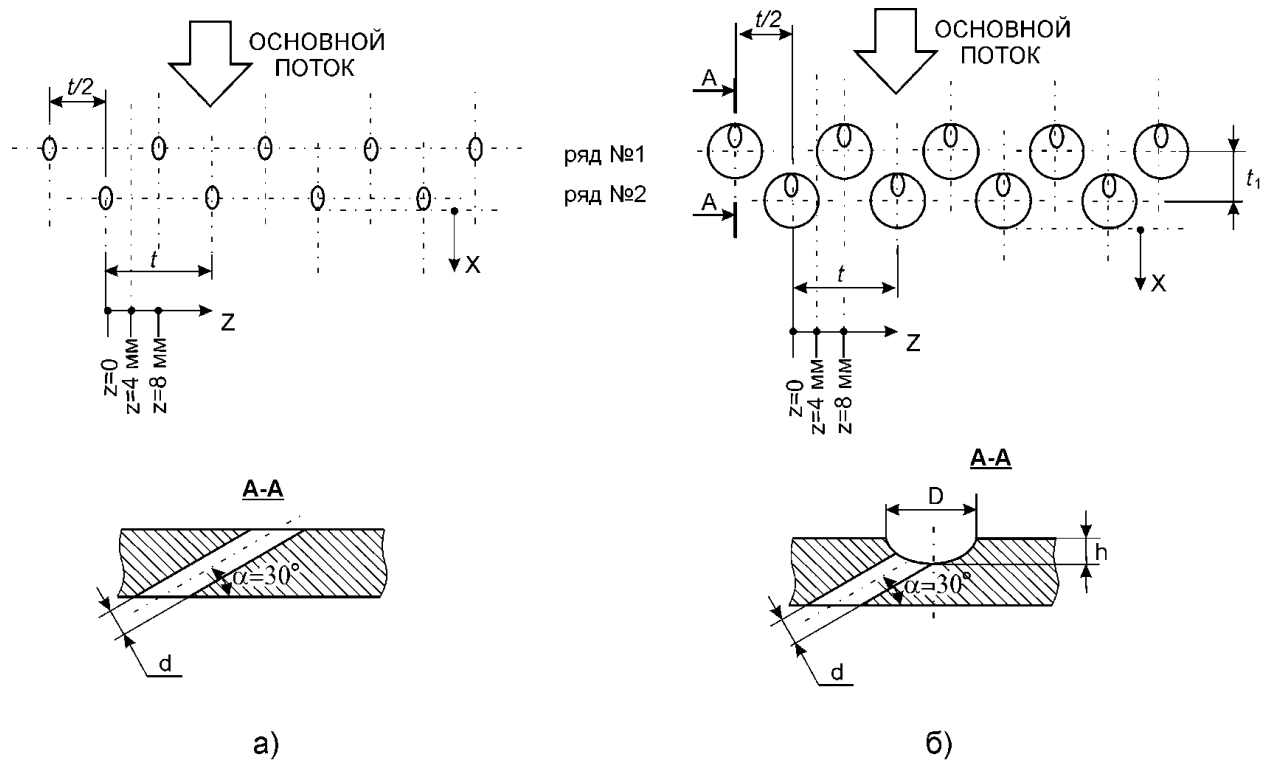


Рис.7 Інтенсифікатори теплообміну лункові

- Углубления-выступы

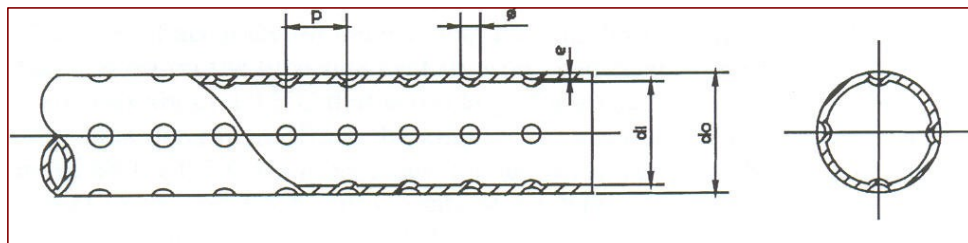


Рис. 8 Інтенсифікатор теплообміну у вигляді заглиблень та виступів.

2. Співвідношення для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі під час течії рідин в трубах та каналах

2.1 Основні співвідношення для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі під час течії рідин в трубах з кільцевими інтенсифікаторами

Кільцеві турбулізатори застосовують переважно для слаботурбулентних потоків рідин та газів. Кільцеві турбулізатори виготовляють у вигляді кілець в трубах, або зовні труби, рис. 9

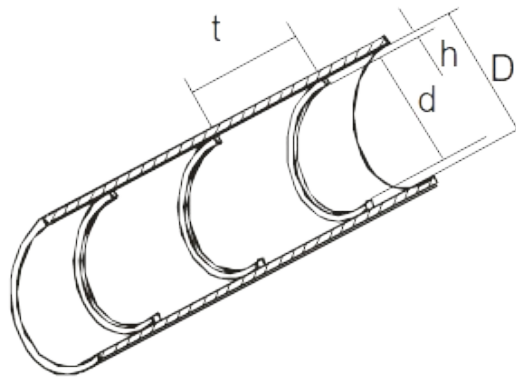


Рис. 9. Труба з інтенсифікаторами у вигляді діафрагм

Діафрагмові інтенсифікатори діють лише на пристінний приграничний шар, в якому зосереджено основна частка термічного опіру тепловіддачі в турбулентному та слаботурбулентному потоці.

Вплив геометричних характеристик діафрагмових інтенсифікаторів на теплогідродинамічні параметри, а також їх взаємозв'язку в трубах були виявлено експериментально на модельних рідинах різної в'язкості.

Базуючись на аналогії Рейнольдса, отримано кореляційні характеристики теплообміну залежно від гідродинамічних параметрів в трубах з кільцевими коаксiальними виступами. Розрахункове рівняння в діапазоні $10 < t/h < 40$; $0,01 < h/d < 0,04$; $0,7 < Pr < 37,5$; $6000 < Re < 46000$; $h^+ > 35$ має вигляд:

$$St = \frac{\frac{f}{2}}{1 + \sqrt{\frac{f}{2}}}, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт гідравлічного тертя; $\sqrt{\frac{2}{f}} = 2,5 \ln\left(\frac{D}{2h}\right) + 0,95 \left(\frac{t}{h}\right)^{0,53} - 3,75$ –
фактор тертя; $h = \frac{h_{\text{ст}}}{v} = \left(\frac{h}{D}\right)_{\text{Re}} \sqrt{\frac{f}{2}}$ – безрозмірна висота діафрагм; $St = \frac{\alpha}{\rho C_p w}$ – число
Стантона; w – швидкість рідини в трубі (середня).

Мають місце ряд рівнянь, що отримані в результаті узагальнення експериментальних даних турбулізаторів певної конфігурації. Для труб з кільцевими інтенсифікаторами з кроком $t/D = 0,5$ в режимі слабorozвинutoї та розвинutoї турбулентності ($Re < Re^*$) коефіцієнт тепловіддачі може розрахований за чпіввідношеннями:

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = \left[100 \left(1 - \frac{d}{D} \right) \right]^{0,445}, \quad (2)$$

для рідин в діапазоні $d/D > 0,94$; $t/D = 0,5$; ($Re < Re^*$).

У співвідношенні число Нуссельта розраховується для гладкої стінки:

$$Nu_{\text{гл}} = 0,0216 Re^{0,8} Pr^{0,445}. \quad (3)$$

За межами критичного числа Re^* за якої ефект інтенсифікації не проявляється має вигляд:

$$Re^* = \frac{3150}{\left(1 - \frac{d}{D} \right)^{1,14} Pr^{0,57}} \quad (4)$$

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі до газів в каналах з кільцевими інтенсифікаторами в діапазоні зміни відносної висоти діафрагм

$d/D = 0,88...0,98$; кроку $H/D = 0,25...0,8$; $Re > 10^4$ рекомендується співвідношення:

$$\frac{Nu}{Nu_{гл}} = \left(1 + \frac{\lg Re - 4,6}{35}\right) \left[3 - 2 \exp \left[\frac{-18,2(1 - d/D)^{1,13}}{(t/D)^{0,326}} \right] \right] . \quad (5)$$

Зі збільшенням кроку діафрагм до $t/D = 0,8...2,5$ рівняння (5) набуває вигляду:

$$\frac{Nu}{Nu_{гл}} = \left(1 + \frac{\lg Re - 4,6}{30}\right) \left[\left(3,33 \frac{t}{D} - 16,33\right) \frac{d}{D} + 17,33 - 3,33 \frac{t}{D} \right]. \quad (6)$$

В формулах (5, 6)

$$Nu_{гл} = C Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (7)$$

де $C = 0,0207$ – при нагріванні газів; $C = 0,0192$ – при їх охолодженні .

2.2 Інтенсифікація теплообміну при повздовжньому омиванні пучків труб

Повздовжнє омивання пучків труб рідиною є найбільш характерною формою руху теплоносія в секційних та багатоходових теплообмінних апаратах, що експлуатуються в харчовій промисловості, особливо в цукровій. В цих умовах суттєво спрощується конструкція теплообмінного апарата, зменшується гідравлічний опір, але інтенсивність тепловіддачі суттєво нижча ніж при поперечному обтіканні пучків труб.

Інтенсивність тепловіддачі та гідравлічний опір при повздовжньому омиванні каналів некруглого перерізу розраховується через еквівалентний діаметр

$$d_e = \frac{4f_{жс}}{\Pi},$$

де Π – повний змочений периметр; $f_{жс}$ – поперечний перетин.

Інтенсивність тепловіддачі та гідравлічний опір при повздовжньому омиванні трубних пучків дещо відрізняється від даних по опору окремої

труби. Відхилення зростає за умови збільшенні відносного кроку між трубами s/d . Так, при $s/d > 1,2$ інтенсивність тепловіддачі в пучках значно вище ніж в трубі.

При повздовжньому омиванні пучків труб з шаховим розташуванням в діапазоні $s/d = 1,1 \dots 1,5$ в області $Re > 13000$ рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі має вигляд:

$$Nu = \left(0,032 \frac{s}{d} - 0,0144 \right) Re^{0,8} Pr^{0,333}. \quad (8)$$

Еквівалентний діаметр є визначальним розміром, отриманого по повному змоченому периметру; визначальна температура – середня температура граничного шару, яка визначається як напівсума середніх температур теплоносія та стінки.

Інтенсивність тепловіддачі при довільному розташуванні труб у трубному пучку в турбулентному режимі руху узагальнюються залежністю:

$$Nu = \left(\frac{0,0304}{\sqrt{1-\varepsilon}} - 0,0144 \right) Re^{0,8} Pr^{0,333}, \quad (9)$$

де ε – пористість.

В формулі (9) за визначальний розмір - еквівалентний діаметр; визначальна температура – середня температура граничного шару, як півсума середніх температур стінки та теплоносія. Формула (9) дійсна в діапазоні $0,3 < \varepsilon < 0,6$.

2.3. Процеси інтенсифікації тепловіддачі при повздовжньому омиванні трубних пучків з поперечними кільцевими канавками

Підвищити інтенсивність тепловіддачу при повздовжньому омиванні пучків труб можна застосувавши труби з кільцевими поперечними

накатками, рис. 10 . Цей спосіб інтенсифікації теплообміну має переваги у порівнянні з іншими способами завдяки:

- можливості застосовування в тісних пучках труб, оскільки немає збільшення зовнішнього діаметра труб;
- внутрішні округлі діафрагми, що утворилися в результаті накатки, інтенсифікують теплообмін всередині труб;
- технологія виготовлення є відносно простою;
- технологію збирання теплообмінних апаратів залишається незмінною.

Про повздовжньому омиванні тісних пучків труб даний тип турбулізатора особливо ефективний ($s/D_3 < 1,2 - 1,3$) .

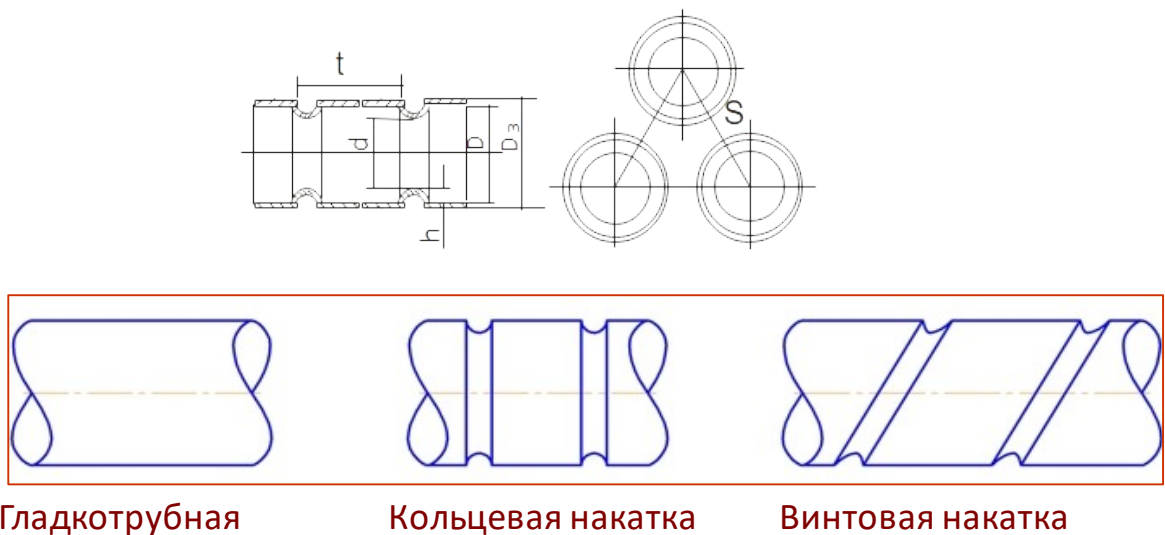


Рис. 10. Труби з поперечними канавками.

Результати експериментальних досліджень процесів теплообміну показують, що:

- в ламінарній області накатка не впливає на інтенсивність тепловіддачі та гідравлічний опір;
- з ростом числа Re в першу чергу збільшується гідравлічний опір, а потім тепловіддача, рис.11

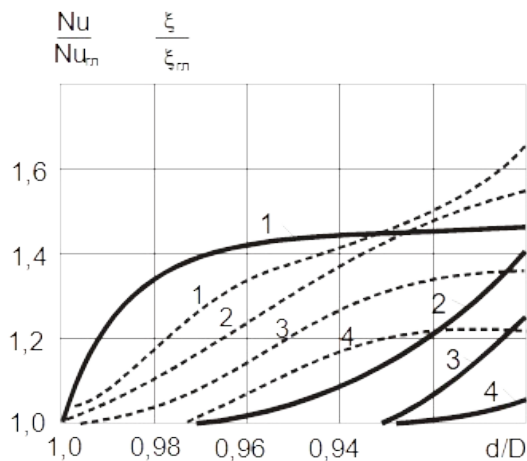


Рис. 11 Залежність $Nu/Nu_{\text{гл}}$, $\xi/\xi_{\text{гл}}$ від глибини накатки d/D за кроку накатки $t/D = 0,454$:

— $Nu/Nu_{\text{гл}}$; - - - $\xi/\xi_{\text{гл}}$; 1 – $Re = 4 \cdot 10^4$; 2 – $Re = 2 \cdot 10^4$; 3 – $Re = 1 \cdot 10^4$; 4 – $Re = 6 \cdot 10^3$.

Результати досліджень інтенсивності тепловіддачі на експериментальних стендах для рідин при повздовжньому омиванні трубних пучків з кільцевими канавками в діапазоні $s/D_3 = 1,16 \dots 1,5$; $h/d_{e\infty} = 0 \dots 0,1$; $t/d_{e\infty} = 0,25 \dots 2$ узагальнені залежностями :

При $Re < Re_1$

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = 1, \quad (10)$$

при $Re_1 < Re < Re_2$

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = 1 + 0,6 \frac{\lg Re - \lg Re_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1} \left[1 - \exp \left(-35,8 \frac{h}{d_{e\infty}} \right) \right] \left(1 - 0,35 \frac{t}{d_{e\infty}} \right), \quad (11)$$

При $Re_2 < Re < 10^5$

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = 1 + 0,6 \left[1 - \exp \left(-35,8 \frac{h}{d_{e\infty}} \right) \right] \left(1 - 0,35 \frac{t}{d_{e\infty}} \right). \quad (12)$$

Числа Re_1 та Re_2 у співвідношенні (4.14) визначаються як:

$$Re_1 = \left(3,6 - 33,8 \frac{h}{d_{e\infty}} \right) 10^4, \quad Re_2 = \left(4,7 - 18,85 \frac{h}{d_{e\infty}} \right) 10^4, \quad (13)$$

де $d_{e\infty} = D_3 \left(\frac{4}{3} \beta^2 - 1 \right)$ – еквівалентний діаметр пучка труб, визначений з умови, що число труб в пучку нескінчене; $b = s/D_3$ – відносний крок.

2.4. Інтенсифікація теплообміну у кільцевих каналах поперечним оребренням

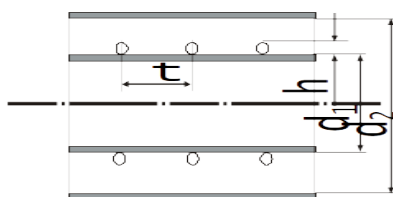


Рис. 12 Кільцевий канал із спіральним інтенсифікатором на внутрішній трубі.

Зазначений вид турбулізаторів не пов'язаний зі значними технологічними труднощами при їх виготовленні. Найбільше розповсюдження отримали інтенсифікатори у формі кілець із проволочи, або спіралей; а також прямокутної та трикутної нарізки. Дані більшості експериментальних робіт свідчать, що для даного типу інтенсифікаторів коефіцієнт тепловіддачі зростає зі збільшенням числа Рейнольдса, а максимальне зростання інтенсифікації тепловіддачі становить 2 ... 2,5 рази при зростанні гідравлічного опору в 2,7 ... 5 разів.

Величина $Nu/Nu_{\text{гл}}$ має екстремум в залежності від відносного кроку розміщення інтенсифікаторів t/h . Аналогічний екстремальний характер має і гідравлічний опір від відносного кроку розміщення інтенсифікаторів t/h .

Вибір оптимальної геометрії турбулізаторів залежить від конкретних умов. Аналіз даних, отриманих на експериментальних установках дає конкретні оптимальні параметри геометрії турбулізаторів: відносний крок t/h повин бути в межах 10, а відношення висоти інтенсифікатора до

еквівалентного діаметра $h/(d_2 - d_1)$ - 0,01 ... 0,02 для проволочного оребрення і 0,01 ... 0,03 для прямокутних та трикутних ребер.

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі при русі рідин та газів в кільцевому каналі з поперечним оребренням виконують за наступним емпіричними рівняннями:

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = 10^{0,346 \lg h^{+0,165}}, \text{ при } h^{+} = 3 \dots 25, \quad (14)$$

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = 2,08, \text{ при } h^{+} > 25, \quad (15)$$

де $h^{+} = \frac{h}{d_{\text{ек}}} \text{Re}^{0,875} \sqrt{0,0395 \left(1,1 + 0,1 \frac{d_2}{d_1}\right)}$ – безрозмірна висота інтенсифікаторів;

$\text{Re} = \frac{w d_{\text{ек}}}{\nu}$; w – швидкість рідини в кільцевому каналі при відсутності інтенсифікаторів; $d_{\text{ек}} = d_1 - d_2$ – еквівалентний діаметр; h – висота турбулізаторів.

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі на гладкій внутрішній трубі кільцевого каналу $Nu_{\text{гл}}$ в області $d_1/d_2 = 0,0715 \dots 0,83$; $L/d_{\text{ек}} = 48 \dots 460$; $\text{Re} = 10^4 \dots 3 \cdot 10^5$ наведена залежність, яка запропонована В.П.Ісаченко та Н.М.Галінім:

$$Nu_{\text{гл}} = 0,017 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0,18} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c}\right)^{0,25}. \quad (16)$$

Температура визначальна – середньомасова по довжині труби.

2.5. Інтенсифікація теплообміну у коаксиальних каналах з канавками на зовнішній стороні внутрішніх труб

Накатні труби застосовуються і для інтенсифікації тепловіддачі в кільцевих каналах. Згідно експериментів інтенсифікація тепловіддачі даного типу турбулізаторів складає від 30 до 50 %.

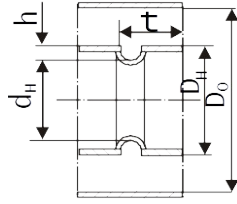


Рис. 13. Кільцевий канал з внутрішньою накатною трубою.

В діапазоні $h/d_{ek} = 0 \dots 0,158$; $t/d_{ek} = 0,22 \dots 2$; $D_o/D_H = 1,133 \dots 1,455$ коефіцієнт тепловіддачі за турбулентного режиму руху ($Re = 40000 \dots 100000$) розраховується за співвідношенням :

$$\frac{Nu}{Nu_{гл}} = 1 + 0,64 \left(1 - \exp \left(-35,8 \frac{h}{d_{ek}} \right) \right) \left(1 - 0,274 \frac{t}{d_{ek}} \right). \quad (17)$$

При течії в'язких рідин в діапазоні $h/d_{ek} = 0,06 \dots 0,11$; $H/d_{ek} = 0,4 \dots 0,9$; $Re = 4800 \dots 8400$; $Pr = 47 \dots 60$ коефіцієнт тепловіддачі може бути розрахована за формулою:

$$\frac{Nu}{Nu_{гл}} = 1 + 0,42 \left(1 - \exp \left(-33,8 \frac{h}{d_{ek}} \right) \right) \left(1 - 0,282 \frac{t}{d_{ek}} \right). \quad (18)$$

3. ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІНУ ЗАСТОСУВАННЯМ ПЛАСТИНЧАСТОЇ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ

3.1. ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІНУ ЗАСТОСУВАННЯМ ПЛАСТИНЧАСТОЇ ГОФРОВАНОЇ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ

Застосування накаток, або діафрагмових вставок для інтенсифікації тепловіддачі на внутрішній стороні теплообмінних труб у випадку нагрівання рідин, що утворюють накип, призводить до ускладнення процесу експлуатації теплообмінників, оскільки механічне очищення труб з діафрагмами практично неможливе.

У цьому випадку поверхня з конструктивними інтенсифікаторами теплообміну повинна бути розбірною. Даній вимозі відповідає поверхня, що утворена рядом гофрованих пластин, розміщених з певним інтервалом для проходу теплоносіїв.

Пластинчасті профільовані поверхні є ефективними елементами компактних пластинчастих теплообмінників. Інтенсивність теплообміну, як і гідравлічний опір, визначається профілем гофр, які являються турбулізаторами потоку і які, відповідно до загальних принципів інтенсифікації теплообміну, мають округлі форми. Пластини класифікують по опору руху теплоносія – зі значним та помірним гідравлічним опором. Як правило, чим більший гідравлічний опір, тим більш висока інтенсивність тепловіддачі.

Вважаючи значну інтенсивність тепловіддачі в гофрованих каналах пластинчастих ТО, суттєву роль відіграє товщина стінки пластин, тим більше, що пластини виготовлені з високоякісної нержавіючої сталі, яка має малу теплопровідність.

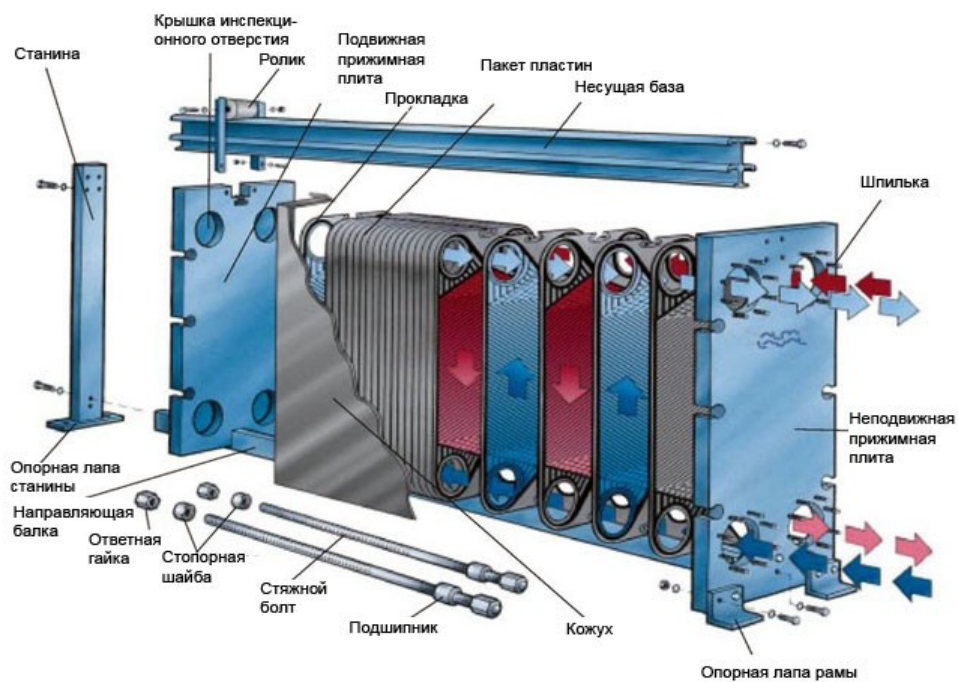


Рис.14 Схема пластинчатого теплообменника



Рис. 15. Пластинчаті теплообмінні апарати цукрової промисловості



Рис. 16. Типи теплообмінних гофрованих пластин

На рис.17 зображена гофрована пластина 06 типу з кутом перетину вершин гофр 120° , які мають назву сітчасто-поточних. При збиранні теплообмінника із пластин в пакет кожна наступна пластина повертається 180° . Завдяки цьому здійснюється контакт вершин гофр в окремих точках, рис. 2, і утворюється рівномірна сітка контактів гофр. Рідина, рухаючись в каналі, здійснює складний просторово тривимірний рух, завдяки чому відбувається порушення структури потоку його турбулізація за числах Рейнольда значно менших, що відповідають режиму турбулентного руху.

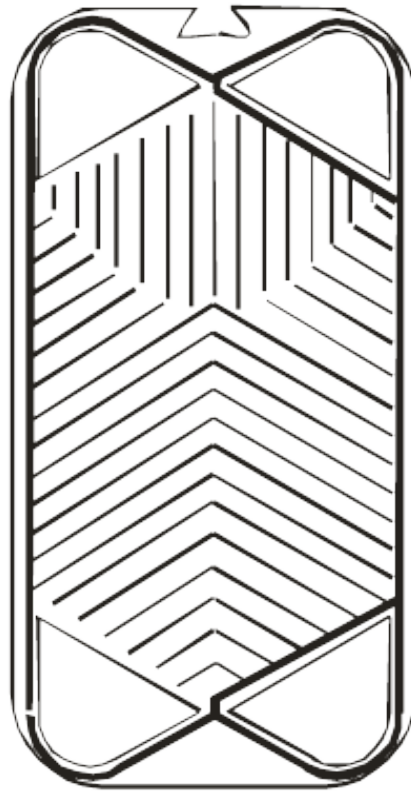


Рис. 17 Пластина типу 0,6 з гумовим ущільненням. Вершини гофр трикутної форми під кутом 120° .

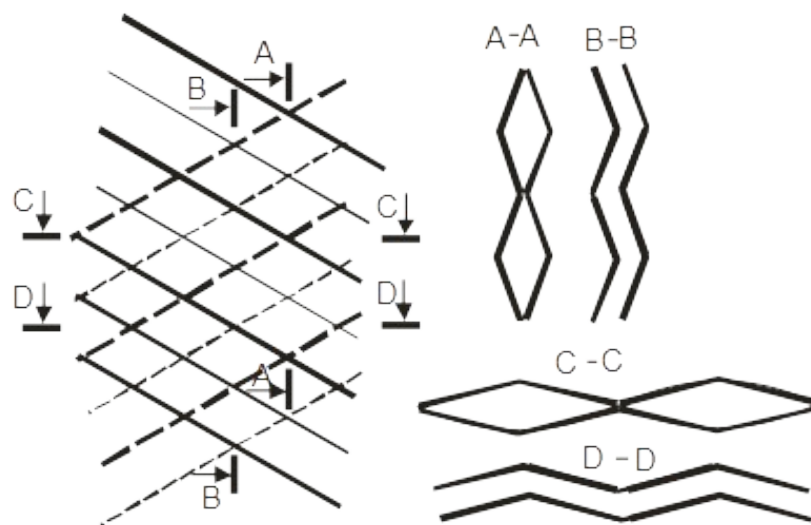


Рис. 18. Пертин простору між пластинами з кутом перетину вершин гофр трикутної форми 120° .

Для наведеного на рис.18 малюнку гофр «ялинка» під кутом 120° , висотою гофр – 4 мм та кроком – 14 мм коефіцієнт тепловіддачі за турбулентного режиму руху в діапазоні зміни чисел Рейнольдса $50 < Re < 20000$ може бути розрахований з рівняння :

$$Nu = 0,135 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (19)$$

Коефіцієнт тертя гідравлічного

$$\xi = 22,4 Re^{-0,25} \quad (20)$$

В області ламінарного режиму $Re < 50$, $PeL/d < 10$ відповідні співвідношення для чисел Nu та Eu мають вигляд:

$$Nu = 0,63 Re^{0,33} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (21)$$

$$Eu = 350000 Re^{-1}; \quad \xi = 486 Re^{-1}. \quad (22)$$

В загальному випадку для пластин з довільним малюнком гофр коефіцієнт тепловіддачі за турбулентного режиму руху рідини визначається з рівняння:

$$Nu = C Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (23)$$

де C – коефіцієнт, величина якого залежить від форми гофр. Геометричний розмір в числі Нуссельта та Рейнольдса у формулі (23) – $2d$.

Фірмами Alfa Laval, GEA, Vicarb, Павлоградхіммаш випускаються ряд типорозмірів теплообмінних гофрованих пластин з різним малюнком гофр.

3.2. ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ЗАСТОСУВАННЯМ ПЛАСТИНЧАСТО-РЕБРИСТОЇ ПОВЕРХНІ

Для інтенсифікації теплообміну між газовими теплоносіями застосовують пластинчасто-ребристі поверхні з oreбренням складної форми. Теплообмін між газовими середовищами застосовують під час регенерації теплоти в системах приточно-витяжної вентиляції, регенерації теплоти

гарячих відхідних газів газотурбінних, дизель-генераторних та інших силових установок.

Фрагмент теплообмінної поверхні пластинчасто-ребристої поверхні з суцільними ребрами зображено на рис.19.

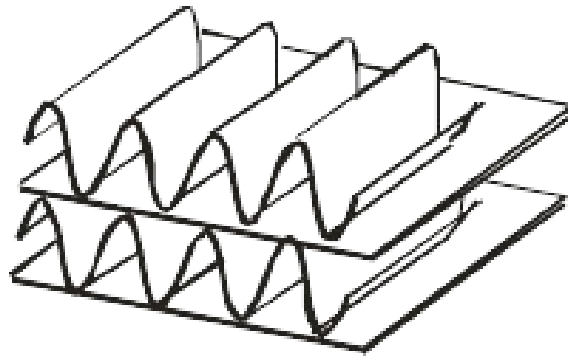


Рис.19 Фрагмент пластинчасто-ребристої поверхні з неперервними хвильовими ребрами.

В теплообмінних елементах з гладкими суцільними ребрами відсутня турбулізація потоку, тому коефіцієнт тепловіддачі по довжині ребер зменшується.

Для інтенсифікації теплообміну застосовують переривчасті ребра, що зміщені на півкроку одна відносно іншої, рис. 20.

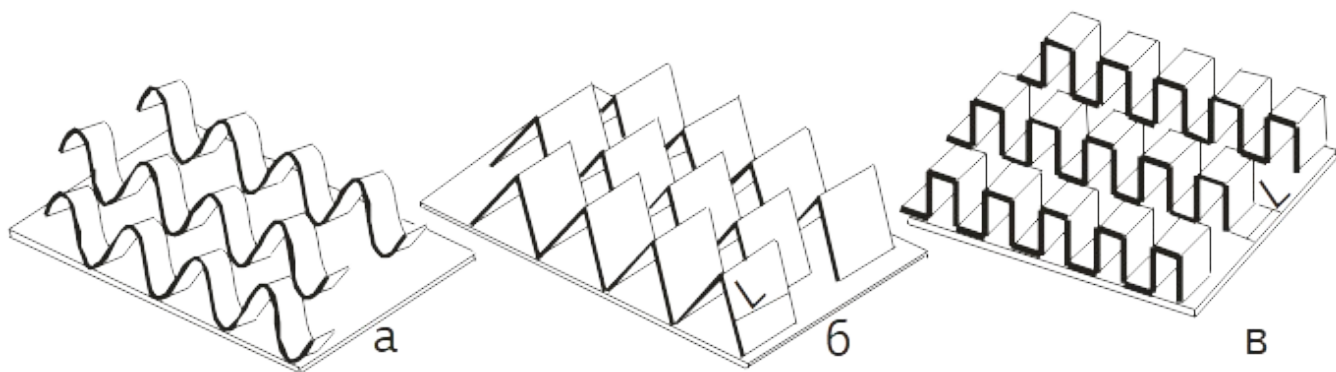


Рис.20. Пластинчасто-ребриста поверхня з переривчастими ребрами. А – хвилясті ребра; б – трикутні; в – прямокутні.

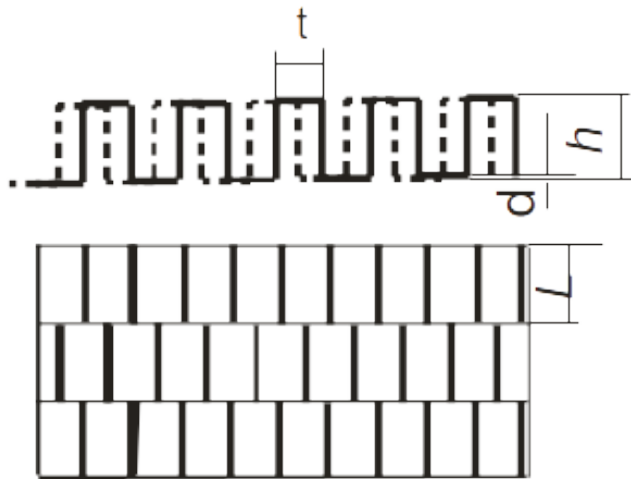


Рис.21. Пластинчасто-ребриста поверхня теплообміну з переривчастими прямокутними ребрами.

Коефіцієнт тепловіддачі до пластинчасто-ребристої поверхні з переривчастими ребрами залежить від форми ребер та їх геометричних характеристик – довжини, товщини та висоти ребер.

Для переривчастих ребер трикутної форми з мідної стрічки товщиною $d = 0,1$ мм висотою $h = 5,56$ мм та кроком $t = 5,26$ мм з еквівалентним діаметром $d_e = 3,48$ мм ширині $L/d_e = 1,68 \dots 4,03$ діапазоні чисел $Re = 1200 \dots 10000$ співвідношення для коефіцієнта тепловіддачі має наступний вигляд

$$Nu = 0,0116 \left(\frac{\delta}{d_e} \right)^{-0,1} \left(\frac{L}{d_e} \right)^{0,48} Re^{0,85} \left(\frac{L}{d_e} \right)^{-0,1}. \quad (24)$$

Рівняння (24) дійсне і для інших геометрій трикутних ребер, а саме:

$$t = 6,35 ; h = 6,35 ; d_e = 4,04 ; L/d_e = 2,9 \dots 4,33.$$

$$t = 6,66 ; h = 7,8 ; d_e = 4,44 ; L/d_e = 1,7 \dots 3,93.$$

$$t = 7,15 ; h = 7,8 ; d_e = 4,72 ; L/d_e = 1,85 \dots 4,96.$$

Також для прямокутних плоских переривчастих ребер, з геометричними параметрами оребрення:

$t = 5,0 ; h = 31,1 ; d_e = 7,72 ; L/d_e = 0,65 \dots 3,24 ; d/d_e = 0,0777 ;$
 $t = 3,6 ; h = 21,6 ; d_e = 5,27 ; L/d_e = 1,31 ; d/d_e = 0,1138 ;$
 $t = 4,35 ; h = 26,6 ; d_e = 6,58 ; L/d_e = 1,29 ; d/d_e = 0,0912 ;$
 $t = 5,8 ; h = 36,6 ; d_e = 9,12 ; L/d_e = 1,29 ; d/d_e = 0,0658 ;$
 $t = 6,5 ; h = 41,6 ; d_e = 10,35 ; L/d_e = 1,3 ; d/d_e = 0,058 ;$

в діапазоні чисел $Re = 500 \dots 10000$ рівняння для коефіцієнта тепловіддачі:

при $Re \leq Re_1^{\square}$

$$Nu = 4,37 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\delta}{d_e} \right)^{-2,6} \left(\frac{L}{d_e} \right)^{-0,15} Re^n ; \quad n = 2,2 \left(\frac{\delta}{d_e} \right)^{0,55} \left(\frac{L}{d_e} \right)^{-0,02}, \quad (25)$$

при $Re \geq Re_1^{\square}$

$$Nu = 7,23 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\delta}{d_e} \right)^{-1,6} \left(\frac{L}{d_e} \right)^{-0,9} Re^{n1} ; \quad n1 = 1,2 \left(\frac{\delta}{d_e} \right)^{0,34} \left(\frac{L}{d_e} \right)^{0,15}, \quad (26)$$

де

$$Re_1^{\square} = 3960 \left(\frac{\delta}{d_e} \right)^{0,25} \left(\frac{L}{d_e} \right)^{0,42}. \quad (27)$$

У наведених формулах еквівалентний діаметр – гідравлічний діаметр $d_e = \frac{4F}{\Pi}$,

Π – змочений периметр, F – поперечний переріз.

4. Порівняння ефективності теплоперенесення від застосування різних типів турбулізаторів

Порівняння ефективності застосування турбулізаторів при нагріванні в'язкої рідини здійснюємо для випадків течії густого сиропу з випарної установки цукрового виробництва в гладких трубах, в трубах з кільцевими діафрагмовими турбулізаторами та в пластинчастих теплообмінниках з гофрованими пластинами. Порівняння здійснюємо для теплообмінного апарату типу «рідина-рідина» в якому густий сироп з випарної установки нагрівається гарячим конденсатом.

Витрата сиропу концентрацією 65% – $G_2 = 70$ т/год. Сироп нагрівається від початкової температури t_{2p} 75 до t_{2k} 85 °С конденсатом, витрата якого $G_1 = 80$ т/год, з початковою температурою t_{1p} 105 °С.

Порівняння виконати для 3 типів теплообмінників:

1 тип – секційний з гладкими трубами діаметром 33 x 1,5 мм; внутрішній діаметр секції 0,265 мм, число труб в секції – 30 шт .

2 тип – секційний того ж діаметра та кількістю труб з діафрагмами висотою 1 мм та кроком між діафрагмами – 30 мм.

3 тип – пластинчастий ТО з сітчасто-поточними пластинами.

Середня температура сиропу

$$t_{2c} = \frac{t_{2p} + t_{2k}}{2} = \frac{75 + 85}{2} = 80^\circ\text{C}$$

За даною температурою та концентрації 65% визначаємо теплоємність сиропу $C_{p2} = 2,92$ кДж/кг К. Теплоємності води $C_{p1} = 4,2$ кДж/кг К. Тоді температура на виході та середня температура конденсату становитимуть

$$t_{1k} = t_{1p} - \frac{G_2 C_{p2} (t_{2k} - t_{2p})}{G_1 C_{p1}} = 105 - \frac{70 \cdot 2,92 \cdot (85 - 75)}{80 \cdot 4,2} = 98,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{1c} = \frac{t_{1p} + t_{1k}}{2} = \frac{105 + 98,9}{2} = 102 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Середня різниця температур між теплоносіями

$$\Delta t = \frac{\Delta t_b - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_b}{\Delta t_m}} = \frac{(98,9 - 75) - (105 - 85)}{\ln \frac{98,9 - 75}{105 - 85}} = 21,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Теплофізичні властивості конденсату та сиропу (по середнім температурам та концентрації сиропу)

Для конденсату: $\lambda = 0,683 \text{ Вт/м К}$; $\nu = 0,29 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr} = 1,712$; $\rho = 957 \text{ кг/м}^3$

Для сиропу: $\lambda_s = 0,45 \text{ Вт/м К}$; $\nu_s = 4,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_s = 35,5$; $\rho_s = 1287 \text{ кг/м}^3$ $C_{p_s} = 2,92$

Тепловидатність, Q , кВт.

$$Q = G_2 C_{ps} (t_{2k} - t_{2p}) = \frac{70}{3,6} 2,92 (85 - 75) = 568 \text{ кВт}$$

Тип 1. секційний ТО з гладкими трубами діаметром 33 x 1,5 мм; внутрішній діаметр секції 0,265 мм, число труб в секції – 30.

Поперечні перетини трубного та міжтрубного просторів та еквівалентний діаметр міжтрубного простору, відповідно

$$f_{\text{тр}} = \frac{\pi d^2}{4} n_z = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} 30 = 0,0212 \text{ м}^2$$

$$f_{\text{м.тр}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_z^2 n_z) = \frac{3,14}{4} (0,265^2 - 0,033^2 30) = 0,0295 \text{ м}^2$$

$$d_e = \frac{4 f_{\text{м.тр}}}{\pi (D + d_z n_z)} = \frac{4 \cdot 0,0295}{3,14 (0,265 + 0,033 \cdot 30)} = 0,0294 \text{ м}$$

Швидкості теплоносіїв (конденсату в міжтрубному просторі w_1 та сиропу у трубах w_2)

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_{m.мп}} = \frac{80}{3,6 \cdot 957 \cdot 0,0295} = 0,788 \text{ м/с};$$

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_s f_{мп}} = \frac{70}{3,6 \cdot 1287 \cdot 0,0212} = 0,713 \text{ м/с};$$

Числа Рейнольдса для конденсату та сиропу

$$Re_1 = \frac{w_1 d_e}{\nu_1} = \frac{0,788 \cdot 0,0294}{0,29 \cdot 10^{-6}} = 80000 ;$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d}{\nu_2} = \frac{0,713 \cdot 0,03}{4,26 \cdot 10^{-6}} = 5025$$

Коефіцієнт тепловіддачі від конденсату до труби α_1 , Вт/м²К.

$$\alpha_1 = 0,023 \frac{\lambda}{d_e} Re_1^{0,8} Pr_1^{0,4} = 0,023 \frac{0,683}{0,0294} 80000^{0,8} 1,712^{0,4} = 5540 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від труби до сиропу α_2 , Вт/м²К.

Коефіцієнт гідравлічного опору

$$\xi = (1,82 \lg Re_2 - 1,64)^{-2} = (1,82 \lg 5025 - 1,64)^{-2} = 0,039$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_s}{d} \left[\frac{\frac{\xi}{8} (Re_2 - 1000) Pr_s}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (Pr_s^{0,66} - 1)}} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{0,66} \right] \right] = \frac{0,45}{0,03} \left[\frac{\frac{0,039}{8} (5025 - 1000) 35,5}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{0,039}{8} (35,5^{0,66} - 1)}} \left[1 + \left(\frac{0,03}{5} \right)^{0,66} \right] \right] = 1110$$

Коефіцієнт теплопередачі (на чисту стінку), K , Вт/м²К.

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{5540} + \frac{0,0015}{17} + \frac{1}{1110} \right)^{-1} = 855 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Поверхня теплообміну, що відповідає потрібному тепловому навантаженню

$$F = \frac{Q}{K\Delta t} = \frac{568 \cdot 1000}{855 \cdot 21,9} = 30,3 \text{ м}^2$$

Довжина трубного пучку :

$$L = \frac{F}{\pi d n_z} = \frac{30,3}{3,14 \cdot 0,03 \cdot 30} = 10,72 \text{ м}$$

Тип 2. секційний ТО з трубами діаметром 33 х 1,5 мм з діафрагмами

Діафрагми розташовані на внутрішній стороні труби висотою $h = 1$ мм з відстанню між турбулізаторами $t = 30$ мм.; внутрішній діаметр теплообмінної секції 0,265 мм, число труб в секції – 30.

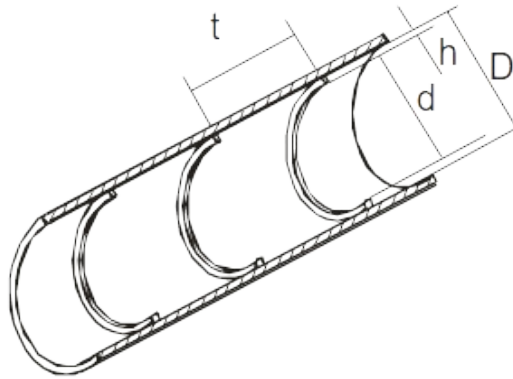


Рис.22 Елемент труби з внутрішніми діафрагмами

Коефіцієнт тепловіддачі від труби з діафрагмами до сиропу a_2 , Вт/м²К.

розрахункове рівняння в діапазоні $10 < t/h < 40$; $0,01 < h/d < 0,04$; $0,7 < Pr < 37,5$; $6000 < Re < 46000$; $h^+ > 35$

$$St = \frac{\frac{f}{2}}{1 + \sqrt{\frac{f}{2}}},$$

де f – коефіцієнт гідравлічного тертя; $\sqrt{\frac{2}{f}} = 2,5 \ln\left(\frac{D}{2h}\right) + 0,95\left(\frac{t}{h}\right)^{0,53} - 3,75$ -

фактор тертя; $h = \frac{hu^2}{v} = \left(\frac{h}{D}\right) Re \sqrt{\frac{f}{2}}$ - безрозмірна висота виступу діафрагми; $St = \frac{\alpha}{\rho C_p w}$

- число Стентона; w – середня швидкість рідини в трубі.

Фактор тертя

$$\sqrt{\frac{f}{2}} = 0,1138$$

Безрозмірна висота діафрагм в трубі

$$h = \frac{hu^2}{v} = \left(\frac{h}{D}\right) Re \sqrt{\frac{f}{2}} = \left(\frac{1}{30}\right) 5025 \cdot 0,1138 = 19,06$$

Число Стентона

$$St = \frac{\frac{f}{2}}{1 + \sqrt{\frac{f}{2}}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі K , Вт/м²К.

$$\alpha_2 = St \cdot \rho_s C_{ps} w_2 = 0,001394 \cdot 1287 \cdot 2920 \cdot 0,713 = 3735, \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Коефіцієнт теплопередачі на чисту поверхню, K , Вт/м²К.

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{5540} + \frac{0,0015}{17} + \frac{1}{3735} \right)^{-1} = 1864, \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Поверхня теплообміну $F = \frac{Q}{K\Delta t} = \frac{568 \cdot 1000}{1864 \cdot 21,9} = 13,9 \text{ м}^2$

Довжина трубного пучку :

$$L = \frac{F}{\pi d n_z} = \frac{13,9}{3,14 \cdot 0,03 \cdot 30} = 4,92 \text{ м}$$

Тип 3. пластинчастий ТО , з сітчасто-поточними пластинами в ялинку з кутом 120° між гофрами

Для нагрівання сиропу застосовуємо ширококанальні елементи з шириною щілини 7 мм. Ширина проточної частини $a = 0,545 \text{ м}$. Поверхня теплообміну 1 пластини – $0,6 \text{ м}^2$. Задаємо число пластин $n = 17$, перетин пакета яких для одноходового теплообмінника

$$f_{пл} = a\delta \frac{n-1}{2} = 0,545 \cdot 0,007 \frac{17-1}{2} = 0,0305 \text{ м}^2,$$

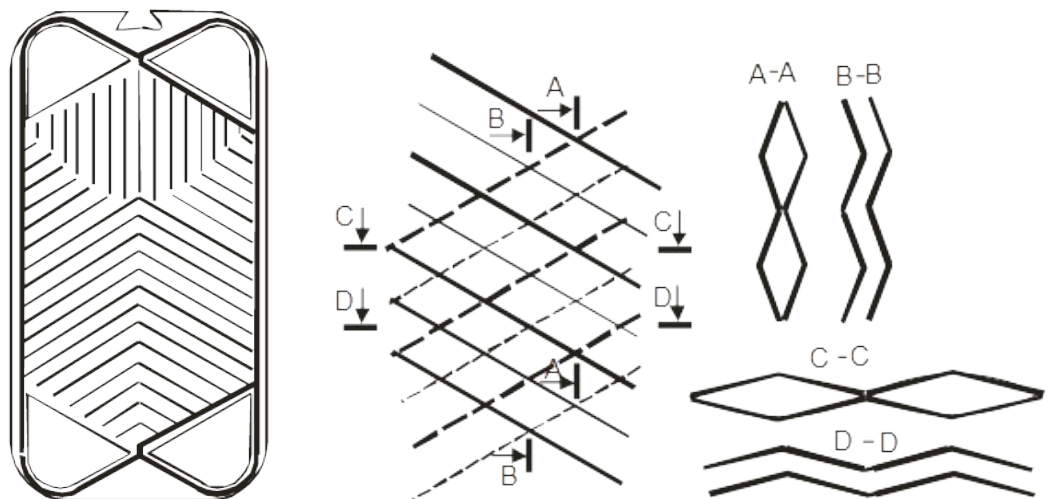


Рис. 23 Теплообмінна пластина.

Пластина типу 0,6 з гумовим ущільненням та кутом перетину вершин гофр трикутної форми 120°.

Тоді швидкості конденсату та сиропу між пластинами

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_{\text{пл}}} = \frac{80}{3,6 \cdot 957 \cdot 0,0305} = 0,761 \text{ м/с}; \quad w_2 = \frac{G_2}{\rho_s f_{\text{пл}}} = \frac{70}{3,6 \cdot 1287 \cdot 0,0305} = 0,495$$

м/с

Швидкості знаходяться в допустимому діапазоні, тобто число пластин вибрано вірно.

Числа Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 2 \delta}{\nu_1} = \frac{0,761 \cdot 0,014}{0,29 \cdot 10^{-6}} = 36820 ;$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 2 \delta}{\nu_2} = \frac{0,495 \cdot 0,014}{4,26 \cdot 10^{-6}} = 1628$$

Коефіцієнт тепловіддачі від конденсату до пластин a_1 , Вт/м²К.

$$\alpha_1 = 0,135 \frac{\lambda}{2\delta} \text{Re}_1^{0,73} \text{Pr}_1^{0,43} = 0,135 \frac{0,683}{0,014} 36820^{0,73} 1,712^{0,43} = 17890.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пластин до сиропу a_2 , Вт/м²К.

$$\alpha_2 = 0,135 \frac{\lambda_s}{2\delta} \text{Re}_2^{0,73} \text{Pr}_s^{0,43} = 0,135 \frac{0,45}{0,014} 1628^{0,73} 35,5^{0,43} = 4458$$

Коефіцієнт теплопередачі на чисту поверхню K , Вт/м²К.

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{17890} + \frac{0,0008}{17} + \frac{1}{4458} \right)^{-1} = 3050 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

$$\text{Поверхня теплообміну } F = \frac{Q}{K \Delta t} = \frac{568 \cdot 1000}{3050 \cdot 21,9} = 8,5 \text{ м}^2$$

Фактична поверхня 17 пластин $F=0,6(n-2)=0,6(17-2)=9\text{м}^2$

Таким чином, в результаті порівняння отримано, що не обов'язково застосовувати інтенсифікатори тепловіддачі у формі діафрагм, наявність яких суттєво ускладнює процеси очищення поверхні теплообміну. Більш раціональним рішенням є застосування пластинчастих теплообмінників з гофрованими пластинами, які за ефективністю теплопередачі перевищують поверхні з дисковими діафрагмами.

5. ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ З ПРОФІЛЬОВАНИМИ КІЛЬЦЕВИМИ КАНАЛАМИ

Сучасний цукровий завод укомплектовано переважно ефективними теплообмінними апаратами пластинчастого типу, поверхня теплообміну яких складена з теплообмінних пластин, товщиною 0,5 мм з розвинутою системою гофр - штучних турбулізаторів потоку. Гофри розташовуються таким чином, що сусідні пластини утворюють спільні точки контакту вершин гофр, за рахунок чого, по-перше, має місце механічна міцність до стискання, а, по-друге, утворюється складна просторова система каналів для проходження рідини; тому навіть при малих швидкостях інтенсивність теплопередачі майже в 2 рази перевищує аналогічний показник для кожухотрубних, або секційних теплообмінних апаратів.

Але при всіх перевагах пластинчасті ТО мають певні недоліки. По-перше, це розвинута система гумових ущільнень між пластинами, що потребує делікатного поводження з ними при міжсезонному очищенні поверхні. По-друге, велика кількість паралельно існуючих каналів спричиняє нерівномірність витрати потоку по поверхні теплообміну, оскільки навіть незначне забруднення частини каналів суттєво збільшує їх гідравлічний опір. Якщо частина каналів забруднена, а робоча швидкість рідини 0,3 ... 0,6 м/с недостатня для самоочищення теплообмінної поверхні, забруднені канали взагалі вимикаються з роботи з причини завищеного гідравлічного опору.

Альтернативою пластинчастим можуть слугувати секційні ТО з кільцевими каналами, поверхня теплообміну яких утворена коаксіально розташованими тонкостінними трубами різного діаметра зі штучними турбулізаторами. Теплообмінні секції можуть бути одно-, (рис.24а) або двоходовими, (рис.24б) з вертикальною, (рис.24) або горизонтальною (рис.25) компоновкою.

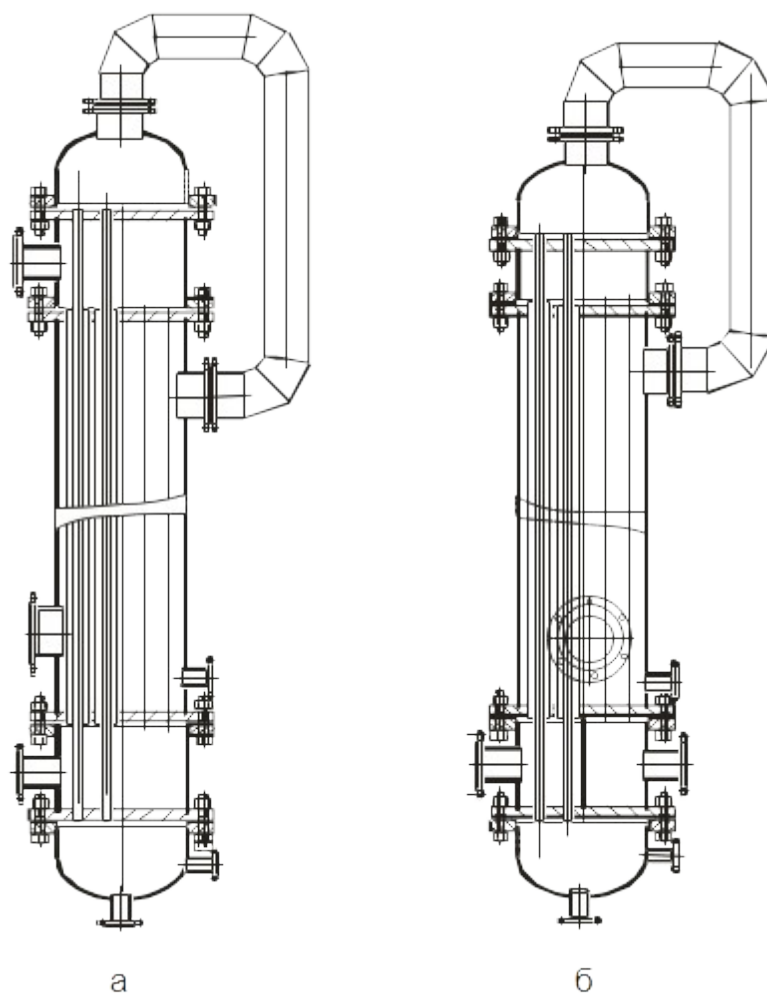


Рис.24 Теплообмінні апарати з кільцевими каналами вертикальної компоновки.
а – одноходові; б – двоходові.

Теплообмінні секції можна використовувати як окремі теплообмінники, або збирати в групи з окремих одноходових, або двоходових елементів. Кожна секція має власну систему вентиляції нагрівної камери.

Горизонтальні ТО компонуються з невеликим нахилом по напрямку руху пари у внутрішніх трубах для запобігання заливання конденсатом. Крім того, для покращення вентиляції внутрішніх труб теплообмінник виготовляють з камерою доконденсації, з якої здійснюється відведення газів, рис.2. Для запобігання провисання довжина труб не повинна перевищувати 3,5 м для горизонтальних ТО . Вертикальні ТО можуть комплектуватися і

довгими трубами з довжиною до 7 м, але з умови зручності експлуатації доцільно застосовувати труби з довжиною не більше 4 – 5 м.

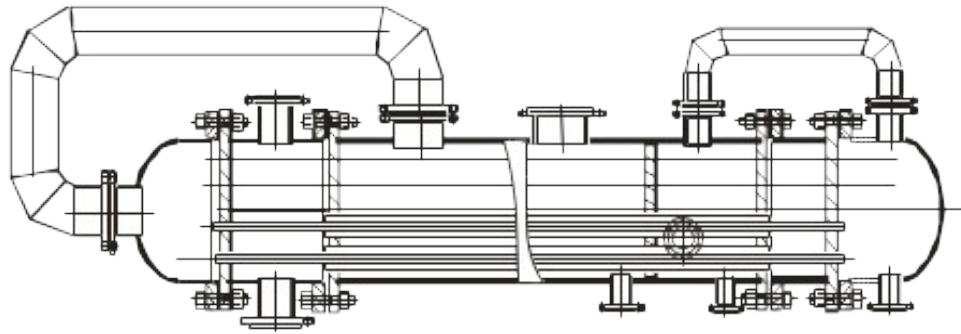


Рис. 25. Горизонтальний ТО з кільцевими каналами з камерою до конденсації.

Зовнішні труби кільцевого каналу вальцюють, або приварюють до внутрішніх трубних дошок. Внутрішні труби закріплюються на зовнішніх трубних дошках за допомогою індивідуальних сальникових ущільнень, (рис. 3) і можуть зніматися при проведенні ремонтних робіт. Утримання гумового сальника у стисненому стані здійснюється за допомогою металевого кільця та напівкруглої скоби (Рис. 26)

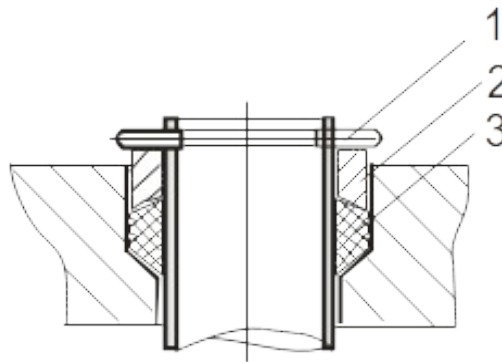


Рис.26. Кріплення внутрішньої труби на трубній дошці.
1 – напівкругла металева скоба; 2 – металеве кільце; 3 – гумове ущільнення.

Профільовані канали характеризуються високою інтенсивністю теплообміну. Наприклад, в підігрівачах типу ТТАУ, які знаходять застосування в теплових пунктах для нагрівання води для системи опалення, використані профільовані тонкостінні труби (товщина стінки 0,3 мм), а їх

теплова ефективність перевищувала аналогічні показники пластинчастих теплообмінних апаратів.

Профілювання поверхні здійснюють і на трубних елементах кільцевих каналів у вигляді накаток та вставок. Відомо, що для інтенсифікації теплообміну застосовують методи, направлені на порушення пристінного ламінарного прошарку створенням невеликих вихрових зон біля теплообмінної поверхні. Для труб метод реалізується накаткою на автоматизованих станках нанесенням плавно окреслених поперечних виступів, на яких створюється система повздовжніх гвинтових вихорів, рис.4.

Іншим способом інтенсифікації теплообміну є метод закручування потоку всередині витих овальних труб. Форма каналу реалізується протяжкою круглих труб через філь'єру, яка надає трубам овальну форму та закручування.

Для інтенсифікації тепловіддачі до ламінарних або слаботурбулентних течій в'язких рідин застосовують конструкції, що діють на всю структуру потоку, типу (д) рис.4. В міру збільшення швидкості, а, відповідно, і розвитку турбулентності дія інтенсифікатора теплообміну спрямовується на ламінарний прошарок і ефективними стають діафрагми, або спіральні навивки, рис.27.г.

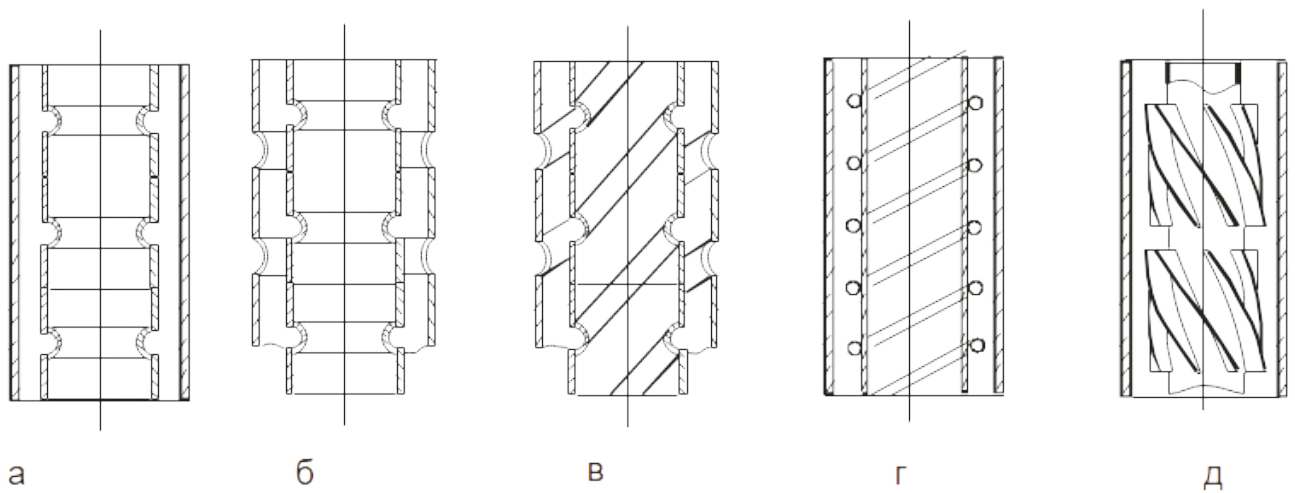


Рис. 27. Кільцевий канал з інтенсифікаторами теплообміну.
а – канал з внутрішньою профільованою трубою накаткою; б – канал з внутрішньою та зовнішньою профільованими трубами накаткою. в - канал з внутрішньою та зовнішньою профільованими трубами гвинтовою накаткою. г - канал з внутрішньою профільованою трубою навивкою; д - канал з внутрішньою трубою, профільованою гвинтовим оребренням.

Але спіральні навивки (рис.4.г) суттєво збільшують гідравлічний опір, і, крім того, ускладнюють процес заміни внутрішніх труб та їх очищення. Тому для кільцевих каналів прийнятні варіанти інтенсифікаторів у формі кільцевих канавок поперечної (рис.4.а,б) та гвинтоподібної форми (рис.4.в). Наявність кільцевих канавок не перешкоджає процесу заміни труб та ущільнень сальників і, крім того, посилюють жорсткість труб, а, відповідно, стійкість до провисання, що особливо важливо при горизонтальній компоновці.

Процеси теплообміну в кільцевих каналах з інтенсифікаторами знайшли застосування в енергетиці і достатньо досліджені, а результати узагальнень опубліковані в літературі.

Для варіанта (а) рис.4 коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої труби до рідини, що протікає в кільцевому каналі може бути розрахований за співвідношенням:

$$\frac{Nu}{Nu_o} = 1 + 0,64 \left[1 - \exp \left(-35,8 \frac{h}{d_e} \right) \right] \left(1 - 0,274 \frac{t_H}{d_e} \right), \quad (28)$$

де h - глибина накатки; t_H - крок накатки; $d_{ек}$ - еквівалентний діаметр кільцевого каналу. Nu_o - число Нуссельта для кільцевого каналу з гладких труб.

Для каналу з внутрішньою трубою 19x1 та зовнішньою 32x1, відстанню між канавками 10 мм та висотою виступів 1 мм згідно (28) коефіцієнт тепловіддачі в 1,46 рази більший у порівнянні з гладкими трубами.

За вертикальної компоновки співрозмірним термічному опору тепловіддачі до рідини стає опір плівки конденсату від водяної пари, що конденсується, тому актуальними є прийоми руйнування плівки конденсату на поверхні теплообміну. Способом інтенсифікації тепловіддачі при конденсації на вертикальних трубах є нанесення гвинтових канавок, рис. 4.в., а інтенсивність тепловіддачі може бути розрахована за співвідношенням:

$$\frac{\alpha}{\alpha_{пл}} = 1 + \left(1,4 - 1,601 \frac{t}{D} \right) \left(1 - \exp \left[-18,203 \left(1 - \frac{D-2h}{D} \right) \right] \right), \quad (29)$$

де $\alpha_{пл} = 0,925 \sqrt[3]{\frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu q L}} Re_k^{0,057}$ - коефіцієнт тепловіддачі при конденсації

пари на вертикальних гладких трубах; λ, ρ, μ, r, g - теплопровідність, густина, в'язкість конденсату, теплота конденсації та прискорення вільного падіння, відповідно; q, L - тепловий потік та довжина труб; $Re_k = \frac{qL}{\mu r}$ - число Рейнольдса конденсації.

Для труби діаметром 45 мм з гвинтовою накаткою глибиною 1 мм та кроком між витками накатки 10 мм коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари, розрахований за співвідношенням (29), перевищує аналогічний показник для гладкої труби у 1,58 рази.

При конденсації пари на горизонтальній трубі з поперечними канавками ефект інтенсифікації ще відчутніший і може бути розрахований за співвідношенням:

$$\frac{\alpha}{\alpha_{\text{гл}}} = 2,469 \left(1 - \frac{R}{D}\right) \left(1 - 0,379 \frac{t}{D_3}\right) \exp \left[3,65 \left(1 - \frac{D-2h}{D}\right) \right] \quad , \quad (30)$$

де $\alpha_{\text{гл}} = 0,655 \sqrt[3]{\frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu q D}} N^{-\frac{1}{6}}$ - коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари на пучку горизонтальних гладких труб; N - середнє число труб у вертикальному ряду; R радіус закруглення елемента накатки.

Згідно (30) для труби діаметром 45 мм з накаткою глибиною 1 мм та кроком між витками накатки 10 мм коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари, перевищує аналогічний показник для гладкої труби у 2,48 рази.

Вагомим фактором, що пригнічує теплообмін в теплообмінних апаратах, є загазованість нагрівних камер, яка в рази зменшує інтенсивність тепловіддачі при конденсації водяної пари. В теплообмінному апараті з кільцевими каналами має місце потужна вентиляція нагрівної камери зовнішніх труб, поверхня теплообміну яких в півтора рази більше поверхні труб внутрішніх, внаслідок організації послідовного руху пари вздовж зовнішніх труб до внутрішніх.

Виробники пластинчастих теплообмінних апаратів, як вагомий аргумент на їх користь, наводять результати розрахунку та порівняння поверхні теплообміну за умови досягнення мінімального степеня недогрівання потоку до температури насичення пари, як правило на 2 °С . При цьому ефективність підігрівача знаходиться в межах 87 – 92 %.

Для коректного порівняння теплообмінних апаратів з кільцевими каналами різних типів з пластинчастими зберігаємо як параметр степінь недогрівання до температури пари на рівні 2 °С. Коефіцієнт теплопередачі

для кільцевого каналу розраховуємо як середньозважений, тобто

$$K = \frac{K_{\text{вн}} d + K_{\text{зов}} D}{d + D}.$$

Як приклад, надаємо результати теплового розрахунку теплообмінних апаратів з кільцевими каналами вертикальної та горизонтальної компоновки з різною комбінацією діаметрів та товщин труб для умов першої групи підігрівача перед випарною установкою цукрового заводу потужністю 6000 тонн. В розрахунку температуру нагрівної пари перед паровим патрубком прийнята 103 °С (пара з корпусу ВУ), початкова температуру соку 87 °С, а кінцева для всіх варіантів 101 °С, (ефективність 87,5%). Витрата соку - 83,3 кг/с, що відповідає потоку соку перед ВУ 120% до маси буряків.

В розрахунку прийнято, що всі труби виготовлені з високоякісної харчової нержавіючої сталі Х18Н10Т з теплопровідністю 14 Вт/м К. Розглянуто варіант двоходових теплообмінних апаратів типу (б) рис.1 та рис.2. Для всіх варіантів довжина внутрішніх труб меншого діаметра перевищує довжину зовнішніх труб більшого діаметра на 700 мм.

Для порівняння розглянуто варіанти:

1. Вертикальна компоновка з гладкими трубами діаметром 45х2 та 32х1мм.
2. Вертикальна компоновка з гладкими трубами діаметром 32х1 та 19х1мм.
3. Вертикальна компоновка з трубами діаметром 32х1 та 19х1мм та накаткою на внутрішній трубі глибиною 1 мм та кроком накатки 10 мм.
4. Вертикальна компоновка з трубами діаметром 32х1 та 19х1мм та гвинтовою накаткою на внутрішній та зовнішній трубах глибиною 1 мм та кроком накатки 10 мм.
5. Горизонтальна компоновка з трубами діаметром 32х1 та 19х1 мм та поперечною накаткою на внутрішній та зовнішній трубах глибиною 1 мм та кроком накатки 10 мм.

6. Горизонтальна компоновка з трубами діаметром 45x2 та 32x1 мм та поперечною накаткою на внутрішній та зовнішній трубах глибиною 1 мм та кроком накатки 10 мм.
7. Горизонтальна компоновка з трубами діаметром 48x2 та 32x1мм та поперечною накаткою на внутрішній та зовнішній трубах глибиною 2 мм та кроком накатки 10 мм.
8. Горизонтальна компоновка з трубами діаметром 48x1 та 32x1мм та поперечною накаткою на внутрішній та зовнішній трубах глибиною 2 мм та кроком накатки 10 мм.

Таблиця результатів теплового розрахунку теплообмінних апаратів
з кільцевими каналами

	Найменування	Позн	Розм	Варіанти розрахунку							
				1	2	3	4	5	6	7	8
1	Число труб в секції (в одному ході)	n_z	шт	100	130	130	130	130	100	75	60
2	Швидкість соку в кільцевому каналі	w	м/с	1,59	1,49	1,49	1,49	1,49	1,59	1,525	1,59
3	Ширина кільцевої щілини	δ	мм	4,5	5,5	5,5	5,5	5,5	4,5	6,0	7,0
4	Діаметр корпусу	$D_{\text{корп}}$	м	1.0	0,85	0,85	0,85	0,85	1.0	1.0	0,85
5	Коефіцієнт теплопередачі на чисту поверхню	K	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ К}}$	2850	3076	3494	4282	5268	4302	4298	5335
6	Довжина зовнішньої труби	L	м	4,7	5,0	4,4	3,52	2,8	3,0	4,0	3,9
7	Поверхня теплообміну	F	м ²	230	211	187	152	124	152	154	123

Коефіцієнт гідравлічного тертя для каналів з поперечною накаткою в 4 -8 разів перевищує аналогічний показник для гідравлічно гладких труб в залежності від режиму руху. Але враховуючи, що теплообмінник має лише два ходи з довжиною труб 4 – 5 м і один поворот на 180 °, а швидкість руху в каналі 1,3 – 1,7 м/с гідравлічний опір для теплообмінника з шириною каналу 5,5 мм становитиме відповідно 1,2 - 2 бар. Якщо ширина каналу збільшена

до 7 мм, (варіант №8) аналогічний показник з опору буде відповідно 0,95 – 1,62 бар. за тих самих швидкостей.

В пластинчастих теплообмінниках внаслідок складної системи поворотів та турбулізаторів швидкість руху вибирається в діапазоні 0,4 – 0,6 м/с, якої замало для самоочищення поверхні теплообміну за рахунок динамічної дії потоку. В теплообмінних апаратах з кільцевими каналами зі штучними турбулізаторами швидкість руху збільшена до 1,3 – 1,7 м/с, якої достатньо для самоочищення поверхні від забруднень (крім накипу).

Крім того, при швидкості руху, наприклад, 1,5 м/с в кільцевому каналі шириною 7 мм з поперечними канавками коефіцієнт тепловіддачі до соку становить порядка 13 – 15 кВт/м²К, що співрозмірно з коефіцієнтами тепловіддачі при конденсації на горизонтальних трубах. За даних умов термічний опір стінки труби з нержавіючої сталі товщиною 2 мм в 2 рази перевищує термічні опори тепловіддачі як з одного так і з іншого боку, і стає визначальним. Тому виникає необхідність до переходу на тонкостінні труби з товщиною стінки не більше 1 мм, або застосування металів з більшою теплопровідністю.

Як видно з наведеної таблиці, коефіцієнт теплопередачі горизонтального теплообмінного апарата з тонкостінними трубами з накаткою глибиною 2 мм та шириною щілини в 7 мм на чисту поверхню порядка 5300 Вт/м²К, що майже у 2 рази перевищує аналогічний показник для кільцевого каналу з гладкими трубами стандартної товщини і, крім того, майже в 1,5 рази для пластинчастого теплообмінника з паровим нагрівним теплоносієм.

Для компенсації втрати тепловидатності внаслідок незначного відкладання накипу поверхня теплообміну може бути збільшена за рахунок подовження труб.

За умови вертикальної компоновки, враховуючи суттєво менший ніж для горизонтальної компоновки коефіцієнт теплопередачі, збільшення поверхні може бути здійснено за рахунок послідовного встановлення

короткотрубних секцій, рис.5, що полегшує умови проведення ремонтних робіт.

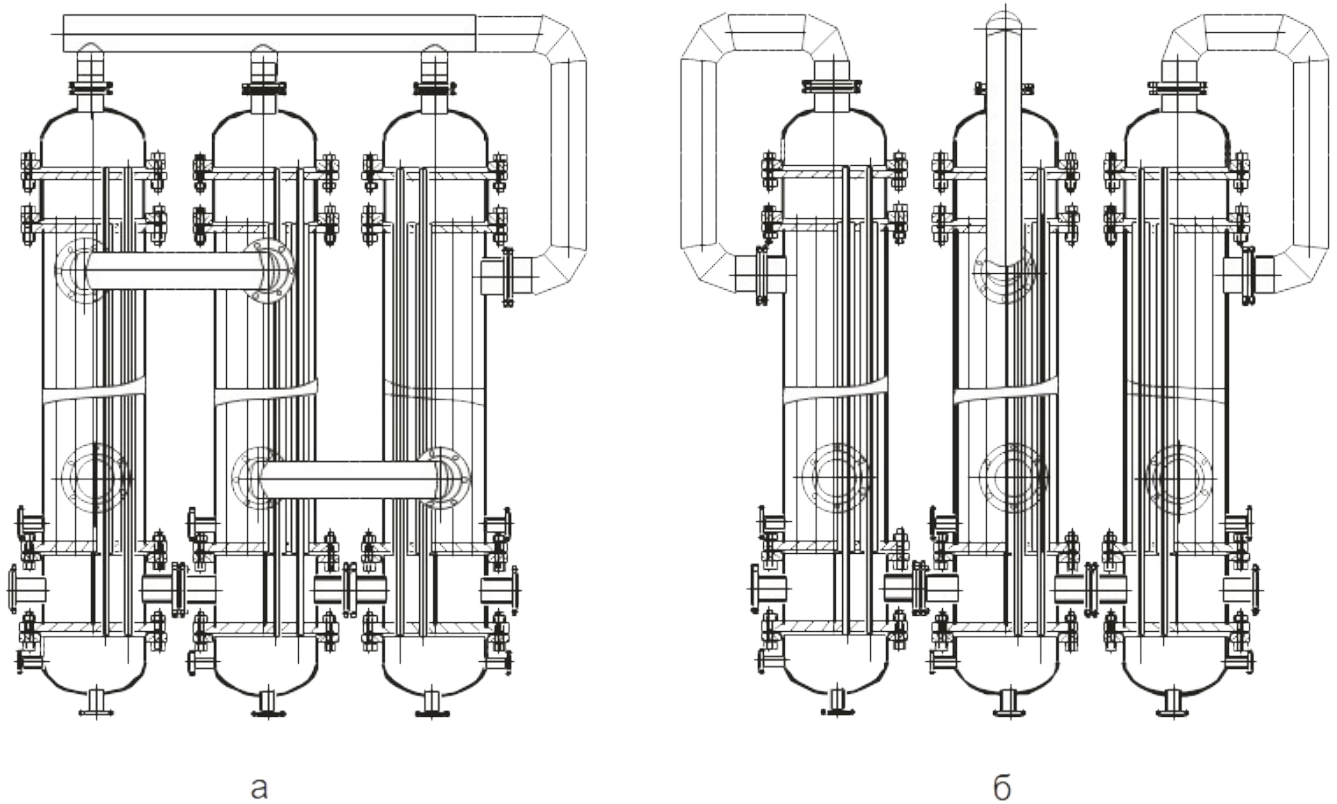


Рис.28. Приклад послідовного з'єднання теплообмінних секцій вертикальної компоновки.

а - з посиленою вентиляцією зовнішнього міжтрубного парового простору; б - з індивідуальною вентиляцією зовнішнього міжтрубного парового простору.

В тепловій схемі цукрового заводу теплообмінні апарати з кільцевими каналами з інтенсифікаторами теплообміну можна ставити на тих ділянках тепло-технологічної схеми, де необхідно витримувати швидкісний режим для запобігання відкладання накипу. Такими ділянками є:

1. станція нагрівання дифузійного соку після дифузійної установи низько потенціальною парою після вакуум-апаратів 1 кристалізації, де швидкість соку підтримується на рівні 2,3 – 2,5 м/с.

2. на станції нагрівання соку після попереднього вапнування перед гарячою дефекацією;
3. на станції нагрівання жомо-пресової води.
4. на станції нагрівання соку перед 1 фільтрацією.

Приклад принципової теплової схеми з підігрівачами з кільцевими каналами з інтенсифікаторами теплообміну наведено на рис.

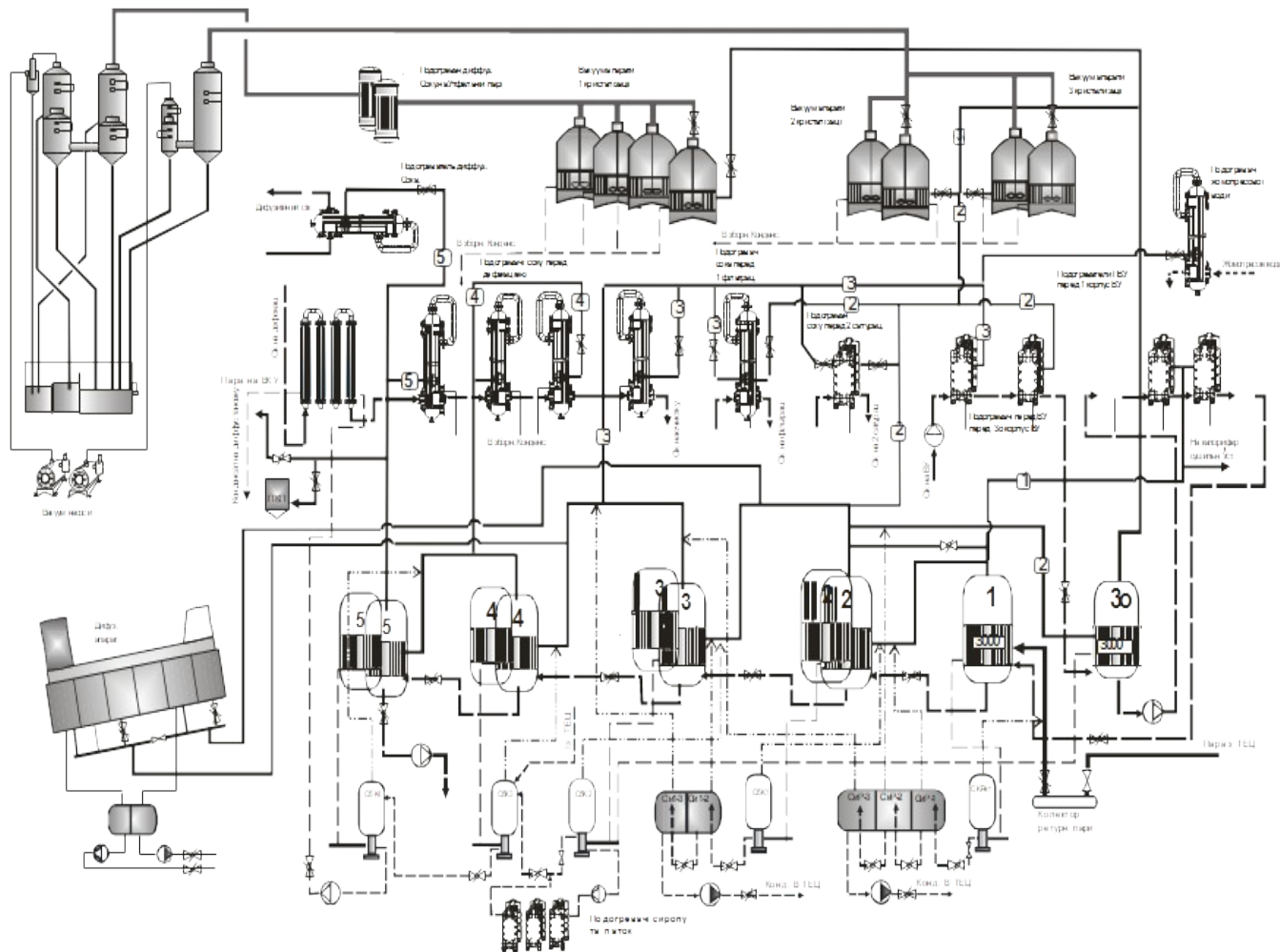


Рис.29 Принципова теплова схема з підігрівачами з кільцевими каналами з інтенсифікаторами теплообміну.

6 РЕЖИМНІ МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ ЗА ДОПОМОГОЮ ПУЛЬСАЦІЙ

Пульсації можна створити методом коливань всього теплообмінного апарата, що безумовно не раціонально і не знаходять практичного застосування із-за значних інерційних навантажень. З іншого боку хороші результати отримані при створенні пульсацій за допомогою поршня, або мембран, що розташовані за межами поверхні теплообміну і гідравлічно з'єднані з ним трубами рис.30 .

На рис. наведена схема під'єднання двостороннього поршневого пульсатора з клапанними коробками

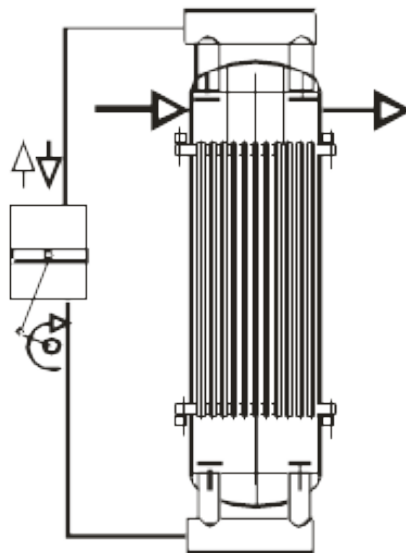


Рис.30. Схема поршневого двостороннього пульсатора

Ефект інтенсифікації теплообміну створюється за допомогою нестационарної пульсуючої течії, при якій пульсації швидкості та перепади тиску викликають в середній частині теплообмінних труб зворотні струмини рідини, а величини пульсаційних швидкостей та перепадів тиску згасають вздовж каналу в процесі віддалення від джерела пульсацій.

В стабілізованій пульсаційній течії швидкість потоку не залежить від повздовжньої координати, а пульсаційні збурення зворотніх потоків із

середньої частини труби не викликають, не створюють відчутного ефекта інтенсифікації теплообміну і вважаються недоцільними .

Пульсаційна швидкість в трубі w_x розкладається на складові

$$w_x = w_o + w_\tau \quad , \quad (31)$$

де w_o – витратна середня швидкість, яка не змінюється по довжині труби; w_τ – складова швидкості пульсаційна, амплітудне (максимальне) значення якої розраховується як:

$$w_\square = \omega R \left(\frac{D_p}{d} \right) \sqrt{1+s^2} \approx \omega A \quad . \quad (32)$$

де $\omega = 2\pi f$ – кругова частота пульсацій, що чисельно дорівнює кутовій швидкості обертання кривошипа поршня пульсатора радіусом R і поршнем діаметром D_n ; f – частота пульсацій лінійна; $s = R/L$ – відношення радіуса кривошипа R до довжини шатуна L ; d – внутрішній діаметр труби. Параметр A дорівнює шляху переміщення частинки рідини в трубі за половину періоду пульсацій.

Дійсне значення швидкості пульсаційної біля джерела пульсацій в заданий момент часу визначається як:

$$w_n = w_o + w_\square \sin \omega t \quad . \quad (33)$$

Характеристиками пульсацій, які визначатимуть вплив коливань на інтенсивність тепловіддачі прийнято :

число Рейнольдса пулсаційного потоку

$$Re_n = \frac{w_\square d}{\nu} ,$$

та число Рейнольдса основного потоку

$$Re_o = \frac{w_o d}{\nu} .$$

Узагальнююче рівняння з інтенсивності тепловіддачі за пульсуючої течії в горизонтальній трубі в турбулентному режимі руху, в діапазоні $Re_o = 10000 \dots 30000$; $Re_n = 5200 \dots 100000$; $Pr = 1,8 \dots 10,8$ надано у формі :

$$Nu_n = \left[1,3 + \frac{3,78 - 0,122 \cdot 10^{-3} Re_o}{\exp(2 - 0,2 \omega) + \exp(0,2 \omega - 2)} \right] 10^{-6} Re_n^{0,31 - 0,534 \cdot 10^{-5} Re_o} Re_o^{1,6} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (34)$$

В ламінарній та ламінарно-перехідній області горизонтальних труб $Re_o = 800 \dots 3500$ при ($Re_n < Re_o$) коефіцієнт тепловіддачі від пульсацій не залежить, рис. 31, коефіцієнт тепловіддачі розраховують за звичайними рівняннями.

В зоні переважаючого впливу пульсацій ($Re_n > Re_o$) в діапазоні $Re_o = 800 \dots 3500$ рекомендують використовувати рівняння:

$$Nu = 0,105 Pe_n^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (35)$$

де $Pe_n = Re_n Pr$; $Gr = \frac{g d^3 \beta \Delta t}{\nu^2}$; $\Delta t = t_{cm} - t_{cp}$.

Характер залежності коефіцієнта тепловіддачі від пульсаційних характеристик потоку наведено на рис. .

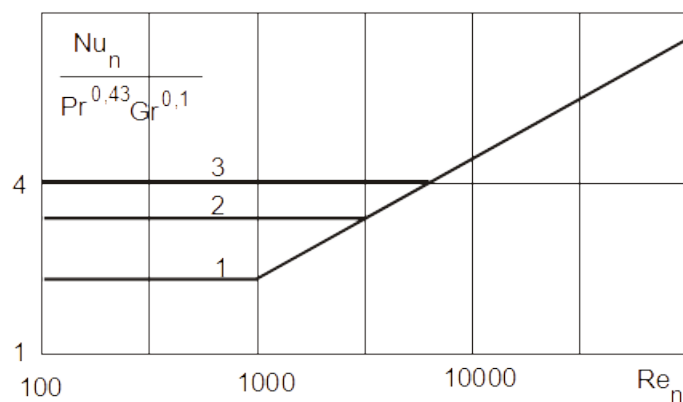


Рис. 31 Залежність $\frac{Nu_n}{Pr^{0,43} Gr^{0,1}} = f(Re_n)$ в ламінарно-перехідній області для Re_o : 1 – 1350; 2 – 2550; 3 – 3250.

З рис. 31 вплив пульсацій на інтенсивність тепловіддачі проявляється відчутніше за меншої швидкості основного потоку.

У вертикальних трубах за умови протинаправленої конвекції в режимі пульсацій в діапазоні зміни $Re_o = 10000 \dots 130000$, $GrPr = (3,375 \dots 625)10^6$, $Pr = 1 \dots 200$, $Re_n = 195 \dots 316000$ рекомендовано рівняння:

$$\frac{Nu_n}{Nu_o} = 1,8 \cdot 10^{-4} Re_{n, 3,4 Re_o^{-0,3}} Re_o^{0,62}, \quad (36)$$

де

$$Nu_o = 8 + 0,14 Ra^{0,333} + 0,023 Re_o^{0,78} Pr^{0,333}. \quad (37)$$

Крім інтенсифікації теплообміну має місце зниження гідравлічного опору, що компенсує затрати енергії на привід пульсатора.

Результати розрахунку інтенсифікації теплообміну в підігрівачі з пульсатором на станції нагрівання перед гарячим вапнуванням 2 групи цукрового заводу наведено в таблиці Табл. №2

Порівняння параметрів теплообміну ПДС 2 групи, (пара 5 корпусу ВУ)

НАЙМЕНУВАННЯ	Познач	Розм	Режим роботи ТО	
			звичайний	з пульсатор.
Температура соку на вході в ТО	t_{axid}	°C	70,46	70,46
Температура соку на виході із ТО	t_{vixid}	°C	79,8	81,9
Температура нагрівної пари	t_{zp}	°C	83	83
Недогрів. До т-ри пари	$dt_{недогр}$	°C	3,2	1,1
Коефіцієнт тепловіддачі	α_1	Вт/м²К	6961	6587
Швидкість соку в трубах	w	м/с	1,622	1,618
Число Рейнольдса потоку соку	Re	-	93630	96490
Коефіцієнт тепловіддачі номін.	α_{2o}	Вт/м²К	7724	7730
Коефіцієнт забруднень	f	-	0,65	0,9
Частота обертів пульсатора	f_n	Гц	-	6
Пульсаційне число Рейнольдса	Re_n	-	-	2243000
Степінь зростання інтенсивн.тепловіддачі	α_2/α_{2o}	-	-	2,74
Коефіцієнт тепловіддачі	α_2	Вт/м²К	7724	20080
Коеф. Теплоперед на чисту стінку		Вт/м²К	2700	3450
Коеф. Теплопередачі	K	Вт/м²К	1755	3105
Число одиниць перенесення	NTU	-	1,374	2,43
Ефективність ТО	E	-	0,747	0,912

Результати розрахунку інтенсифікації теплообміну в підігрівачі з пульсатором на станції нагрівання перед гарячим вапнуванням 3 групи цукрового заводу наведено в таблиці Табл. №3

Табл. №3

Порівняння параметрів теплообміну ПДС 3 групи, (пара 4 корпусу ВУ)

НАЙМЕНУВАННЯ	Познач	Розм	Режим роботи ТО	
			звичайний	з пульсатор.
Температура соку на вході в ТО	$t_{вх\dot{д}}$	°C	79,96	81,84
Температура соку на виході із ТО	$t_{вих\dot{д}}$	°C	88,96	91
Температура нагрівної пари	$t_{\text{п}}$	°C	91,8	91,8
Недогрів. До т-ри пари	$dt_{недогр}$	°C	2,84	1,3
Коефіцієнт тепловіддачі	α_1	Вт/м²К	7297	7115
Швидкість соку в трубах	w	м/с	1,63	0,8
Число Рейнольдса потоку соку	Re	-	107400	108300
Коефіцієнт тепловіддачі номін.	α_{20}	Вт/м²К	7687	7717
Коефіцієнт забруднень	f	-	0,65	0,9
Частота обертів пульсатора	f_n	Гц	-	6
Пульсаційне число Рейнольдса	Re_n	-	-	260600
Степінь зростання інтенсивн. тепловіддачі	α_2/α_{20}	-	-	2,8
Коефіцієнт тепловіддачі	α_2	Вт/м²К	7297	19750
Коеф. Теплоперед на чисту стінку		Вт/м²К	2814	3579
Коеф. Теплопередачі	K	Вт/м²К	1829	3121
Число одиниць перенесення	NTU	-	1,428	2,51
Ефективність ТО	E	-	0,76	0,919

Результати розрахунку інтенсифікації теплообміну в підігрівачах з пульсатором на станції нагрівання перед попереднім вапнуванням, перед 2 сатурацієюб, перед випарною установкою цукрового заводу наведено в таблиці Табл. №4

Табл. №4

Модернізація теплообмінників на станціях нагрівання встановленням пульсаторів

НАЙМЕНУВАННЯ	Режими теплообміну			
	Існуюч. режим		З інтенсиф. ТО	
	Коеф теплопередачі	Поверхня теплообм	Коеф теплопередачі	Поверхня теплообм
Підігрівачі соку перед переднім вапнуванням	1800 - 2000	300	3500	250
Підігрівач соку перед 1 фільтацією	1600	300	2800	200
Підігрівач соку перед 2 сатурац.	1850	300	3000	200
Підігрівачі соку перед випарною установкою	2100-2300	300	3800	200
Підігрівачі дифузійного соку на утфільній парі	1700	300	2700	200
Підігрівач сиропу	700	60	1200	40
Підігрівачі патоки	220-160	60	350	40

7. ВИСНОВКИ

1. Горизонтальні паро-рідинні теплообмінні апарати з кільцевими каналами, утвореними тонкостінними трубами зі штучними простими турбулізаторами у вигляді накаток, мають показники теплової ефективності до 1,5 рази більші, ніж пластинчасті.
2. Гідравлічний опір кільцевого каналу суттєво залежить від ширини щілини між трубами і, крім того, зростає з поглибленням циліндричних канавок, тому, враховуючи можливість незначного відкладання накипу, доцільно застосовувати канали з шириною 6 – 8 мм.
3. Швидкість руху рідини в кільцевому каналі з накатними турбулізаторами не повинна перевищувати 1,7 – 1.8 м/с з умови запобігання надмірного зростання гідравлічного опору, але не менше 1,3 м/с з умови забезпечення самоочищення поверхні.
4. Для горизонтальних кільцевих каналів зі штучними інтенсифікаторами теплообміну термічний опір металевої стінки з низькою теплопровідністю (нержавіюча сталь) стає співрозмірним з термічними опорами тепловіддачі, а при товщині більше 1 мм, їх переважає. Тому товщина стінки профільованих труб з нержавіючої сталі не повинна перевищувати 1 мм.
Для вертикальних каналів термічний опір тепловіддачі від пари в 2-3 рази перевищує аналогічний показник для горизонтальних труб, тому можуть застосовуватися труби і з товщиною стінки до 1,5 мм.
5. Пульсаційні інтенсифікатори теплообміну в рідинах прості конструктивно і дозволяють в 1,5 - 3 рази інтенсифікувати тепловіддачу на існуючих кожохотрубних багатоходових теплообмінниках, що експлуатуються в теплотехнологічних схемах цукрових заводів, без заміни їх на пластинчасті теплообмінники.

6. Пульсаційний режим руху рідини, утворений штучними поршневыми пульсаторами, перешкоджає утворенню відкладень на стінках труби, що особливо важливо під час нагрівання соків цукрового виробництва.
7. Затрати енергії на пульсатори незначні (2 – 3 кВт), але згенерований пульсаційний режим зменшує гідравлічний опір, що компенсує затрати енергії на приводи пульсатора.
8. Степінь інтенсифікації тепловіддачі зростає у випадку нагрівання слаботурбулізованих потоків, що характерно для в'язких рідин – патоки, сиропів.
9. За результатами порівняльного розрахунку застосування пульсаційних інтенсифікаторів тепловіддачів теплові схеми потужного цукрового заводу навіть з досконалою, з точки зору використання ВЕР тепловою схемою, застосування пульсаційних інтенсифікаторів теплообміну в існуючих теплообмінних апаратах на станції підігрівачів соку перед гарячим вапнуванням та перед ВУ вдалося зменшити споживання газу з 29,743 м³/тонну буряків (0,31 м³/тонну буряків).

8. ЛІТЕРАТУРА

1. Э.К.Калинин, Г.А.Дрейцер, С.А.Яхно . Интенсификация теплообмена в каналах - М.: Машиностроение, 2000, 208 с., ил.
2. Л.М.Коваленко, А.Ф.Глушков. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. – М.: Энергоатомиздат , 2003. – 240 с., ил.
3. Б.В.Дзюбенко. Интенсификация тепло- и массообмена на макро-, микро и наномасштабах. – М.: ФГУП “ЦНИИАТОМИФОРМ”, 2008.

9. ДОДАТКИ.

Програма розрахунку теплової ефективності тепло технологічної схеми цукрового заводу при застосування інтенсифікаторів теплообміну в теплообмінних апаратах в пакеті MathCad.

Розрахунок теплової схеми підігрівачі ПДС з інтенсифікаторів тепловіддачі (цукровий з-д 5500) (Відкачка - 112 %)

Подача соку на 1а (3 по парі) корп. ВУ; (5 корпусна ВУ)

Вихідні дані

Результати розрахунку продуктів:

1. Продуктивність заводу A , т/добу;-----	$A := 5500$	
2. Витрата дифузійного соку % - Sds -----	$Sds := 112$	$CPdc := 15.28$
3. Витр. нефільт. сока на попер. деф. Scv -----	$Scv := 12$	
4. Витр. суспенз. 2 сат. на ПД - $Sv2$ -----	$Sv2 := 25$	$CPppf := 13.04$
5. Витрата соку перед 1 фільтрацією, % - $Sp1f$ -	$Sp1f := 125.9$	$CP2c := 13.04$
6. Витрата соку перед 2 сатурацією, % - $S2c$ ---	$S2s := 125.24$	
7. Сік на випарну установк, ВУ, % - $Spvu$ -----	$Spvu := 118.68$	$CPpvu := 13.13$
8. Клеровка, % - Skl -----	$Skl := 12.33$	$CPkl := 67.9$
9. Зелена патока 1 прод. на варку- $Spz1$ -----	$Spz1 := 9.50$	$CPzp1 := 81.6$
10. Біла патока 1 прод. - $Spb1$ -----	$Spb1 := 4.26$	$CPpb1 := 76.4$
11. Зелена патока 2 прод. на варку - $Spz2$ -----	$Spz2 := 2.06$	$CPpz2 := 85.1$

Режимні параметри та температурний режим

- температура соку після дифузії, tds	$tds := 24$	$\delta tobor := 9$
- температура сусп.2, що повертається в збірн. дифсоку, $tcp2$	$tdif := tds + \delta tobor$	
- Т-ра соку у збірнику перед ВУ, $tpvu$	$tcp2 := 75$	
- т-ра ретурної пари, $tret$	$tpvu := 87$	
- т-ра сокових парів 1 корпусу ВУ, $t1$	$tret := 134$	
- т-ра сокових парів 2 корпусу ВУ, $t2$	$t1 := 125.1$	
- т-ра сокових парів 3 корпусу ВУ, $t3$	$t2 := 113.8$	
- т-ра сокових парів 4 корпусу ВУ, $t4$	$t3 := 105.06$	
- температура соку після пласт. ТО на обор. воді, $tdif$	$t4 := 94.8$	
	$tdif = 33.1$	$t5 := 87$

Т-ра конденсату після збірника конденсату ЗК-4

$$tkond4 := t4 + 1$$

Кількість води на дифустановку Sbv , %

Температура конденсату із останнього збірника, $tkon$, C
Температура жомопресової води, $tzpro$, C
Витрата жомопресової води, % $Szpr$

$$tkond4 = 95.81$$
$$tzpro := 57$$
$$Szpr := 60$$

Витрата барометричної води на дифустановку, S_{bv} , %

$$S_{str} := 100 \quad S_{zom} := 8 \quad S_{bv} := S_{ds} - S_{str} - S_{zpr} - S_{kond} + S_{zom} \quad S_{bv} = 0$$

1. Витрата пари на дифузійну установку

Температура жому $t_{zom} := 7$

Температура стружки $t_{str} := 10$

Температура жомопресової води $t_{zpr} := 68$

Температура дифузійного соку $t_{ds} = 24$

Температура барометричної води (відсутня) $t_k := 65$

Температура конденсату $t_{kon} := 65$

$$C_p := 1.4 \quad C_{zom} := 3.4 \quad C_{str} := 2.8 \quad t_{grd} := 115 \quad S_{ds} = 112 \quad S_{bv} = 0$$

$$C_p(t) := \begin{cases} 4.2083 - 1.852 \cdot 10^{-3} \cdot t + 2.703 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 7.29 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 & \text{if } t \leq 100 \\ 4.1676 - 8.286 \cdot 10^{-5} \cdot t + 4.643 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 1.428 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$C_{zpr}(t) := C_p(t) - C_p \cdot (25 + 0.08 \cdot t) \cdot 10^{-3}$$

$$r(t) := 2503.91 - 2.498 \cdot t + 2.07 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 1.823 \cdot 10^{-5} \cdot t^3$$

$$Q_{aut} := S_{ds} \cdot C_{zpr}(t_{ds}) \cdot t_{ds} + S_{zom} \cdot C_{zom} \cdot t_{zom}$$

$$Q_{in} := S_{str} \cdot C_{str} \cdot t_{str} + S_{zpr} \cdot C_{zpr}(t_{zpr}) \cdot t_{zpr} + S_{kond} \cdot C_p(t_k) \cdot t_{kon} + S_{bv} \cdot C_p(t_k) \cdot t_k$$

$$Q_{dif} := Q_{aut} - Q_{in}$$

$$\text{Витрата пари} \quad D_{dif} := \frac{Q_{dif} \cdot 1.1}{r(t_{grd})} \quad Q_{dif} = 3.038 \times 10^3$$

$$D_{dif2} := D_{dif} \quad D_{dif} = 1.508$$

Витрата пари на теплообмінники 1 Підігрівач на утфільній парі

Перевірний розрахунок теплообмінника (решофер з протяжкою пари)
типу "рідина - пара" (утф. пара - сік)

Теплообмінник секційний із 6 горизонтальних секцій з повздовжньою протяжкою утфільної пари.

S_p - витрата соку в %

n_z - число труб одного ходу теплообмінника

z - число секцій теплообмінника

d_z - зовнішній діаметр теплообмінних труб, м

L - довжина (висота) теплообмінних труб, м

t_{gr} - температура гріючої пари, C

t_p - початкова (вхідна) температура рідини, C

G - витрата соку в (т/год)

$$d_v := 0.03$$

$$z := 1$$

$$d_z := 0.03$$

$$L := 3.4$$

$$t_{gr} := 60$$

$$t_p := t_{dif}$$

$$t_k := 47$$

$$S_{ds} = 112$$

$$n_z := 88$$

$$\delta_s := 0.0015$$

$$\lambda_s := 14$$

$$d_c := 0.0315$$

$$t_p = 33$$

$$\lambda_n := 2 \quad \delta_n := 0 \quad \phi := 0.8$$

$$\Delta t := \frac{t_k - t_p}{\ln\left(\frac{t_{gr} - t_p}{t_{gr} - t_k}\right)} \quad t_c := t_{gr} - \Delta t \quad G := S_{ds} \cdot \frac{A}{24 \cdot 100}$$

$$v(t) := \begin{cases} 1.43558 \cdot 10^{-6} - 2.7906 \cdot 10^{-8} \cdot t + 2.492 \cdot 10^{-10} \cdot t^2 - 8.437 \cdot 10^{-13} \cdot t^3 & \text{if } t \leq 100 \\ 0.4451 \cdot 10^{-6} + 1.147 \cdot 10^{-10} \cdot t - 2.585 \cdot 10^{-11} \cdot t^2 + 9.56 \cdot 10^{-14} \cdot t^3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\lambda(t) := \begin{cases} 0.603 + 3.986 \cdot 10^{-6} \cdot t + 2.467 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 1.68 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 & \text{if } t \leq 100 \\ 0.61618 + 1.1062 \cdot 10^{-3} \cdot t - 4.375 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Pr(t) := (9.175 - 0.154 \cdot t + 1.044 \cdot 10^{-3} \cdot t^2) - 2.467 \cdot 10^{-6} \cdot t^3$$

$$Cp(t) := \begin{cases} 4.2083 - 1.852 \cdot 10^{-3} \cdot t + 2.703 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 7.29 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 & \text{if } t \leq 100 \\ 4.1676 - 8.286 \cdot 10^{-5} \cdot t + 4.643 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 1.428 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\rho l(t) := 1004.7 - 0.206 \cdot t - 2.608 \cdot 10^{-3} \cdot t^2$$

$$\mu(t) := 2503.91 - 2.498 \cdot t + 2.07 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 1.823 \cdot 10^{-5} \cdot t^3 \quad \hat{\mu}(t) := v(t) \cdot \rho l(t)$$

ТФВ дифузійного соку

$$J(t) := \log(\mu(t) \cdot 1000) + CP \cdot (0.0157 - 7 \cdot 10^{-5} \cdot t) \quad \mu c(t) := 10^{J(t)} \cdot 10^{-3} \quad \mu c(tc) = 1.011 \times 10^{-3} \blacksquare$$

$$\lambda c(t) := \lambda(t) - 0.0033 \cdot CF \quad \rho c(t) := \rho l(t) + 4 \cdot CF$$

$$Cpc(t) := Cp(t) - CP \cdot \frac{25 + 0.08 \cdot tc}{1000} \quad vc(t) := \frac{\mu c(t)}{\rho c(t)} \quad Prc(t) := \mu c(t) \cdot \frac{Cpc(t) \cdot 1000}{\lambda c(t)} \quad \lambda c(tc) = 0.583 \blacksquare$$

$$\rho c(tc) = 1.052 \times 10^3 \blacksquare$$

$$F := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot \frac{dv + dz}{2} \cdot z \quad Q := \frac{G \cdot Cpc(tc) \cdot (tk - tp)}{3.6} \quad F = 304.643 \blacksquare$$

$$q := \frac{Q}{F} \quad Re_k := q \cdot \frac{L}{r(tgr) \cdot \rho l(tgr) \cdot v(tgr)} \quad Re_k = 38.965 \blacksquare$$

$$\alpha 10 := \begin{cases} 0.925 \cdot \left[\left(\frac{\lambda(tgr)^3 \cdot \rho l(tgr) \cdot r(tgr) \cdot 9.81}{v(tgr) \cdot L \cdot q} \right)^{0.3333} \right] \cdot Re_k^{0.05} & \text{if } Re_k \leq 400 \\ \frac{Re_k}{2300 + 41 \cdot Pr(tgr)^{-0.5} \cdot (Re_k^{0.75} - 89)} \cdot \lambda(tgr) \cdot \left(\frac{9.81}{v(tgr)^2} \right)^{0.333} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\alpha 10 = 7.538 \times 10^3 \blacksquare$$

Коефіцієнт, що враховує вплив газів на тепловіддачу при конденсації. U

$$\omega := \frac{4 \cdot G}{\rho c(tc) \cdot 3.141 \cdot dv \cdot dz \cdot nz \cdot 3.6} \quad \omega = 1.09 \blacksquare$$

$$Re := \omega \cdot \frac{dv}{vc(tc)} \quad \xi t := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$\alpha 1 := \alpha 10 \cdot U$$

$$\omega := \frac{4 \cdot G}{\rho c(tc) \cdot 3.141 \cdot dv \cdot dz \cdot nz \cdot 3.6} \quad Re := \omega \cdot \frac{dv}{vc(tc)} \quad \xi t := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2} \quad \alpha 1 = 6.784 \times 10^3 \blacksquare$$

$$\alpha 2 := \begin{cases} 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Prc(tc)^{0.4} \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{if } Re \geq 10000 \\ \frac{\left[\frac{(Re - 1000) \cdot Prc(tc) \cdot \xi t}{8} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{dv}{L} \right)^{0.666} \right]}{1 + 12.7 \cdot (Prc(tc)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi t}{8} \right)^{0.5}} \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Re = 3.402 \times 10^4 \blacksquare$$

$$\alpha 2 = 3.99 \times 10^3 \blacksquare$$

$$Ko := \left(\alpha 1^{-1} + \alpha 2^{-1} + \frac{\delta s}{\lambda s} \right)^{-1} \quad K := \begin{cases} \left(Ko^{-1} + \frac{\delta n}{\lambda n} \right)^{-1} & \text{if } \delta n > 0 \\ Ko \cdot \phi & \text{otherwise} \end{cases} \quad Ko = \frac{3}{K = 1.584 \times 10^3}$$

$$NTU := K \cdot \frac{F \cdot 3.6 \cdot 10^{-3}}{G \cdot Cpc(tc)} \quad \varepsilon := 1 - e^{-NTU} \quad tk := tp + (tgr - tp) \cdot \varepsilon$$

$$K := Ko \cdot \phi \quad \varepsilon = 0.836 \quad NTU = 1.805$$

$$Tutfp := tp \quad Tutfk := tk \quad \Delta Tutf := Tutfk - Tutfp \quad tds := tk \quad tk = 55.56$$

$$tds = 55.56 \quad \Delta Tutf = 22.56 \quad tp = 33$$

Температура дифузійного соку після конденсатного теплообм.

$$tds := tk$$

Температура соку на виході із попереднього дефектора

$$Cds(t) := Cp(t) - CP \cdot (25 + 0.08 \cdot t) \cdot 10^{-3} \quad Spd := Sds + Sv2 + Scv + Svap \quad Csusp := 3.7 \quad tsus2 := 75$$

$$Svap := 1.14$$

$$tpd := \frac{Sds \cdot tds \cdot Cds(tds) + (Sv2) \cdot tsus2 \cdot Csusp + Scv \cdot Cds(tcv) \cdot tcv}{(Sds \cdot Cds(tds) + Sv2 \cdot Csusp) + Scv \cdot Cds(tcv)} \quad Spd = 150.14 \quad tpd = 61.005$$

$$tcv := 83$$

Витрата пари на теплообмінники

Витрата пари на підігрівачі перед основним вапнуванням

Теплообмінник ПДС1

(теплообмінники секційні 2 шт паралельними потоками по соку)

2 Теплообмінника секційних, 4 ходовий 120 м та 80 м типу "рідина - рідина" (конденсат - сік)

Теплообмінник ПДС1А

$$SkondTO := 45 \quad PR := 0.6$$

PR - параметр розподілу

$$\text{Витрата конденсату, } G1, m/год, SkondTO, \% \quad G1 := SkondTO \cdot \frac{A}{24 \cdot 100}$$

$$\text{Витрата соку, } G2, m/год, Spd, \% \quad G2 := Spd \cdot \frac{A \cdot PR}{24 \cdot 100}$$

$$\text{Початкова температура конденсату, } t1p, C \quad t2p := tpd \quad t1p := tkond4 \quad G1 = 103.125$$

$$\text{Початкова температура дифузійного соку, } t2p, C \quad nz := 60 \quad L := 5.2 \quad G2 = 206.442$$

$$\text{Число секцій теплообмінника, } z \quad z := 4 \quad Dvn := 0.41$$

$$\text{Число труб в одному ході теплообмінника, } nz \quad dz := 0.03 \quad Zn := 1 \quad t2p = 61.005$$

$$\text{Довжина труби, } L, m \quad CP := CPdc \quad t1p = 95.8$$

$$\text{Діаметр корпусу секції, } Dvn, m$$

$$\phi := 0.8 \quad \delta n := 0.00 \quad \lambda n := 2 \quad \lambda s := 30 \quad \Delta e := 0.2 \cdot 10^{-3} \quad \delta s := 0.0015 \quad CP = 15.28$$

$$\text{Задаємося температурою соку на виході із ТО} \quad t2k := 71$$

$$\begin{aligned}
\frac{dv}{dz} &:= dz - 2 \cdot \delta s \quad \frac{dc}{dz} := \frac{dv + dz}{2} \quad F := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot dc \cdot z & F = 123.44 \blacksquare \\
t1k &:= t1p - G2 \cdot \frac{(t2k - t2p) \cdot 3.9}{G1 \cdot 4.2} \quad t1c := \frac{t1p + t1k}{2} \quad t2c := \frac{t2p + t2k}{2} & t1k = 77.22 \blacksquare \\
& & t1c = 86.51 \blacksquare \\
& & t2c = 66.002 \blacksquare \\
v(t) &:= \begin{cases} 1.43558 \cdot 10^{-6} - 2.7906 \cdot 10^{-8} \cdot t + 2.492 \cdot 10^{-10} \cdot t^2 - 8.437 \cdot 10^{-13} \cdot t^3 & \text{if } t \leq 100 \\ 0.4451 \cdot 10^{-6} + 1.147 \cdot 10^{-10} \cdot t - 2.585 \cdot 10^{-11} \cdot t^2 + 9.56 \cdot 10^{-14} \cdot t^3 & \text{otherwise} \end{cases} \\
\lambda(t) &:= \begin{cases} 0.603 + 3.986 \cdot 10^{-6} \cdot t + 2.467 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 1.68 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 & \text{if } t \leq 100 \\ 0.61618 + 1.1062 \cdot 10^{-3} \cdot t - 4.375 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 & \text{otherwise} \end{cases} \\
Pr(t) &:= (9.175 - 0.154 \cdot t + 1.044 \cdot 10^{-3} \cdot t^2) - 2.467 \cdot 10^{-6} \cdot t^3 \\
Cp(t) &:= \begin{cases} 4.2083 - 1.852 \cdot 10^{-3} \cdot t + 2.703 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 7.29 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 & \text{if } t \leq 100 \\ 4.1676 - 8.286 \cdot 10^{-5} \cdot t + 4.643 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 1.428 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 & \text{otherwise} \end{cases} \\
\rho1(t) &:= 1004.7 - 0.206 \cdot t - 2.608 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 \\
\mu(t) &:= 2503.91 - 2.498 \cdot t + 2.07 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 1.823 \cdot 10^{-5} \cdot \hat{\mu}(t) \quad \hat{\mu}(t) := v(t) \cdot \rho1(t)
\end{aligned}$$

ІФВ дифузійного соку

$$\begin{aligned}
J(t) &:= \log(\mu(t) \cdot 1000) + CP \cdot (0.0157 - 7 \cdot 10^{-5} \cdot t) \quad \mu c(t) := 10^{J(t)} \cdot 10^{-3} & \mu c(t2c) = 6.319 \times 10^{-4} \blacksquare \\
\lambda c(t) &:= \lambda(t) - 0.0033 \cdot CF \quad \rho c(t) := \rho1(t) + 4 \cdot CF & \lambda c(t2c) = 0.612 \blacksquare \\
Cpc(t) &:= Cp(t) - CP \cdot \frac{25 + 0.08 \cdot t2c}{1000} \quad \nu c(t) := \frac{\mu c(t)}{\rho c(t)} \quad \text{Pre}(t) := \mu c(t) \cdot \frac{Cpc(t) \cdot 1000}{\lambda c(t)} & \rho c(t2c) = 1.041 \times 10^3 \blacksquare
\end{aligned}$$

Живі перерізи трубного та міжтрубного просторів

$$fz2 := 3.14 \cdot dv^2 \cdot \frac{nz \cdot Zn}{4} \quad fz1 := 3.14 \cdot \frac{(Dvn^2 - dz^2 \cdot nz) \cdot Zn}{4} \quad dek := 4 \cdot \frac{fz1}{3.14 \cdot (Dvn + dz \cdot nz) \cdot Zn}$$

Швидкості соку в трубах 2 та конденсату у міжтрубному просторі $\omega1$

$$\begin{aligned}
\omega2 &:= \frac{G2}{\rho c(t2c) \cdot fz2 \cdot 3.6} \quad \omega1 := \frac{G1}{\rho1(t1c) \cdot fz1 \cdot 3.6} & fz1 = 0.081 \blacksquare \\
& & fz2 = 0.042 \blacksquare \\
Re1 &:= \omega1 \cdot \frac{dek}{v(t1c)} \quad Re2 := \omega2 \cdot \frac{dv}{\nu c(t2c)} \quad \xi t1 := (1.82 \cdot \log(Re1) - 1.64)^{-2} & \omega1 = 0.367 \blacksquare \\
& & \omega2 = 1.3 \blacksquare \\
& & dek = 0.043 \blacksquare
\end{aligned}$$

$$\alpha1 := \begin{cases} 0.023 \cdot Re1^{0.8} \cdot Pr(t1c)^{0.4} \cdot \frac{\lambda(t1c)}{dek} & \text{if } Re1 \geq 10000 \\ \left[\frac{[(Re1 - 1000) \cdot Pr(t1c) \cdot \frac{\xi t1}{8}] \cdot \left[1 + \left(\frac{dek}{L} \right)^{0.666} \right]}{1 + 12.7 \cdot (Pr(t1c)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi t1}{8} \right)^{0.5}} \right] \cdot \frac{\lambda(t1c)}{dek} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
& \xi t := (1.82 \cdot \log(Re2) - 1.64)^{-2} \\
& Re2 = 6.423 \times 10^4 \blacksquare \\
& Re1 = 4.64 \times 10^4 \blacksquare \\
& \xi t1 = 0.021 \blacksquare \\
& \alpha1 = 2.629 \times 10^3 \blacksquare
\end{aligned}$$

$$\alpha2 := \begin{cases} 0.023 \cdot Re2^{0.8} \cdot Prc(t2c)^{0.4} \cdot \frac{\lambda c(t2c)}{dv} & \text{if } Re2 \geq 10000 \\ \left[\frac{[(Re2 - 1000) \cdot Prc(t2c) \cdot \frac{\xi t}{8}] \cdot \left[1 + \left(\frac{dv}{L} \right)^{0.666} \right]}{1 + 12.7 \cdot (Prc(t2c)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi t}{8} \right)^{0.5}} \right] \cdot \frac{\lambda c(t2c)}{dv} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
& \xi t = 0.02 \blacksquare \\
& \alpha2 = 5.641 \times 10^3 \blacksquare
\end{aligned}$$

$$K_o := \left(\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} \right)^{-1} \quad K := \begin{cases} \left(K_o^{-1} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)^{-1} & \text{if } \delta_n > 0 \\ K_o \cdot \phi & \text{otherwise} \end{cases} \quad \begin{aligned} K_o &= 1.646 \times 10^3 \text{ ■} \\ K &= 1.316 \times 10^3 \text{ ■} \end{aligned}$$

$$NTU1 := K \cdot \frac{(F \cdot 10^{-3}) \cdot 3.}{G1 \cdot Cp(t1c)} \quad NTU2 := K \cdot F \cdot \frac{10^{-3} \cdot 3.6}{G2 \cdot Cp(t2c)} \quad \Delta N := NTU1 - NTU2 \quad NTU2 = 0.677 \text{ ■}$$

$$NTU := \begin{cases} NTU1 & \text{if } \Delta N \geq 0 \\ NTU2 & \text{otherwise} \end{cases} \quad \begin{aligned} C1 &:= G1 \cdot Cp(t1c) \quad C2 := G2 \cdot Cp(t2c) \quad NTU1 = 1.35 \text{ ■} \quad C2 = 768.002 \text{ ■} \\ \Delta C &:= C1 - C2 \quad NTU = 1.35 \text{ ■} \quad C1 = 433.453 \text{ ■} \end{aligned}$$

$$C_{min} := \begin{cases} C1 & \text{if } \Delta C < 0 \\ C2 & \text{otherwise} \end{cases} \quad C_{max} := \begin{cases} C1 & \text{if } \Delta C > 0 \\ C2 & \text{otherwise} \end{cases} \quad \begin{aligned} C_{min} &= 433.453 \\ C_{max} &= 768.002 \end{aligned}$$

Ефективність теплообмінника

$$\varepsilon := \frac{1 - \exp \left[-NTU \cdot \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right]}{1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \cdot \left[\exp \left[-NTU \cdot \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right] \right]} \quad \varepsilon = 0.648 \text{ ■}$$

Температури теплоносіїв на виході

$$t1k := t1p - (t1p - t2p) \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{C_{min}}{C1} \right) \quad t2k := t2p + (t1p - t2p) \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{C_{min}}{C2} \right)$$

$$\delta t1 := t1p - t1k \quad \delta t2 := t2k - t2p$$

Теплове навантаження

$$Q1 := G1 \cdot Cp(t1c) \cdot \frac{t1p - t1k}{3.6} \quad Q2 := G2 \cdot Cp(t2c) \cdot \frac{t2k - t2p}{3.6} \quad \begin{aligned} t1k &= 73.269 \text{ ■} \quad \delta t1 = 22.531 \text{ ■} \\ t2k &= 73.721 \text{ ■} \quad \delta t2 = 12.716 \text{ ■} \end{aligned}$$

Гідравлічний опір ТО (соковий простір)

$$\xi_g := 0.11 \cdot \left(\frac{68}{Re2} + \frac{\Delta e}{dv} \right)^{0.25} \quad \Delta P := \left[\xi_g \cdot L \cdot \frac{z}{dv} + (z - 1) \cdot 1.3 + 2.5 \right] \cdot \rho_c(t2c) \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot 100000} \quad \xi_g = 0.033 \text{ ■}$$

Початкові температури соку та конденсату, відповідно

$$\Delta P1 := \Delta P \quad \Delta P = 0.255 \text{ ■}$$

Кінцеві температури соку та конденсату, відповідно

Тепловидатність, кВт.

$$\begin{aligned} Tdif1p &:= t2p \quad Tdif1kA := t2l \quad \Delta Tdif1 := t2k - t2p & t2p &= 61.005 \text{ ■} & t1p &= 95.8 \text{ ■} \\ Ttolp &:= t1p \quad Ttolk := t1k \quad G1pdc := G1 \quad G2pdc := G2 & t2k &= 73.721 \text{ ■} & t1k &= 73.269 \text{ ■} \end{aligned}$$

$$\Delta Tdif1 = 12.716 \text{ ■} \quad Q1 = 2.713 \times 10^3 \text{ ■} \quad tkon1 := t1k$$

Основні показники роботи ТО ПДС-1А

1. Поверхня теплообміну, м²
2. Число труб в одному ході
3. Число ходів
4. Довжина труб
5. Витрата конденсату, т/год
6. Витрата соку, т/год
7. Швидкість конденс. в міжтрубн. прост., м/с
8. Швидкість соку в трубах, м/с
9. Товщина накипу, або коефіц. викор.
10. Коефіц. теплопередачі, Вт/м² К
11. Ефективність ТО
12. Початков. т-ра конденсату, С
13. Початков. т-ра соку, С
14. Кінцева т-ра конденсату, С
15. Кінцева т-ра соку, С
16. Гідравлічн. опір, Бар
17. Степінь нагрівання соку, С
18. Тепловідатність, кВт

1	F		0	1
2	nz			
3	z	0	1	123.44
4	L	1	2	60
5	G1	2	3	4
6	G2	3	4	5.2
7	ω1	4	5	103.125
8	ω2	5	6	206.442
9	φ	6	7	0.367
10	K	7	8	1.3
11	ε	8	9	0.8
12	t1p	9	10	1.316·10 ³
13	t2p	10	11	0.648
14	t1k	11	12	95.8
15	t2k	12	13	61.005
16	Δ P1	13	14	73.269
17	Δ Tdif1	14	15	73.721
18	Q1	15	16	0.255
		16	17	12.716
		17	18	2.713·10 ³

2 Теплообмінник секційний, 80 м (конденсат - сік)

PR - параметр розподілу $PR := 0.6$

$$SkondTO := 45$$

Витрата конденсату, G1, т/год, SkondTO, % $G1 := SkondTO \cdot \frac{A}{24 \cdot 100}$ G1 = 103.125

Витрата соку, G2, т/год, Spd, % $G2 := Spd \cdot \frac{A \cdot (1 - PR)}{24 \cdot 100}$ G2 = 137.628

Початкова температура конденсату, t1p, С

$$t1p := t1k \quad t1p = 73.269$$

Початкова температура дифузійного соку, t2p, С

$$t2p := tpd \quad t2p = 61.005$$

Число секцій теплообмінника, z

$$z := 4$$

Число труб в одному ході теплообмінника, nz

$$nz := 40$$

Довжина труби, L, м

$$L := 5.2$$

Діаметр корпусу секції, Dvn, м

$$Dvn := 0.315$$

$$\phi := 0.7 \quad \delta n := 0.00 \quad \lambda n := 2 \quad \lambda s := 30 \quad \Delta e := 0.2 \cdot 10^{-3} \quad CP := CPdc \quad \delta s := 0.0015 \quad CP = 15.28$$

Задаємося температурою соку на виході із ТО $t2k := 65$

$$dv := dz - 2 \cdot \delta s \quad dc := \frac{dv + dz}{2} \quad F := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot dc \cdot z \quad F = 82.293$$

$$t1k := t1p - G2 \cdot \frac{(t2k - t2p) \cdot 3.9}{G1 \cdot 4.2} \quad t1c := \frac{t1p + t1k}{2} \quad t2c := \frac{t2p + t2k}{2}$$

$$t1k = 68.318 \quad t1c = 70.794 \quad t2c = 63.002$$

$$\lambda(t) := \begin{cases} 1.43558 \cdot 10^{-6} - 2.7906 \cdot 10^{-8} \cdot t + 2.492 \cdot 10^{-10} \cdot t^2 - 8.437 \cdot 10^{-13} \cdot t^3 & \text{if } t \leq 100 \\ 0.4451 \cdot 10^{-6} + 1.147 \cdot 10^{-10} \cdot t - 2.585 \cdot 10^{-11} \cdot t^2 + 9.56 \cdot 10^{-14} \cdot t^3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\lambda(t) := \begin{cases} 0.603 + 3.986 \cdot 10^{-6} \cdot t + 2.467 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 1.68 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 & \text{if } t \leq 100 \\ 0.61618 + 1.1062 \cdot 10^{-3} \cdot t - 4.375 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Pr(t) := (9.175 - 0.154 \cdot t + 1.044 \cdot 10^{-3} \cdot t^2) - 2.467 \cdot 10^{-6} \cdot t^3$$

$$Cp(t) := \begin{cases} 4.2083 - 1.852 \cdot 10^{-3} \cdot t + 2.703 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 7.29 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 & \text{if } t \leq 100 \\ 4.1676 - 8.286 \cdot 10^{-5} \cdot t + 4.643 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 1.428 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\rho l(t) := 1004.7 - 0.206 \cdot t - 2.608 \cdot 10^{-3} \cdot t^2$$

$$r(t) := 2503.91 - 2.498 \cdot t + 2.07 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 1.823 \cdot 10^{-5} \cdot t^3$$

$$r(t) := 2503.91 - 2.498 \cdot t + 2.07 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 1.823 \cdot 10^{-5} \cdot t^3$$

$$\mu(t) := v(t) \cdot \rho l(t)$$

ТФВ дифузійного соку

$$J(t) := \log(\mu(t) \cdot 1000) + CP \cdot (0.0157 - 7 \cdot 10^{-5} \cdot t) \quad \mu c(t) := 10^{J(t)} \cdot 10^{-3} \quad \mu c(t2c) = 6.652 \times 10^{-4}$$

$$\lambda c(t) := \lambda(t) - 0.0033 \cdot CF \quad \rho c(t) := \rho l(t) + 4 \cdot CF \quad \lambda c(t2c) = 0.609$$

$$Cpc(t) := Cp(t) - CP \cdot \frac{25 + 0.08 \cdot t2c}{1000} \quad vc(t) := \frac{\mu c(t)}{\rho c(t)} \quad Prc(t) := \mu c(t) \cdot \frac{Cpc(t) \cdot 1000}{\lambda c(t)} \quad \rho c(t2c) = 1.042 \times 10^3$$

Живі перерізи трубного та міжтрубного просторів

$$fz2 := 3.14 \cdot dv^2 \cdot \frac{nz \cdot Zn}{4} \quad fz1 := 3.14 \cdot \frac{(Dvn^2 - dz^2 \cdot nz) \cdot Zn}{4} \quad dek := 4 \cdot \frac{fz1}{3.14 \cdot (Dvn + dz \cdot nz) \cdot Zn}$$

$$fz2 = 0.028$$

$$fz1 = 0.044$$

$$dek = 0.034$$

Швидкості соку в трубах 2 та конденсату у міжтрубному просторі ω1

$$\omega2 := \frac{G2}{\rho c(t2c) \cdot fz2 \cdot 3.6} \quad \omega1 := \frac{G1}{\rho l(t1c) \cdot fz1 \cdot 3.6}$$

$$\omega2 = 1.298$$

$$\omega1 = 0.671$$

$$Re1 := \omega1 \cdot \frac{dek}{v(t1c)} \quad Re2 := \omega2 \cdot \frac{dv}{vc(t2c)} \quad \xi t1 := (1.82 \cdot \log(Re1) - 1.64)^{-2}$$

$$Re1 = 5.577 \times 10^4$$

$$Re2 = 6.101 \times 10^4$$

$$\xi t1 = 0.02$$

$$\alpha1 := \begin{cases} 0.023 \cdot Re1^{0.8} \cdot Pr(t1c)^{0.4} \cdot \frac{\lambda(t1c)}{dek} & \text{if } Re1 \geq 10000 \\ \left[\frac{[(Re1 - 1000) \cdot Pr(t1c) \cdot \frac{\xi t1}{8}] \cdot \left[1 + \left(\frac{dek}{L} \right)^{0.666} \right]}{1 + 12.7 \cdot (Pr(t1c)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi t1}{8} \right)^{0.5}} \right] \cdot \frac{\lambda(t1c)}{dek} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha1 = 4.16 \times 10^3$$

$$\xi t := (1.82 \cdot \log(Re2) - 1.64)^{-2} \quad \xi t = 0.02$$

$$\alpha_2 = 5.509 \times 10^3,$$

$$\underline{K_o} := \left(\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1} + \frac{\delta s}{\lambda s} \right)^{-1} \quad \underline{K} := \begin{cases} \left(K_o^{-1} + \frac{\delta n}{\lambda n} \right)^{-1} & \text{if } \delta n > 0 \\ K_o \cdot \phi & \text{otherwise} \end{cases} \quad \begin{matrix} K_o = 2.119 \times 10^3 \\ K = 1.483 \times 10^3 \end{matrix}$$

$$\text{NTU1} = 1.018$$

$$\text{NTU2} = 0.764$$

$$\text{NTU} = 1.018$$

$$C1 = 431.763,$$

$$C2 = 512.207$$

$$C_{\min} = 431.763$$

$$C_{\max} = 512,207$$

$$\varepsilon_{\text{M}} := \frac{1 - \exp\left[-NTU \cdot \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}{1 - \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \cdot \exp\left[-NTU \cdot \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]} \quad \varepsilon = 0.525$$
$$\underline{t1k} := t1p - (t1p - t2p) \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{C_{\min}}{C_1} \right) \quad \underline{t2k} := t2p + (t1p - t2p) \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{C_{\min}}{C_2} \right)$$

$$t_{1k} = 66.835 \text{ s}$$

t2k = 66.429 ■

$$\delta t_1 := t_{1p} - t_{1k}$$

$$\delta t_2 := t_{2k} - t_{2p}$$

$$\delta t_1 = 6.434 \text{ s}$$

$$\delta t_2 = 5.424 \text{ s}$$

$$\underline{\underline{Q1}} := G1 \cdot Cp(t1c) \cdot \frac{t1p - t1k}{3.6} \quad \underline{\underline{Q2}} := G2 \cdot Cpc(t2c) \cdot \frac{t2k - t2p}{3.6}$$

$$Q1 = 771.7121$$

Гідравлічний опір ТО (соковий простір)

$$\xi_g := 0.11 \cdot \left(\frac{68}{Re_2} + \frac{\Delta e}{dv} \right)^{0.25} \quad \Delta P := \left[\xi_g \cdot L \cdot \frac{z}{dv} + (z - 1) \cdot 1.3 + 3 \right] \cdot \rho_c(t_{2c}) \cdot \frac{\omega_2^2}{2 \cdot 100000}$$

$$\xi_g = 0.033$$

$$\Delta P = 0.259$$

Початкові температури соку та конденсату, відповідно
Кінцеві температури соку та конденсату, відповідно
Тепловидатність, кВт.

$$t_{2p} = 61.005 \quad t_{1p} = 73.269$$

$$t_{2k} = 66.429 \quad t_{1k} = 66.835$$

$$\begin{aligned} T_{dif1p} &:= t_{2p} & T_{dif1kB} &:= t_{2k} & \Delta T_{dif1} &:= t_{2k} - t_{2p} \\ T_{tolp} &:= t_{1p} & T_{tolk} &:= t_{1k} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_{1pdc} &:= G_1 & G_{2pdc} &:= G_2 & \Delta T_{dif1} &= 5.424 \end{aligned}$$

Основні показники роботи ТО ПДС-1В

1. Поверхня теплообміну, м²
2. Число труб в одному ході
3. Число ходів
4. Довжина труб
5. Витрата конденсату, т/год
6. Витрата соку, т/год
7. Швидкість конденс. в міжтрубн. прост., м/с
8. Швидкість соку в трубах, м/с
9. Товщина накипу, або коефіц. викор.
10. Коефіц. теплопередачі, Вт/м² К
11. Ефективність ТО
12. Початков. т-ра конденсату, С
13. Початков. т-ра соку, С
14. Кінцева т-ра конденсату, С
15. Кінцева т-ра соку, С
16. Гідравлічн. опір, Бар
17. Степінь нагрівання соку, С
18. Тепловидатність, кВт

1	F		0	1
2	nz			
3	z		0	1
4	L		1	2
5	G1		2	3
6	G2		3	4
7	ω1		4	5
8	ω2		5	6
9	φ		6	7
10	K		7	8
11	ε		8	9
12	t1p		9	10
13	t2p		10	11
14	t1k		11	12
15	t2k		12	13
16	Δ P1		13	14
17	Δ Tdif1		14	15
18	Q1		15	16
			16	17
			17	18

$$T_{dif1} := [T_{dif1kA} \cdot PR + T_{dif1kB} \cdot (1 - PR)]$$

$$T_{dif1} = 70.804$$

Підігрівач перед основним вапнуванням 2 групи ПДС2

Гріюча пара - пара із 5 корпусу ВУ (1шт)

$$G - \text{витрата рідини, т/год} \quad G := \text{Spd} \cdot \frac{A}{24 \cdot 100} \quad G = 344.071 \text{ т}$$

$$nz - \text{число труб одного ходу теплообмінника} \quad nz := 88$$

$$z - \text{число ходів} \quad z := 10$$

$$dz - \text{зовнішній діаметр теплообмінних труб, м} \quad dz := 0.03 \text{ м}$$

$$L - \text{довжина (висота) теплообмінних труб, м} \quad L := 3.4 \text{ м}$$

$$tgr - \text{температура гріючої пари, } ^\circ\text{C} \quad tgr = 84$$

$$tp - \text{початкова (вхідна) температура рідини, } ^\circ\text{C} \quad tp := Tdif1 \quad tp = 70.804 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{Із розрах. ПДС2})$$

$$F - \text{поверхня теплообміну, м}^2$$

$$NL - \text{кількість послід. вмикн. ТО} \quad NL := 1$$

$$\delta n := 0.001 \quad \phi_s := 0.5 \quad \lambda_n := 2 \quad dv := dz - 2 \cdot \delta s$$

$$Zto := 1 \quad \lambda_s := 17 \quad \Delta e := 0.2 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{Задаємося температурою соку на виході із ТО} \quad tk := 81.8 \quad CP := CPdc$$

$$F := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot \frac{dv + dz}{2} \cdot z \cdot NL \quad F = 304.643 \text{ м}^2$$

$$\Delta t := \frac{tk - tp}{\ln\left(\frac{tgr - tp}{tgr - tk}\right)} \quad \Delta t = 6.138 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$tc := tgr - \Delta t \quad tc = 77.862 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q := \frac{G \cdot Cpc(tc) \cdot (tk - tp)}{3.6} \quad Q = 3.925 \times 10^3 \text{ Вт}$$

$$q := \frac{Q}{F} \quad q = 12.883 \text{ Вт/м}^2$$

$$Rek := q \cdot \frac{L}{r(tgr) \cdot \rho l(tgr) \cdot v(tgr)} \quad Rek = 57.898$$

$$\alpha_{10} := \begin{cases} 0.925 \cdot \left[\left(\frac{\lambda(tgr)^3 \cdot \rho l(tgr) \cdot r(tgr) \cdot 9.81}{v(tgr) \cdot L \cdot q} \right)^{0.3333} \right] \cdot Rek^{0.05} & \text{if } Rek \leq 400 \\ \frac{Rek}{2300 + 41 \cdot Pr(tgr)^{-0.5} \cdot (Rek^{0.75} - 89)} \cdot \lambda(tgr) \cdot \left(\frac{9.81}{v(tgr)^2} \right)^{0.333} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha_{10} = 8.554 \times 10^3 \text{ Вт/м}^2$$

Коефіцієнт, що враховує вплив газів на тепловіддачу при конденсації. U

$$U := 0.8 \quad \omega := \frac{4 \cdot G}{\rho c(tc) \cdot 3.141 \cdot dv \cdot dv \cdot nz \cdot 3.6}$$

$$\alpha 1 := \alpha 10 \cdot U$$

$$Re := \omega \cdot \frac{dv}{\nu c(tc)} \quad \xi_t := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$\alpha 1 = 6.843 \times 10^3 \quad \omega = 1.486 \quad Re = 8.805 \times 10^4$$

$$\alpha 20 := \begin{cases} 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr c(tc)^{0.4} \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{if } Re \geq 10000 \\ \left[\frac{(Re - 1000) \cdot Pr c(tc) \cdot \frac{\xi_t}{8} \cdot \left[1 + \left(\frac{dv}{L} \right)^{0.666} \right]}{1 + 12.7 \cdot (Pr c(tc)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi_t}{8} \right)^{0.5}} \right] \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha 20 = 6.818 \times 10^3$$

ІНТЕНСИФІКАТОР

довжина шатуна, L_s $L_s := 0.3$

радіус кривошипа поршня пульсатора R_s $R_s := 0.04$

діаметр поршня пульсатора D_n $D_n := 0.15$ $\beta := 0.000$

лінійна частота пульсацій f_{pu} $f_{pu} := 6$

кругова частота пульсацій ω_n $\omega_n := 2 \cdot \pi \cdot f_{pu}$ $\omega_n = 37.699$

$$\omega_n := \omega_n \cdot R_s \cdot \left(\frac{D_n}{dv} \right) \cdot \sqrt{\left(\frac{R_s}{L_s} \right)^2 + 1} \quad \omega_n = 7.607$$

$$Re = 8.805 \times 10^4$$

$$Re_n := \omega_n \cdot \frac{dv}{\nu c(tc)} \quad Re_n = 2.233 \times 10^6$$

$$\Delta t_{cm} := t_{gr} - \left(\frac{q \cdot 1000}{\alpha 1} \right) - \left(\frac{q \cdot \delta s \cdot 1000}{\lambda_s} \right) - t_c \quad \Delta t_{cm} = 3.119$$

$$Ra := \frac{(9.8 \cdot 3.0^3) \cdot \beta \cdot \Delta t_{cm} \cdot Pr(tc)}{\nu c(tc)^2} \quad q = 12.883 \quad \alpha 1 = 6.843 \times 10^3$$

$$Ra = 3.779 \times 10^{12}$$

$$Nu_o := 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr(tc)^{0.4} \quad Nu_o = 292.318$$

$$Nu_n := Nu_o \cdot \left(1.8 \cdot 10^{-4} \cdot Re_n^{3.4} Re^{-0.26} \cdot Re^{0.62} \right) \quad Nu_n = 803.788$$

$$\alpha 2 := Nu_n \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} \quad \alpha 2 = 1.67 \times 10^4$$

$$K_o := \left(\alpha 1^{-1} + \alpha 2^{-1} + \frac{\delta s}{\lambda_s} \right)^{-1} \quad K_o = 3.398 \times 10^3$$

$$K := \begin{cases} \left(K_o^{-1} + \frac{\delta n}{\lambda n} \right)^{-1} & \text{if } \delta n > 0 \\ K_o \cdot \phi & \text{otherwise} \end{cases} \quad K = 3.058 \times 10^3 \blacksquare$$

$$NTU := K \cdot \frac{F \cdot 3.6 \cdot 10^{-3}}{G \cdot C_{pc}(tc)} \quad NTU = 2.61 \blacksquare$$

$$\varepsilon := 1 - e^{-NTU} \quad \varepsilon = 0.926 \blacksquare$$

$$tk := tp + (tgr - tp) \cdot \varepsilon \quad tk = 83.03 \blacksquare$$

Витрата пари на підігрівник переддефектованого соку 2 групи (зріюча пара - сокова пара 4 колпосу ВУ) - PDC2

$$E5pd := 1.02 \cdot Spd \cdot C_{pc}(tc) \cdot \frac{tk - tp}{r(tgr)} \\ PDC2v5 := E5pd \quad PDC2v5 = 3.043 \blacksquare$$

$$\delta tn := tgr - tk$$

Початкова та кінцева температура соку, відповідно

$$tp = 70.804 \blacksquare \quad tk = 83.03 \blacksquare$$

$$Tdif2p := tp \quad Tdif2k := tk \quad \Delta Tdif2 := tk - tp \quad \Delta Tdif2 = 12.226 \blacksquare$$

Гідрравлічний опір ТО (соковий простір)

$$\xi_g := 0.11 \cdot \left(\frac{68}{Re2} + \frac{\Delta e}{dv} \right)^{0.25} \quad \xi_g = 0.033 \blacksquare$$

$$\Delta P := \left[\xi_g \cdot L \cdot \frac{z \cdot NL}{dv} + (z \cdot NL - 1) \cdot 2.5 + 3 \right] \cdot \rho_c(t2c) \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot 100000} \quad \Delta P = 0.733 \blacksquare \\ \Delta P2 := \Delta P$$

Основні показники підігрівача ПДС-2

$$\begin{pmatrix} F & nz & z \\ L & G & \phi \\ tgr & tp & tk \\ \omega & K & \varepsilon \\ \Delta Tdif2 & Q & PDC2v5 \\ \Delta P & \delta tn & NTU \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 304.643 & 88 & 10 \\ 3.5 & 344.071 & 0.9 \\ 84 & 70.804 & 83.03 \\ 1.486 & 3.058 \times 10^3 & 0.926 \\ 12.226 & 3.925 \times 10^3 & 3.043 \\ 0.733 & 0.97 & 2.61 \end{pmatrix}$$

F -поверхня теплообміну, м²; nz - число труб в одному ході, шт; n - число ходів, шт;
L - довжина труб,м; G - витрата соку, т/год; ϕ - коеф.викор. поверхні теплообміну;
tgr- т-ра нагрівної пари ; tp - т-ра соку на вході; tk - т-ра соку на виході; ε - швидкість соку в трубах, м/с; K - коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К; ϕ - ефективність підігрівача;
 $\Delta Tdif2$ - степінь нагрівання соку; Q- теплове навантаження, кВт; $PDC2v5$ - витрата пари, %; P - гідрравлічний опір, бар; tn - недогрів до т-ри пари, С ; NTU - число одиниць переносу теплоти.

Підігрівач перед основним вапнуванням 3 групи ПДСЗ

Гріюча пара - пара із 4 корпусу ВУ (1 шт)

$$G - \text{витрата рідини, т/год} \quad \underline{G} := \text{Spd} \cdot \frac{A}{24 \cdot 100} \quad G = 344.071 \text{ т}$$

$$nz - \text{число труб одного ходу теплообмінника} \quad \underline{nz} := 88$$

$$z - \text{число ходів} \quad \underline{z} := 10$$

$$dz - \text{зовнішній діаметр теплообмінних труб, м} \quad \underline{dz} := 0.03 \text{ м}$$

$$L - \text{довжина (висота) теплообмінних труб, м} \quad \underline{L} := 3.4 \text{ м}$$

$$tgr - \text{температура гріючої пари, C} \quad \underline{tgr} := t4 - 2 \quad tgr = 92.8 \text{ C}$$

$$tp - \text{початкова (вхідна) температура рідини, C} \quad \underline{tp} := tk \quad tp = 83.03 \text{ C} \quad (\text{Із розрах. ПДС2})$$

$$F - \text{поверхня теплообміну, м}^2$$

$$NL - \text{кількість послід. вмикл. ТО} \quad \underline{NL} := 1$$

$$\underline{\delta n} := 0.000 \quad \underline{\delta s} := 0.0015 \quad \underline{Z_{to}} := 1 \quad \underline{\lambda_s} := 17 \quad \underline{\Delta e} := 0.2 \cdot 10^{-3}$$

$$\underline{\phi} := 0.9 \quad \underline{\lambda_n} := 2 \quad \underline{dv} := dz - 2 \cdot \delta s$$

$$\text{Задаємося температурою соку на виході із ТО} \quad \underline{tk} := 91.7 \quad \underline{CP} := CPdc$$

$$\underline{F} := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot \frac{dv + dz}{2} \cdot z \cdot NL \quad F = 304.643 \text{ м}^2$$

$$\underline{\Delta t} := \frac{tk - tp}{\ln\left(\frac{tgr - tp}{tgr - tk}\right)} \quad \Delta t = 3.97 \text{ C}$$

$$\underline{tc} := tgr - \Delta t \quad tc = 88.83 \text{ C}$$

$$\underline{Q} := \frac{G \cdot Cpc(tc) \cdot (tk - tp)}{3.6} \quad Q = 3.105 \times 10^3 \text{ кВт}$$

$$\underline{q} := \frac{Q}{F} \quad q = 10.192 \text{ кВт/м}^2$$

$$\underline{Rek} := q \cdot \frac{L}{r(tgr) \cdot \rho l(tgr) \cdot v(tgr)} \quad Rek = 51.234$$

$$\underline{\alpha_{10}} := \begin{cases} 0.925 \cdot \left[\left(\frac{\lambda(tgr)^3 \cdot \rho l(tgr) \cdot r(tgr) \cdot 9.81}{v(tgr) \cdot L \cdot q} \right)^{0.3333} \right] \cdot Rek^{0.05} & \text{if } Rek \leq 400 \\ \frac{Rek}{2300 + 41 \cdot Pr(tgr)^{-0.5} \cdot (Rek^{0.75} - 89)} \cdot \lambda(tgr) \cdot \left(\frac{9.81}{v(tgr)^2} \right)^{0.333} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha_{10} = 9.493 \times 10^3 \text{ Вт/м}^2\text{C}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив газів на тепловіддачу при конденсації. U

$$\underline{\omega} := \frac{4 \cdot G}{pc(tc) \cdot 3.141 \cdot dv \cdot dz \cdot nz \cdot 3.6} \quad \omega = 1.496 \text{ м}^2\text{C/кВт}$$

$$\underline{U} := 0.8$$

$$\underline{\alpha 1} := \alpha 10 \cdot U \quad \underline{Re} := \omega \cdot \frac{dv}{vc(tc)} \quad \underline{\xi t} := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$\alpha 1 = 7.595 \times 10^3 \blacksquare \quad Re = 1.031 \times 10^5 \blacksquare \quad \xi t = 0.018 \blacksquare$$

$$\underline{\alpha 2o} := \begin{cases} 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr(tc)^{0.4} \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{if } Re \geq 10000 \\ \left[\frac{\left[(Re - 1000) \cdot Pr(tc) \cdot \frac{\xi t}{8} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{dv}{L} \right)^{0.666} \right]}{1 + 12.7 \cdot \left(Pr(tc)^{0.666} - 1 \right) \cdot \left(\frac{\xi t}{8} \right)^{0.5}} \right] \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha 2o = 7.318 \times 10^3 \blacksquare$$

ІНТЕНСИФІКАТОР

довжина шатуна, L_s

$$\underline{L_s} := 0.3$$

радіус кривошипа поршня пульсатора R_s

$$\underline{R_s} := 0.04$$

діаметр поршня пульсатора D_n

$$\underline{D_n} := 0.15$$

$$\underline{\beta} := 0.0004$$

лінійна частота пульсації f_{pu}

$$\underline{f_{pu}} := 6$$

кругова частота пульсації ω_n

$$\underline{\omega_n} := 2 \cdot \pi \cdot f_{pu} \quad \omega_n = 37.699 \blacksquare$$

$$\underline{w_n} := \omega_n \cdot R_s \cdot \left(\frac{D_n}{dv} \right) \cdot \sqrt{\left(\frac{R_s}{L_s} \right)^2 + 1} \quad \underline{Re_n} := \omega_n \cdot \frac{dv}{vc(tc)} \quad Re = 1.031 \times 10^5 \blacksquare$$

$$w_n = 7.607 \blacksquare \quad Re_n = 2.597 \times 10^6 \blacksquare$$

$$\underline{\Delta t_{cm}} := t_{gr} - \left(\frac{q \cdot 1000}{\alpha 1} \right) - \left(\frac{q \cdot \delta s \cdot 1000}{\lambda_s} \right) - t_c \quad \Delta t_{cm} = 1.729 \blacksquare$$

$$\underline{Ra} := \frac{(9.8 \cdot 3.0^3) \cdot \beta \cdot \Delta t_{cm} \cdot Pr(tc)}{vc(tc)^2} \quad Ra = 2.416 \times 10^{12} \blacksquare$$

$$\underline{Nu_o} := 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr(tc)^{0.4} \quad Nu_o = 311.214 \blacksquare$$

$$\underline{Nu_n} := Nu_o \cdot \left(1.8 \cdot 10^{-4} \cdot Re_n^{3.4} Re^{-0.26} \cdot Re^{0.62} \right) \quad Nu_n = 872.898 \blacksquare$$

$$\underline{\alpha 2} := Nu_n \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} \quad \alpha 2 = 1.833 \times 10^4 \blacksquare$$

$$I := \frac{Nu_n}{Nu_o} \quad I = 2.805 \blacksquare$$

$$\underline{Ko} := \left(\alpha 1^{-1} + \alpha 2^{-1} + \frac{\delta s}{\lambda_s} \right)^{-1} \quad Ko = 3.643 \times 10^3 \blacksquare$$

$$\underline{K} := \begin{cases} \left(Ko^{-1} + \frac{\delta n}{\lambda_n} \right)^{-1} & \text{if } \delta n > 0 \\ Ko \cdot \phi & \text{otherwise} \end{cases} \quad K = 3.058 \times 10^3 \blacksquare$$

$$NTU := K \cdot \frac{F \cdot 3.6 \cdot 10^{-3}}{G \cdot C_{pc}(tc)}$$

$$NTU = 2.602$$

$$\varepsilon := 1 - e^{-NTU}$$

$$\varepsilon = 0.926$$

$$tk := tp + (tgr - tp) \cdot \varepsilon$$

$$tk = 92.076$$

Витрата пари на підігрівник переддефектованого соку 2 групи (гріюча пара - сокова пара 4 колпосу ВУ) - PDC2

$$E4pd := 1.02 \cdot Spd \cdot C_{pc}(tc) \cdot \frac{tk - tp}{r(tgr)}$$

$$PDC3v4 := E4pd \quad PDC3v4 = 2.281$$

$$\delta tn := tgr - tk$$

$$tp = 83.03 \quad tk = 92.076$$

Початкова та кінцева температура соку, відповідно

$$Tdif3p := tp \quad Tdif3k := tk \quad \Delta Tdif3 := tk - tp$$

$$\Delta Tdif3 = 9.046$$

Гідравлічний опір ТО (соковий простір)

$$\xi g := 0.11 \cdot \left(\frac{68}{Re2} + \frac{\Delta e}{dv} \right)^{0.25} \quad \Delta P := \left[\xi g \cdot L \cdot \frac{z \cdot NL}{dv} + (z \cdot NL - 1) \cdot 2.5 + 3 \right] \cdot \rho c(t2c) \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot 100000}$$

$$\xi g = 0.033 \quad \Delta P = 0.743 \quad \Delta P3 := \Delta P$$

Основні показники підігрівача ПДС-3

$$\begin{pmatrix} F & nz & z \\ L & G & \phi \\ tgr & tp & tk \\ \omega & K & \varepsilon \\ \Delta Tdif2 & Q & PDC3v4 \\ \Delta P & \delta tn & NTU \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 304.643 & 88 & 10 \\ 3.5 & 344.071 & 0.9 \\ 92.8 & 83.03 & 92.076 \\ 1.496 & 3.058 \times 10^3 & 0.926 \\ 12.226 & 3.105 \times 10^3 & 2.281 \\ 0.743 & 0.724 & 2.602 \end{pmatrix}$$

F -поверхня теплообміну, м²; nz - число труб в одному ході, шт; n - число ходів, шт;
L - довжина труб,м; G - витрата соку, т/год; ϕ - коеф.викор. поверхні теплообміну;
tgr- т-ра нагрівної пари; tp - т-ра соку на вході; tk - т-ра соку на виході; ϕ - швидкість соку в трубах, м/с; K - коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К; ε - ефективність підігрівача;
 $\Delta Tdif2$ - ступінь нагрівання соку; Q- теплове навантаження, кВт; $PDC2v4$ - витрата пари, %; P - гідравлічний опір, бар; tn - недогрів до т-ри пари, С; NTU - число одиниць переносу теплоти.

Підігрівач перед основним вапнуванням 4 групи ПДС4

Гріюча пара - сокова пара 3 корп. ВУ.

$$G - \text{витрата рідини, т/год} \quad G := \text{Spd} \cdot \frac{A}{24 \cdot 100} \quad G = 344.071$$

$$nz - \text{число труб одного ходу теплообмінника} \quad nz := 88$$

$$z - \text{число ходів} \quad z := 1$$

$$dz - \text{зовнішній діаметр теплообмінних труб, м} \quad dz := 0.03$$

$$L - \text{довжина (висота) теплообмінних труб, м} \quad L := 3.4$$

$$tgr - \text{температура гріючої пари, C} \quad tgr := t3 - 12. \quad tgr = 93.06$$

$$tp - \text{початкова (вхідна) температура рідини, C} \quad tp := tk \quad tp = 92.076 \quad \text{Spd} = 150.14$$

F - поверхня теплообміну, м²

$$\delta s := 0.0015 \quad Z_{to} := 1 \quad \lambda_s := 17 \quad \Delta e := 0.2 \cdot 10^{-3} \quad \delta n := 0.000 \quad \phi := 0.7 \quad \lambda_n := 2$$

Задаємося температурою соку на виході із ТО $tk := 92.2$ $CP := CPdc$

$$dy := dz - 2 \cdot \delta s$$

$$F := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot \frac{dv + dz}{2} \cdot z \quad F = 304.643$$

$$\Delta t := \frac{tk - tp}{\ln\left(\frac{tgr - tp}{tgr - tk}\right)} \quad \Delta t = 0.921$$

$$tc := tgr - \Delta t \quad tc = 92.139$$

$$Q := \frac{G \cdot Cpe(tc) \cdot (tk - tp)}{3.6} \quad Q = 44.583$$

$$q := \frac{Q}{F} \quad q = 0.146$$

$$Rek := q \cdot \frac{L}{r(tgr) \cdot \rho l(tgr) \cdot v(tgr)} \quad Rek = 0.738$$

$$\alpha_{10} := \begin{cases} 0.925 \cdot \left[\left(\frac{\lambda(tgr)^3 \cdot \rho l(tgr) \cdot r(tgr) \cdot 9.81}{v(tgr) \cdot L \cdot q} \right)^{0.3333} \right] \cdot Rek^{0.05} & \text{if } Rek \leq 400 \\ \frac{Rek}{2300 + 41 \cdot Pr(tgr)^{-0.5} \cdot (Rek^{0.75} - 89)} \cdot \lambda(tgr) \cdot \left(\frac{9.81}{v(tgr)^2} \right)^{0.333} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha_{10} = 3.162 \times 10^4$$

Коефіцієнт, що враховує вплив газів на тепловіддачу при конденсації. U

$$U := 0.7$$

$$\omega := \frac{4 \cdot G}{\rho c(tc) \cdot 3.141 \cdot dv \cdot dv \cdot nz \cdot 3.6} \quad \omega = 1.5 \blacksquare$$

$$\alpha 1 := \alpha 10 \cdot U \quad \alpha 1 = 2.213 \times 10^4 \blacksquare$$

$$Re := \omega \cdot \frac{dv}{\nu c(tc)} \quad Re = 1.08 \times 10^5 \blacksquare$$

$$\xi_t := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$\alpha 2 := \begin{cases} 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr c(tc)^{0.4} \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{if } Re \geq 10000 \\ \left[\frac{(Re - 1000) \cdot Pr c(tc) \cdot \frac{\xi_t}{8} \cdot \left[1 + \left(\frac{dv}{L} \right)^{0.666} \right]}{1 + 12.7 \cdot (Pr c(tc)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi_t}{8} \right)^{0.5}} \right] \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha 2 = 7.466 \times 10^3 \blacksquare$$

$$Ko := \left(\alpha 1^{-1} + \alpha 2^{-1} + \frac{\delta s}{\lambda s} \right)^{-1} \quad Ko = 3.74 \times 10^3 \blacksquare$$

$$K := \begin{cases} \left(Ko^{-1} + \frac{\delta n}{\lambda n} \right)^{-1} & \text{if } \delta n > 0 \\ Ko \cdot \phi & \text{otherwise} \end{cases} \quad K = 2.618 \times 10^3 \blacksquare$$

$$NTU := K \cdot \frac{F \cdot 3.6 \cdot 10^{-3}}{G \cdot Cpc(tc)} \quad NTU = 2.225 \blacksquare$$

$$\varepsilon := 1 - e^{-NTU} \quad \varepsilon = 0.892 \blacksquare$$

$$tk := tp + (tgr - tp) \cdot \varepsilon \quad tk = 92.954 \blacksquare$$

Витрата пари на підігрівник переддефектованого соку 4 групи (гріюча пара - сокова пара 3 колпнуса ВУ) - PDC3

$$E3pd := 1.02 \cdot Spd \cdot Cpc(tc) \cdot \frac{tk - tp}{r(tgr)}$$

$$\delta tn := tgr - tk$$

Початкова та кінцева температура соку, відповідно

$$PDC4v3 := E3pd \quad PDC4v3 = 0.222 \blacksquare$$

$$tp = 92.076 \blacksquare \quad tk = 92.954 \blacksquare$$

$$Tdif4p := tp \quad Tdif4k := tk \quad \Delta Tdif4 := tk - tp \quad \Delta Tdif4 = 0.878 \blacksquare$$

$$PDC4v3 := ($$

Гідравлічний опір ТО (соковий простір)

$$\xi_g := 0.11 \cdot \left(\frac{68}{Re2} + \frac{\Delta e}{dv} \right)^{0.25} \quad \Delta P := \left[\xi_g \cdot L \cdot \frac{z}{dv} + (z - 1) \cdot 2.5 + 3 \right] \cdot \rho c(t2c) \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot 100000}$$

$$\xi_g = 0.033 \blacksquare$$

$$\Delta P = 0.746 \blacksquare$$

$$\Delta P4 := \Delta P$$

Основні показники роботи ТО ПДС-3

$$\begin{pmatrix} F & nz & z \\ L & G & \phi \\ tgr & tp & tk \\ \omega & K & \epsilon \\ \Delta Tdif3 & Q & PDC4v3 \\ \Delta P & \delta tn & NTU \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 304.643 & 88 & 10 \\ 3.5 & 344.071 & 0.7 \\ 93.06 & 92.076 & 92.954 \\ 1.5 & 2.618 \times 10^3 & 0.892 \\ 9.046 & 44.583 & 0 \\ 0.746 & 0.106 & 2.225 \end{pmatrix}$$

F - поверхня теплообміну, м²; nz - число труб в одному ході, шт; n - число ходів, шт;
 L - довжина труб, м; G - витрата соку, т/год; ϕ - коеф. викор. поверхні теплообміну;
 tgr- т-ра нагрівної пари; tp - т-ра соку на вході; tk - т-ра соку на виході; ω - швидкість соку в трубах, м/с; K - коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К; ϵ - ефективність підігрівача;
 $\Delta Tdif2$ - степінь нагрівання соку; Q- теплове навантаження, кВт; $PDC2v4$ - витрата пари, %; P - гідравлічний опір, бар; tn - недогрів до т-ри пари, С NTU - число одиниць переносу теплоти.

$$\Sigma \Delta P := \Delta P1 + \Delta P2 + \Delta P3 \cdot 2 + \Delta P4 \quad \Sigma \Delta P = 3.219 \text{■}$$

Підігрівач перед 1 фільтрацією ПП1Ф

Гріюча пара - сокова пара 3 корп. ВУ.

$$G - \text{витрата рідини, т/год} \quad G := Sp1f \cdot \frac{A}{24 \cdot 100} \quad G = 288.544 \text{■}$$

$$nz - \text{число труб одного ходу теплообмінника} \quad nz := 88$$

$$z - \text{число ходів} \quad z := 10$$

$$dz - \text{зовнішній діаметр теплообмінних труб, м} \quad dz := 0.03 \text{■}$$

$$L - \text{довжина (висота) теплообмінних труб, м} \quad L := 3.4$$

$$tgr - \text{температура гріючої пари, С} \quad tgr := t3 - 11 \quad tgr = 94.06 \text{■} \quad Sp1f = 125.91 \text{■}$$

$$tp - \text{початкова (вхідна) температура рідини, С} \quad tp := 84$$

$$F - \text{поверхня теплообміну, м}^2$$

$$\delta s := 0.0015 \quad Zto := 1 \quad \lambda s := 17 \quad \Delta e := 0.3 \cdot 10^{-3} \quad \delta n := 0.000 \quad \phi := 0.6 \quad \lambda n := 2$$

$$\text{Задаємося температурою соку на виході із ТО} \quad tk := 93 \quad CP := CPpPf$$

$$dv := dz - 2 \cdot \delta s \quad dv = 0.03 \text{■}$$

$$F := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot \frac{dv + dz}{2} \cdot z \quad F = 304.643 \text{■}$$

$$\Delta t := \frac{t_k - t_p}{\ln\left(\frac{t_{gr} - t_p}{t_{gr} - t_k}\right)} \quad \Delta t = 3.999 \text{ ■}$$

$$t_c := t_{gr} - \Delta t \quad t_c = 90.061 \text{ ■}$$

$$Q := \frac{G \cdot C_{pc}(t_c) \cdot (t_k - t_p)}{3.6} \quad Q = 2.704 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$q := \frac{Q}{F} \quad q = 8.876 \text{ ■}$$

$$Re_k := q \cdot \frac{L}{r(t_{gr}) \cdot \rho_l(t_{gr}) \cdot v(t_{gr})} \quad Re_k = 45.342 \text{ ■}$$

$$\alpha_{10} := \begin{cases} 0.925 \cdot \left[\left(\frac{\lambda(t_{gr})^3 \cdot \rho_l(t_{gr}) \cdot r(t_{gr}) \cdot 9.81}{v(t_{gr}) \cdot L \cdot q} \right)^{0.3333} \right] \cdot Re_k^{0.05} & \text{if } Re_k \leq 400 \\ \frac{Re_k}{2300 + 41 \cdot Pr(t_{gr})^{-0.5} \cdot (Re_k^{0.75} - 89)} \cdot \lambda(t_{gr}) \cdot \left(\frac{9.81}{v(t_{gr})^2} \right)^{0.333} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha_{10} = 9.922 \times 10^3 \text{ ■}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив газів на тепловіддачу при конденсації. U $U := 0.7$

$$\omega := \frac{4 \cdot G}{\rho_c(t_c) \cdot 3.141 \cdot d_v \cdot d_v \cdot n_z \cdot 3.6} \quad \omega = 1.256 \text{ ■}$$

$$\alpha_1 := \alpha_{10} \cdot U \quad \alpha_1 = 6.945 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$Re := \omega \cdot \frac{d_v}{v_c(t_c)} \quad Re = 8.796 \times 10^4 \text{ ■}$$

$$\xi_t := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2} \quad \xi_t = 0.018 \text{ ■}$$

$$\alpha_2 := \begin{cases} 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr_c(t_c)^{0.4} \cdot \frac{\lambda_c(t_c)}{d_v} & \text{if } Re \geq 10000 \\ \left[\frac{(Re - 1000) \cdot Pr_c(t_c) \cdot \frac{\xi_t}{8}}{1 + 12.7 \cdot (Pr_c(t_c)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi_t}{8} \right)^{0.5}} \right] \cdot \frac{\lambda_c(t_c)}{d_v} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha_2 = 6.405 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$K_o := \left(\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} \right)^{-1} \quad K_o = 2.575 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$K := \left(\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} \right)^{-1} \quad K = 1.545 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$NTU := K \cdot \frac{F \cdot 3.6 \cdot 10^{-3}}{G \cdot C_{pc}(t_c)} \quad NTU = 1.567 \text{ ■}$$

$$\varepsilon := 1 - e^{-NTU} \quad \varepsilon = 0.892 \text{ ■}$$

$$t_k := t_p + (t_{gr} - t_p) \cdot \varepsilon \quad t_k = 92.973 \text{ ■}$$

Витрата пари на підігрівник перед 1 фільтром..

$$E_{p1f} := 1.02 \cdot Sp_{1f} \cdot C_{pc}(t_c) \cdot \frac{t_k - t_p}{r(t_{gr})}$$

(грійуча пара - сокова пара 3 колпнуса ВУ) - PP1F

$$\delta t_n := t_{gr} - t_k$$

Початкова та кінцева температура соку, відповідно

$$t_p = 84$$

$$T_{p1f} := t_p \quad T_{p1k} := t_k \quad \Delta T_{p1f} := t_k - t_p \quad PP1Fv3 := E_{3p1f} \quad \Delta T_{p1f} = 8.973 \quad E_{3p1f} = 1.901$$

Основні показники роботи ТО ПП1Ф

$$\begin{pmatrix} F & nz & z \\ L & G & \phi \\ t_{gr} & t_p & t_k \\ \omega & K & \epsilon \\ \Delta T_{p1f} & Q & PP1Fv3 \\ \Delta P & \delta t_n & NTU \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 304.643 & 88 & 10 \\ 3.5 & 288.544 & 0.6 \\ 94.06 & 84 & 92.973 \\ 1.256 & 1.545 \times 10^3 & 0.892 \\ 8.973 & 2.704 \times 10^3 & 1.901 \\ 0.746 & 1.087 & 1.567 \end{pmatrix}$$

F - поверхня теплообміну, м²; nz - число труб в одному ході, шт; n - число ходів, шт;
L - довжина труб, м; G - витрата соку, т/год; ϕ - коеф. викор. поверхні теплообміну;
t_{gr} - т-ра нагрівної пари; t_p - т-ра соку на вході; t_k - т-ра соку на виході; ω - швидкість соку в трубах, м/с; K - коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К; ϵ - ефективність підігрівача;
 ΔT_{dif2} - ступінь нагрівання соку; Q - теплове навантаження, кВт; $PDC2v4$ - витрата пари, %; P - гідравлічний опір, бар; t_n - недогрів до т-ри пари, С; NTU - число одиниць переносу теплоти.

Підігрівач перед 2 сатурацією П2Сат

Грійуча пара - сокова пара 3 корп. ВУ.

$$G - \text{витрата рідини, т/год} \quad G := S2s \cdot \frac{A}{24 \cdot 100} \quad G = 287.031$$

$$nz - \text{число труб одного ходу теплообмінника} \quad nz := 88$$

$$z - \text{число ходів} \quad z := 10$$

$$dz - \text{зовнішній діаметр теплообмінних труб, м} \quad dz := 0.03$$

$$L - \text{довжина (висота) теплообмінних труб, м} \quad L := 3.4$$

$$t_{gr} - \text{температура грійучої пари, С} \quad t_{gr} := t_3 - 6.5 \quad t_{gr} = 98.56$$

$$t_p - \text{початкова (вхідна) температура рідини, С} \quad t_p := 86$$

F - поверхня теплообміну, м²

$$\lambda_s := 17 \quad \Delta \epsilon := 0.4 \cdot 10^{-3} \quad \phi := 0.7 \quad \lambda_n := 2 \quad \delta n := 0.001 \quad CP := CP2$$

$$\text{Задаємося температурою соку на виході із ТО} \quad t_k := 96$$

$$dv := dz - 2 \cdot \delta s \quad dv = 0.03$$

$$F := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot \frac{dv + dz}{2} \cdot z \quad F = 304.643$$

$$\Delta t := \frac{t_k - t_p}{\ln\left(\frac{t_{gr} - t_p}{t_{gr} - t_k}\right)}$$

$$\Delta t = 6.287 \text{ ■}$$

$$t_c := t_{gr} - \Delta t$$

$$t_c = 92.273 \text{ ■}$$

$$Q := \frac{G \cdot C_{pc}(t_c) \cdot (t_k - t_p)}{3.6}$$

$$Q = 2.991 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$q := \frac{Q}{F}$$

$$q = 9.818 \text{ ■}$$

$$Re_k := q \cdot \frac{L}{r(t_{gr}) \cdot \rho_1(t_{gr}) \cdot v(t_{gr})}$$

$$Re_k = 53.167 \text{ ■}$$

$$\alpha_{10} := \begin{cases} 0.925 \cdot \left[\left(\frac{\lambda(t_{gr})^3 \cdot \rho_1(t_{gr}) \cdot r(t_{gr}) \cdot 9.81}{v(t_{gr}) \cdot L \cdot q} \right)^{0.3333} \right] \cdot Re_k^{0.05} & \text{if } Re_k \leq 400 \\ \frac{Re_k}{2300 + 41 \cdot Pr(t_{gr})^{-0.5} \cdot (Re_k^{0.75} - 89)} \cdot \lambda(t_{gr}) \cdot \left(\frac{9.81}{v(t_{gr})^2} \right)^{0.333} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\alpha_{10} = 9.81 \times 10^3 \text{ ■}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив газів на тепловіддачу при конденсації. U

$$U := 0.7$$

$$\omega := \frac{4 \cdot G}{\rho c(t_c) \cdot 3.141 \cdot dv \cdot dv \cdot n_z \cdot 3.6}$$

$$\omega = 1.251 \text{ ■}$$

$$\alpha_1 := \alpha_{10} \cdot U$$

$$\alpha_1 = 6.867 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$Re := \omega \cdot \frac{dv}{vc(t_c)}$$

$$Re = 9.025 \times 10^4 \text{ ■}$$

$$\xi_t := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$\xi_t = 0.018 \text{ ■}$$

$$\alpha_2 := \begin{cases} 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr_c(t_c)^{0.4} \cdot \frac{\lambda_c(t_c)}{dv} & \text{if } Re \geq 10000 \\ \left[\frac{\left[(Re - 1000) \cdot Pr_c(t_c) \cdot \frac{\xi_t}{8} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{dv}{L} \right)^{0.666} \right]}{1 + 12.7 \cdot (Pr_c(t_c)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi_t}{8} \right)^{0.5}} \right] \cdot \frac{\lambda_c(t_c)}{dv} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\alpha_2 = 6.464 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$Ko := \left(\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} \right)^{-1}$$

$$Ko = 2.574 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$K := \begin{cases} \left(Ko^{-1} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)^{-1} & \text{if } \delta_n > 0 \\ Ko \cdot \phi & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$K = 1.801 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$NTU := K \cdot \frac{F \cdot 3.6 \cdot 10^{-3}}{G \cdot C_{pc}(tc)}$$

$$NTU = 1.835$$

$$\varepsilon := 1 - e^{-NTU}$$

$$\varepsilon = 0.84$$

$$tk := tp + (tgr - tp) \cdot \varepsilon$$

$$tk = 96.555$$

Витрата пари на підігрівник соку перед 2 сатур..
(гріюча пара - сокова пара 3 колрп. ВУ) - P2Cv3

$$E32s := 1.02 \cdot S2s \cdot C_{pc}(tc) \cdot \frac{tk - tp}{r(tgr)}$$

$$\delta tn := tgr - tk$$

Початкова та кінцева температура соку, відповідно $tp = 86$

$$Tc2p := tp \quad Tc2k := tk \quad \Delta Tc2 := tk - tp \quad P2Cv3 := E32s \quad \Delta Tc2 = 10.555$$

Основні показники роботи ТО перед 2 сатурацією ПП2С

$$\begin{pmatrix} F & nz & z \\ L & G & \phi \\ tgr & tp & tk \\ \omega & K & \varepsilon \\ \Delta Tc2 & Q & P2Cv3 \\ \Delta P & \delta tn & NTU \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 304.643 & 88 & 10 \\ 3.5 & 287.031 & 0.7 \\ 98.56 & 86 & 96.555 \\ 1.251 & 1.801 \times 10^3 & 0.84 \\ 10.555 & 2.991 \times 10^3 & 2.238 \\ 0.746 & 2.005 & 1.835 \end{pmatrix}$$

F - поверхня теплообміну, м²; nz - число труб в одному ході, шт; n - число ходів, шт;
L - довжина труб, м; G - витрата соку, т/год; ϕ - коеф. викор. поверхні теплообміну;
tgr - т-ра нагрівної пари; tp - т-ра соку на вході; tk - т-ра соку на виході; ω - швидкість соку в трубах, м/с; K - коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К; ε - ефективність підігрівача;
 $\Delta Tdif2$ - ступінь нагрівання соку; Q - теплове навантаження, кВт; $P2Cv3$ - витрата пари, %; P - гідравлічний опір, бар; tn - недогрів до т-ри пари, С; NTU - число одиниць переносу теплоти.

Підігрівачі перед випарною установкою

Підігрівач перед ВУ 1 групи ПВУ1

Гріюча пара - сокова пара 3 корп. ВУ. (Решофер 300 м²)

$$G - \text{витрата рідини, т/год} \quad G := Spvu \cdot \frac{A}{24 \cdot 100} \quad G = 271.975$$

$$nz - \text{число труб одного ходу теплообмінника} \quad nz := 88$$

$$z - \text{число ходів} \quad z := 10$$

$$dz - \text{зовнішній діаметр теплообмінних труб, м} \quad dz := 0.033$$

$$L - \text{довжина (висота) теплообмінних труб, м} \quad L := 3.4$$

$$tgr - \text{температура гріючої пари, С} \quad tgr := t3 - 2 \quad tgr = 103.06$$

t_p - початкова (вхідна) температура рідини, $^{\circ}\text{C}$ $t_p := t_{pvu}$ $t_p = 87$ ■

F - поверхня теплообміну, m^2

$$dz := 0.03 \quad \delta_s := 0.0015 \quad \lambda_s := 17 \quad \Delta e := 0.4 \cdot 10^{-3} \quad \delta_n := 0.001 \quad \phi := 0.9 \quad \lambda_n := 2$$

Задаємося температурою соку на виході із ТО $t_k := 100$

$$dv := dz - 2 \cdot \delta_s \quad dv = 0.03 \quad \blacksquare$$

$$F := 3.14 \cdot L \cdot n_z \cdot \frac{dv + dz}{2} \cdot z \quad F = 304.643 \quad \blacksquare$$

$$\Delta t := \frac{t_k - t_p}{\ln\left(\frac{t_{gr} - t_p}{t_{gr} - t_k}\right)} \quad \Delta t = 7.841 \quad \blacksquare$$

$$t_c := t_{gr} - \Delta t \quad t_c = 95.219 \quad \blacksquare$$

$$Q := \frac{G \cdot C_{pc}(t_c) \cdot (t_k - t_p)}{3.6} \quad Q = 3.688 \times 10^3 \quad \blacksquare$$

$$q := \frac{Q}{F} \quad q = 12.106 \quad \blacksquare$$

$$Re_k := q \cdot \frac{L}{r(t_{gr}) \cdot \rho_l(t_{gr}) \cdot v(t_{gr})} \quad Re_k = 68.696 \quad \blacksquare$$

$$\alpha_{10} := \begin{cases} 0.925 \cdot \left[\left(\frac{\lambda(t_{gr})^3 \cdot \rho_l(t_{gr}) \cdot r(t_{gr}) \cdot 9.81}{v(t_{gr}) \cdot L \cdot q} \right)^{0.3333} \right] \cdot Re_k^{0.05} & \text{if } Re_k \leq 400 \\ \frac{Re_k}{2300 + 41 \cdot Pr(t_{gr})^{-0.5} \cdot (Re_k^{0.75} - 89)} \cdot \lambda(t_{gr}) \cdot \left(\frac{9.81}{v(t_{gr})^2} \right)^{0.333} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив газів на тепловіддачу при конденсації. U

$$U := 0.9$$

$$\omega := \frac{4 \cdot G}{\rho_c(t_c) \cdot 3.141 \cdot dv \cdot dv \cdot n_z \cdot 3.6} \quad \omega = 1.188 \quad \blacksquare$$

$$\alpha_1 := \alpha_{10} \cdot U \quad \alpha_1 = 8.44 \times 10^3 \quad \blacksquare$$

$$Re := \omega \cdot \frac{dv}{\nu_c(t_c)} \quad Re = 8.914 \times 10^4 \quad \blacksquare$$

$$\xi_t := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2} \quad \xi_t = 0.018 \quad \blacksquare$$

$$\alpha_{20} := \begin{cases} 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr_c(t_c)^{0.4} \cdot \frac{\lambda_c(t_c)}{dv} & \text{if } Re \geq 10000 \\ \left[\frac{(Re - 1000) \cdot Pr_c(t_c) \cdot \frac{\xi_t}{8}}{1 + 12.7 \cdot (Pr_c(t_c)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi_t}{8} \right)^{0.5}} \right] \cdot \frac{\lambda_c(t_c)}{dv} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha_{20} = 6.301 \times 10^3 \quad \blacksquare$$

ІНТЕНСИФІКАТОР

довжина шатуна, L_s $L_s := 0.3$
 радіус кривошипа поршня пульсатора R_s $R_s := 0.04$
 діаметр поршня пульсатора D_n $D_n := 0.15$ $\beta := 0.0001$
 лінійна частота пульсацій f_{pu} $f_{pu} := 6$
 кругова частота пульсацій ω_n $\omega_n := 2 \cdot \pi \cdot f_{pu}$ $\omega_n = 37.699$

$$\omega_n := \omega_n \cdot R_s \cdot \left(\frac{D_n}{dv} \right) \cdot \sqrt{\left(\frac{R_s}{L_s} \right)^2 + 1} \quad \omega_n = 7.607 \quad Re = 8.914 \times 10^4$$

$$Re_n := \omega_n \cdot \frac{dv}{\nu_c(tc)} \quad Re_n = 2.829 \times 10^6$$

$$\Delta t_{cm} := t_{gr} - \left(\frac{q \cdot 1000}{\alpha_1} \right) - \left(\frac{q \cdot \delta_s \cdot 1000}{\lambda_s} \right) - t_c \quad \Delta t_{cm} = 5.339$$

$$Ra := \frac{(9.8 \cdot 3.0^3) \cdot \beta \cdot \Delta t_{cm} \cdot Pr(tc)}{\nu_c(tc)^2} \quad Ra = 8.162 \times 10^{12}$$

$$Nu_o := 8 + 0.14 \cdot Ra^{0.333} + 0.023 \cdot Re^{0.78} \cdot Pr(tc)^{0.333} \quad Nu_o = 3.004 \times 10^3$$

$$Nu_n := Nu_o \cdot \left(1.8 \cdot 10^{-4} \cdot Re_n^{3.4} Re^{-0.26} \cdot Re^{0.62} \right) \quad Nu_n = 8.605 \times 10^3$$

$$\alpha_2 := Nu_n \cdot \frac{\lambda_c(tc)}{dv} \quad \alpha_2 = 1.812 \times 10^5$$

$$Ko := \left(\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} \right)^{-1} \quad Ko = 4.712 \times 10^3$$

$$K := \begin{cases} \left(Ko^{-1} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)^{-1} & \text{if } \delta_n > 0 \\ Ko \cdot \phi & \text{otherwise} \end{cases} \quad K = 4.241 \times 10^3$$

$$NTU := K \cdot \frac{F \cdot 3.6 \cdot 10^{-3}}{G \cdot C_{pc}(tc)} \quad NTU = 4.554$$

$$\varepsilon := 1 - e^{-NTU} \quad \varepsilon = 0.989$$

$$t_k := t_p + (t_{gr} - t_p) \cdot \varepsilon \quad t_k = 102.891$$

Витрата пари на підігрівник соку перед ВУІ групи.. $E_{3pvu} := 1.02 \cdot Spvu \cdot C_{pc}(tc) \cdot \frac{t_k - t_p}{r(t_{gr})}$
 (гріюча пара - сокова пара з колпнуса ВУ) - PPVUI

$$\delta t_n := t_{gr} - t_k$$

Початкова та кінцева температура соку, відповідно $t_p = 87$ $t_k = 102.891$

$$T_{pvu1p} := t_p \quad T_{pvu1k} := t_k \quad \Delta T_{pvu1} := t_k - t_p \quad PVU1v3 := E_{3pvu} \quad \Delta T_{pvu1} = 15.891 \quad E_{3pvu} = 3.213$$

Підігрівач перед ВУ 2 групи ПВУ2

Гріюча пара - пара із 2 корпусу ВУ (Решофер 300 м2)

$$G - \text{витрата рідини, м}^3/\text{год} \quad G := \text{Spvu} \cdot \frac{A}{24 \cdot 100} \quad G = 271.975 \text{ м}^3$$

$$nz - \text{число труб одного ходу теплообмінника} \quad nz := 88$$

$$z - \text{число ходів} \quad z := 10$$

$$dz - \text{зовнішній діаметр теплообмінних труб, м}$$

$$L - \text{довжина (висота) теплообмінних труб, м} \quad L := 3.4$$

$$tgr - \text{температура гріючої пари, } ^\circ\text{C} \quad t_p := t_k \quad tgr = 107.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$tp - \text{початкова (вхідна) температура рідини, } ^\circ\text{C} \quad tp = 102.891 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{Spvu} = 118.68 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$F - \text{поверхня теплообміну, м}^2$$

$$dz := 0.03 \text{ м} \quad \delta_s := 0.0015 \text{ м} \quad \lambda_s := 17 \text{ Вт/м}^\circ\text{C} \quad \Delta e := 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad \delta_n := 0.001 \text{ м} \quad \phi := 0.8 \quad \lambda_n := 2 \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$$

$$\text{Задаємося температурою соку на виході із ТО} \quad t_k := 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$dv := dz - 2 \cdot \delta_s \quad dv = 0.03 \text{ м}$$

$$F := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot \frac{dv + dz}{2} \cdot z \quad F = 304.643 \text{ м}^2$$

$$\Delta t := \frac{t_k - tp}{\ln\left(\frac{tgr - tp}{tgr - t_k}\right)} \quad \Delta t = 3.756 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$tc := tgr - \Delta t \quad tc = 104.044 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q := \frac{G \cdot C_{pe}(tc) \cdot (t_k - tp)}{3.6} \quad Q = 600.111 \text{ кВт}$$

$$q := \frac{Q}{F} \quad q = 1.97 \text{ кВт/м}^2$$

$$Re_k := q \cdot \frac{L}{r(tgr) \cdot \rho_l(tgr) \cdot v(tgr)} \quad Re_k = 11.699$$

$$\alpha_{10} := \begin{cases} 0.925 \cdot \left[\left(\frac{\lambda(tgr)^3 \cdot \rho_l(tgr) \cdot r(tgr) \cdot 9.81}{v(tgr) \cdot L \cdot q} \right)^{0.3333} \right] \cdot Re_k^{0.05} & \text{if } Re_k \leq 400 \\ \frac{Re_k}{2300 + 41 \cdot Pr(tgr)^{-0.5} \cdot (Re_k^{0.75} - 89)} \cdot \lambda(tgr) \cdot \left(\frac{9.81}{v(tgr)^2} \right)^{0.333} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha_{10} = 1.588 \times 10^4 \text{ Вт/м}^2$$

Коефіцієнт, що враховує вплив газів на тепловіддачу при конденсації. U

$$U := 0.9$$

$$\omega := \frac{4 \cdot G}{\rho c(tc) \cdot 3.141 \cdot dv \cdot dv \cdot nz \cdot 3.6}$$

$$\omega = 1.195 \blacksquare$$

$$\alpha 1 := \alpha 10 \cdot U$$

$$\alpha 1 = 1.429 \times 10^4 \blacksquare$$

$$Re := \omega \cdot \frac{dv}{\nu c(tc)}$$

$$Re = 9.962 \times 10^4 \blacksquare$$

$$\xi t := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$\xi t = 0.018 \blacksquare$$

$$\alpha 2 := \begin{cases} 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr c(tc)^{0.4} \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{if } Re \geq 10000 \\ \left[\frac{(Re - 1000) \cdot Pr c(tc) \cdot \frac{\xi t}{8}}{1 + 12.7 \cdot (Pr c(tc)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi t}{8}\right)^{0.5}} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{dv}{L}\right)^{0.666} \right] \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\alpha 2 = 6.607 \times 10^3 \blacksquare$$

$$Ko := \left(\alpha 1^{-1} + \alpha 2^{-1} + \frac{\delta s}{\lambda s} \right)^{-1}$$

$$Ko = 3.23 \times 10^3 \blacksquare$$

$$K := \begin{cases} \left(Ko^{-1} + \frac{\delta n}{\lambda n} \right)^{-1} & \text{if } \delta n > 0 \\ Ko \cdot \phi & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$K = 2.584 \times 10^3 \blacksquare$$

$$NTU := K \cdot \frac{F \cdot 3.6 \cdot 10^{-3}}{G \cdot Cpc(tc)}$$

$$NTU = 4.554 \blacksquare$$

$$\varepsilon := 1 - e^{-NTU}$$

$$\varepsilon = 0.989 \blacksquare$$

$$tk := tp + (tgr - tp) \cdot \varepsilon$$

$$tk = 107.491 \blacksquare$$

Гідравлічний опір ТО (соковий простір)

$$\xi g := 0.11 \cdot \left(\frac{68}{Re 2} + \frac{\Delta e}{dv} \right)^{0.25}$$

$$\Delta P := \left[\xi g \cdot L \cdot \frac{z}{dv} + (z - 1) \cdot 1.3 + 3 \right] \cdot \rho c(t 2c) \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot 100000}$$

$$\xi g = 0.038 \blacksquare$$

$$\Delta P = 0.441 \blacksquare$$

$$\Delta P 2 := \Delta F$$

Витрата пари на підігрівник соку перед ВУЗ групи..
(гріюча пара - сокова пара з корпусу ВУ) - PPVU3

$$E2pvu := 1.02 \cdot Spvu \cdot Cpc(tc) \cdot \frac{tk - tp}{r(tgr)}$$

$$\delta tn := tgr - tk$$

Початкова та кінцева температура соку, відповідно

$$tp = 102.891 \quad tk = 107.491 \blacksquare$$

$$Tpvu2p := tp \quad Tpvu2k := tk \quad \Delta Tpvu2 := tk - tp \quad PVU2v2 := E2pvu \quad \Delta Tpvu2 = 4.601 \blacksquare \quad E2pvu = 0.938 \blacksquare$$

Основні показники підігрівача ПВУ-2

$$\begin{pmatrix} F & nz & z \\ L & G & \phi \\ t_{gr} & t_p & t_k \\ \omega & K & \varepsilon \\ \Delta T_{pvu2} & Q & PVU2v2 \\ \Delta P & \delta t_n & NTU \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 304.643 & 88 & 10 \\ 3.5 & 271.975 & 0.8 \\ 107.8 & 102.891 & 107.491 \\ 1.195 & 2.584 \times 10^3 & 0.937 \\ 4.601 & 600.111 & 0.938 \\ 0.441 & 0.309 & 2.767 \end{pmatrix}$$

Підігрівачі перед 1 корпусом ВУ (після 3 корпусу ВУ)

Витрата соку на виході із 3 корпусу ВУ $W_{3b} := 12.037$

$$Sp_{vu1} := Sp_{vu} - W_{3b} \quad CP_{pvu} = 13.13 \text{ ■} \\ Sp_{vu1} = 106.643 \text{ ■}$$

Концентрація соку на виході із 3 корпусу ВУ

$$CP_{pvu1} := CP_{pvu} \cdot \frac{Sp_{vu}}{Sp_{vu} - W_{3b}} \quad CP_{pvu1} = 14.612 \text{ ■}$$

Підігрівач перед ВУ 3 групи ПВУ3 після 3 корп.ВУ)

Гріюча пара - сокова пара **2 корп. ВУ.** Решофер 300 м2)

$$G := Sp_{vu1} \cdot \frac{A}{24 \cdot 100} \quad G = 244.39 \text{ ■} \\ t_{30} := 107$$

$$t_p := t_{30} + 0.3 \quad t_p = 107.3 \text{ ■} \\ t_{gr} := t_2 - 2 \quad t_{gr} = 111.8 \text{ ■}$$

$$Sp_{vu1} = 106.643 \text{ ■}$$

$$\delta n := 0.000 \quad \phi := 0.8 \quad \lambda n := 2$$

Задаємося температурою соку на виході із ТО $t_k := 111 \quad CP := CP_{pvu}$

$$dv := dz - 2 \cdot \delta s \quad dv = 0.03 \text{ ■}$$

$$F := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot \frac{dv + dz}{2} \cdot z \quad F = 304.643 \text{ ■}$$

$$\Delta t := \frac{t_k - t_p}{\ln\left(\frac{t_{gr} - t_p}{t_{gr} - t_k}\right)} \quad \Delta t = 2.142 \text{ ■}$$

$$t_c := t_{gr} - \Delta t \quad t_c = 109.658 \text{ ■}$$

$$Q := \frac{G \cdot C_{pc}(t_c) \cdot (t_k - t_p)}{3.6} \quad Q = 947.989 \text{ ■}$$

$$q := \frac{Q}{F} \quad q = 3.112 \text{ ■}$$

$$Re_k := q \cdot \frac{L}{r(tgr) \cdot \rho l(tgr) \cdot v(tgr)} \quad Re_k = 19.215 \blacksquare$$

$$\alpha_{10} := \begin{cases} 0.925 \cdot \left[\left(\frac{\lambda(tgr)^3 \cdot \rho l(tgr) \cdot r(tgr) \cdot 9.81}{v(tgr) \cdot L \cdot q} \right)^{0.3333} \right] \cdot Re_k^{0.05} & \text{if } Re_k \leq 400 \\ \frac{Re_k}{2300 + 41 \cdot Pr(tgr)^{-0.5} \cdot (Re_k^{0.75} - 89)} \cdot \lambda(tgr) \cdot \left(\frac{9.81}{v(tgr)^2} \right)^{0.333} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha_{10} = 1.41 \times 10^4 \blacksquare$$

Коефіцієнт, що враховує вплив газів на тепловіддачу при конденсації. U
 $U := 0.9$

$$\omega := \frac{4 \cdot G}{\rho c(tc) \cdot 3.141 \cdot dv \cdot dv \cdot nz \cdot 3.6} \quad \omega = 1.079 \blacksquare$$

$$\alpha_1 := \alpha_{10} \cdot U \quad \alpha_1 = 1.269 \times 10^4 \blacksquare$$

$$Re := \omega \cdot \frac{dv}{vc(tc)} \quad Re = 9.517 \times 10^4 \blacksquare$$

$$\xi_t := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2} \quad \xi_t = 0.018 \blacksquare$$

$$\alpha_{20} := \begin{cases} 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr(tc)^{0.4} \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{if } Re \geq 10000 \\ \frac{\left[(Re - 1000) \cdot Pr(tc) \cdot \frac{\xi_t}{8} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{dv}{L} \right)^{0.666} \right]}{1 + 12.7 \cdot (Pr(tc)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi_t}{8} \right)^{0.5}} \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \alpha_{20} = 6.226 \times 10^3 \blacksquare$$

ІНТЕНСИФІКАТОР

довжина шатуна, L_s $L_s := 0.3$

радіус кривошипа поршня пульсатора R_s $R_s := 0.04$

діаметр поршня пульсатора D_n $D_n := 0.15$ $\beta := 0.0005$

лінійна частота пульсацій f_{pu} $f_{pu} := 6$

кругова частота пульсацій ω_n $\omega_n := 2 \cdot \pi \cdot f_{pu}$ $\omega_n = 37.699 \blacksquare$

$$\omega_n := \omega_n \cdot R_s \cdot \left(\frac{D_n}{dv} \right) \cdot \sqrt{\left(\frac{R_s}{L_s} \right)^2 + 1} \quad \omega_n = 7.607 \blacksquare \quad Re = 9.517 \times 10^4 \blacksquare$$

$$Re_n := \omega_n \cdot \frac{dv}{vc(tc)} \quad Re_n = 3.326 \times 10^6 \blacksquare$$

$$\Delta t_{cm} := tgr - \left(\frac{q \cdot 1000}{\alpha_1} \right) - \left(\frac{q \cdot \delta s \cdot 1000}{\lambda_s} \right) - tc \quad \Delta t_{cm} = 1.622 \blacksquare$$

$$Ra := \frac{(9.8 \cdot 3.0^3) \cdot \beta \cdot \Delta t_{cm} \cdot Pr(tc)}{vc(tc)^2} \quad Ra = 2.949 \times 10^{12} \blacksquare$$

$$Nu_o := 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr(tc)^{0.4} \quad Nu_o = 266.032 \blacksquare$$

$$Nu_n := Nu_o \cdot \left(1.8 \cdot 10^{-4} \cdot Re_n^{3.4} Re^{-0.26} \cdot Re^{0.62} \right) \quad Nu_n = 780.963 \blacksquare$$

$$\alpha_2 := Nu_n \cdot \frac{\lambda_c(tc)}{d_v} \quad \alpha_2 = 1.652 \times 10^4 \blacksquare$$

$$Ko := \left(\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} \right)^{-1} \quad Ko = 4.394 \times 10^3 \blacksquare$$

$$K := \begin{cases} \left(Ko^{-1} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)^{-1} & \text{if } \delta_n > 0 \\ Ko \cdot \phi & \text{otherwise} \end{cases} \quad K = 3.515 \times 10^3 \blacksquare$$

$$NTU := K \cdot \frac{F \cdot 3.6 \cdot 10^{-3}}{G \cdot C_{pc}(tc)} \quad NTU = 2.767 \blacksquare$$

$$\varepsilon := 1 - e^{-NTU} \quad \varepsilon = 0.937 \blacksquare$$

$$tk := tp + (tgr - tp) \cdot \varepsilon \quad tk = 111.731 \blacksquare$$

Витрата пари на підігрівник соку перед ВУ4 групи.. $E_{2pvu} := 1.02 \cdot Spvu1 \cdot C_{pc}(tc) \cdot \frac{tk - tp}{r(tgr)}$

(гріюча пара - сокова пара 2 корпусу ВУ) - PPVU4

$$\delta_{tn} := tgr - tk$$

Початкова та кінцева температура соку, відповідно $tp = 107.3 \blacksquare \quad tk = 111.731 \blacksquare$

$$Trvu3p := tp \quad Trvu3k := tk \quad \Delta Trvu3 := tk - tp \quad PVU3v2 := E_{2pvu} \quad \Delta Trvu3 = 4.431 \blacksquare \quad E_{2pvu} = 0.818 \blacksquare$$

Підігрівач перед ВУ 4 групи ПВУ4

Гріюча пара - сокова пара 1 корпус. ВУ. Решофер 300 м2)

$$G := Spvu1 \cdot \frac{A}{24 \cdot 100} \quad G = 244.39 \blacksquare$$

$$tp := tk \quad tk := 121 \quad Nz := 1 \quad tgr := t1 - 2 \quad tp = 111.731 \blacksquare$$

$$dv := dz - 2 \cdot \delta_s$$

$$F := 3.14 \cdot L \cdot nz \cdot \frac{dv + dz}{2} \cdot z \cdot Nz \quad F = 304.643 \blacksquare$$

$$\Delta t := \frac{tk - tp}{\ln\left(\frac{tgr - tp}{tgr - tk}\right)} \quad \Delta t = 5.488 \blacksquare$$

$$tc := tgr - \Delta t \quad tc = 117.612 \blacksquare$$

$$Q := \frac{G \cdot C_{pc}(tc) \cdot (tk - tp)}{3.6} \quad Q = 2.382 \times 10^3 \blacksquare$$

$$q := \frac{Q}{F} \quad q = 7.82 \blacksquare$$

$$Re_k := q \cdot \frac{L}{r(tgr) \cdot \rho_l(tgr) \cdot v(tgr)} \quad Re_k = 54.004 \blacksquare$$

$$\alpha_{10} := \begin{cases} 0.925 \cdot \left[\left(\frac{\lambda(tgr)^3 \cdot \rho_1(tgr) \cdot r(tgr) \cdot 9.81}{v(tgr) \cdot L \cdot q} \right)^{0.3333} \right] \cdot Re_k^{0.05} & \text{if } Re_k \leq 400 \\ \frac{Re_k}{2300 + 41 \cdot Pr(tgr)^{-0.5} \cdot (Re_k^{0.75} - 89)} \cdot \lambda(tgr) \cdot \left(\frac{9.81}{v(tgr)^2} \right)^{0.333} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\alpha_{10} = 1.117 \times 10^4$$

Коефіцієнт, що враховує вплив газів на тепловіддачу при конденсації. U

$$U := 0.5$$

$$\omega := \frac{4 \cdot G}{\rho c(tc) \cdot 3.141 \cdot dv \cdot dv \cdot nz \cdot 3.6}$$

$$\omega = 1.086$$

$$\alpha_1 := \alpha_{10} \cdot U$$

$$\alpha_1 = 1.005 \times 10^4$$

$$Re := \omega \cdot \frac{dv}{vc(tc)}$$

$$Re = 1.039 \times 10^5$$

$$\xi_t := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$\xi_t = 0.018$$

$$\alpha_2 := \begin{cases} 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr(tc)^{0.4} \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{if } Re \geq 10000 \\ \frac{\left[(Re - 1000) \cdot Pr(tc) \cdot \frac{\xi_t}{8} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{dv}{L} \right)^{0.666} \right]}{1 + 12.7 \cdot (Pr(tc)^{0.666} - 1) \cdot \left(\frac{\xi_t}{8} \right)^{0.5}} \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\alpha_2 = 6.463 \times 10^3$$

ІНТЕНСИФІКАТОР

довжина шатуна, L_s

$$L_s := 0.3$$

радіус кривошипа поршня пульсатора R_s

$$R_s := 0.04$$

діаметр поршня пульсатора D_n

$$D_n := 0.15$$

$$\beta := 0.0005$$

лінійна частота пульсацій f_{pu}

$$f_{pu} := 6$$

кругова частота пульсацій ω_n

$$\omega_n := 2 \cdot \pi \cdot f_{pu} \quad \omega_n = 37.699$$

$$\omega_n := \omega_n \cdot R_s \cdot \left(\frac{D_n}{dv} \right) \cdot \sqrt{\left(\frac{R_s}{L_s} \right)^2 + 1}$$

$$\omega_n = 7.607$$

$$Re_n := \omega_n \cdot \frac{dv}{vc(tc)}$$

$$Re_n = 3.609 \times 10^6 \quad Re = 1.039 \times 10^5$$

$$\Delta t_{cm} := tgr - \left(\frac{q \cdot 1000}{\alpha_1} \right) - \left(\frac{q \cdot \delta_s \cdot 1000}{\lambda_s} \right) - tc$$

$$\Delta t_{cm} = 4.02$$

$$Ra := \frac{(9.8 \cdot 3.0^3) \cdot \beta \cdot \Delta t_{cm} \cdot Pr(tc)}{vc(tc)^2}$$

$$Ra = 8.073 \times 10^{12}$$

$$Nu_o := 8 + 0.14 \cdot Ra^{0.333} + 0.023 \cdot Re^{0.78} \cdot Pr(tc)^{0.333}$$

$$Nu_o = 3.004 \times 10^3$$

$$Nu_n := Nu_o \cdot \left(1.8 \cdot 10^{-4} \cdot Re_n^{3.4} Re^{-0.26} \cdot Re^{0.62} \right)$$

$$Nu_n = 8.904 \times 10^3$$

$$\alpha_2 := Nu_n \cdot \frac{\lambda c(tc)}{dv}$$

$$\alpha_2 = 1.886 \times 10^5$$

$$K_o := \left(\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} \right)^{-1} \quad K_o = 5.181 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$K_o := \left(\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} \right)^{-1} \quad K = 4.145 \times 10^3 \text{ ■}$$

$$NTU := K \cdot \frac{F \cdot 3.6 \cdot 10^{-3}}{G \cdot C_{pc}(tc)} \quad NTU = 4.18 \text{ ■}$$

$$\varepsilon := 1 - e^{-NTU} \quad \varepsilon = 0.985 \text{ ■}$$

$$t_k := t_p + (t_{gr} - t_p) \cdot \varepsilon \quad t_k = 123.016 \text{ ■}$$

*Витрата пари на підігрівник соку перед ВУ4 групи..
(грійуча пара - сокова пара 2 корпусу ВУ) - PPVU4*

$$E_{lpvu} := 1.02 \cdot Spvu1 \cdot C_{pc}(tc) \cdot \frac{t_k - t_p}{r(t_{gr})}$$

$$\delta t_n := t_{gr} - t_k$$

Початкова та кінцева температура соку, відповідно

$$t_p = 111.731 \text{ ■} \quad t_k = 123.016 \text{ ■}$$

$$Trvu4p := t_p \quad Trvu4k := t_k \quad \Delta Trvu4 := t_k - t_p \quad \Delta Trvu4 = 11.285 \text{ ■} \quad PVU4v1 := E_{lpvu} \quad E_{lpvu} = 2.119 \text{ ■}$$

Ретурна пара на догрівання в 1 корпусі ВУ

$$t_p := t_k \quad t_k := t_1 + 1 \quad t_p = 123.016 \text{ ■}$$

*Витрата пари на підігрівник соку перед ВУ4 групи..
(грійуча пара - сокова пара 2 корпусу ВУ) - PPVU4*

$$E_{ret} := 1.02 \cdot Spvu1 \cdot C_{pc}(tc) \cdot \frac{t_k - t_p}{r(t_{gr})}$$

$$\delta t_n := t_{gr} - t_k$$

Початкова та кінцева температура соку, відповідно

$$t_p = 123.016 \text{ ■} \quad t_k := 125.0 \text{ ■}$$

$$Trvu5p := t_p \quad Trvu5k := t_k \quad \Delta Trvu5 := t_k - t_p \quad PVU5v := E_{ret} \quad \Delta Trvu5 = 1.984 \text{ ■}$$

Витрата пари на нагрівання жомопресової води

Початкова т-ра жомопресової води $t_{zpro} = 57 \text{ ■}$

Витрата жомопресової води, % $Szpr = 60 \text{ ■}$

Кінцева т-ра жомопресової води $t_{zprk} := 72$

Витрата пари на підігрівач жомопресової, $Dzpr$, %

$$\Delta Tzpr := t_{zprk} - t_{zpro} \quad \Delta Tzpr = 15 \text{ ■}$$

$$Dzpr := 1.02 \cdot Szpr \cdot C_p(tzpr) \cdot \frac{t_{zprk} - t_{zpro}}{r(t_3)} \quad Dzpr = 1.712 \text{ ■}$$

Результати розрахунку навантажень та температурного режиму теплообмінних апаратів

Підігрівачі соку перед вапнуванням

1. Підігрівач соку 1 групи. 2 секційних теплообмінника . Нагрівний теплоносіє - конденсат із збірника конденсатів вторинної пари 4 корпусу ВУ

Початкова температура соку	$T_{dif1p} = 61.005$ ■
Кінцева температура соку	$T_{dif1} = 70.804$ ■
Степінь нагрівання соку	$\Delta T_{dif1} = 5.424$ ■
Початкова температура конденсата	$t_{kond4} = 95.8$ ■
Кінцева температура конденсата	$T_{to1k} = 66.835$ ■

2. Підігрівач соку 2 групи. Нагрівний теплоносіє - вторинна пара 5 корпусу ВУ

Початкова температура соку	$T_{dif2p} = 70.804$ ■
Кінцева температура соку	$T_{dif2k} = 83.03$ ■
Степінь нагрівання соку	$\Delta T_{dif2} = 12.226$ ■
Витрата пари на нагрівання, %	$PDC2v5 = 3.043$ ■
Витрата соку, %	$Spd = 150.14$ ■

3. Підігрівач соку 3 групи Нагрівний теплоносіє - вторинна пара 4 корпусу ВУ

Початкова температура дифузійного соку	$T_{dif3p} = 83.03$
Кінцева температура дифузійного соку	$T_{dif3k} = 92.076$
Степінь нагрівання дифузійного соку	$\Delta T_{dif3} = 9.046$ ■
Витрата пари на нагрівання, %	$PDC3v4 = 2.281$ ■
Витрата соку, %	$Spd = 150.14$ ■

4. Підігрівач соку 4 групи Нагрівний теплоносіє - вторинна пара 3 корпусу ВУ

Початкова температура дифузійного соку	$T_{dif4p} = 92.076$
Кінцева температура дифузійного соку	$T_{dif4k} = 92.954$
Степінь нагрівання дифузійного соку	$\Delta T_{dif4} = 0.878$ ■
Витрата пари на нагрівання, %	$PDC4v3 = 0$ ■
Витрата соку, %	$Spd = 150.14$ ■

5 Підігрівач соку перед 1 фільтрацією . Нагрівний теплоносіє - вторинна пара 3 корпусу ВУ

Початкова температура соку	$Tr1fp = 84$ ■
Кінцева температура соку	$Tr1fk = 92.973$ ■
Степінь нагрівання соку	$\Delta Tr1f = 8.973$ ■
Витрата пари на нагрівання, %	$PP1Fv3 = 1.901$ ■
Витрата соку, %	$Sp1f = 125.91$ ■

6. Підігрівач соку перед 2 сатурацією Нагрівний теплоносіє - вторинна пара 3 корпусу ВУ

Початкова температура соку	$Tc2p = 86$ ■
Кінцева температура соку	$Tc2k = 96.555$ ■

Степінь нагрівання соку	$\Delta T_{c2} = 10.555$ ■
Витрата пари на нагрівання, %	$P2Cv3 = 2.238$ ■
Витрата соку, %	$S2s = 125.25$ ■

Підігрівачі соку перед випарною установкою.

7. Підігрівач соку перед ВУ 1 групи Нагрівний теплоносій - вторинна пара 3 корпусу ВУ

Початкова температура соку	$Trvu1p = 87$ ■
Кінцева температура соку	$Trvu1k = 102.891$ ■
Степінь нагрівання соку	$\Delta Trvu1 = 15.891$ ■
Витрата пари на нагрівання, %	$PVU1v3 = 3.213$ ■
Витрата соку, %	$Spvu = 118.68$ ■

8. Підігрівач соку перед ВУ 2 групи . Нагрівний теплоносій - вторинна пара 2 корпусу ВУ

Початкова температура соку	$Trvu2p = 102.891$ ■
Кінцева температура соку	$Trvu2k = 107.491$ ■
Степінь нагрівання соку	$\Delta Trvu2 = 4.601$ ■
Витрата пари на нагрівання, %	$PVU2v2 = 0.938$ ■
Витрата соку, %	$Spvu = 118.68$ ■

9. Підігрівач соку перед ВУ 3 групи Нагрівний теплоносій - вторинна пара 2 корпусу ВУ

Початкова температура соку	$Trvu3p = 107.3$ ■
Кінцева температура соку	$Trvu3k = 111.731$ ■
Степінь нагрівання соку	$\Delta Trvu3 = 4.431$ ■
Витрата пари на нагрівання, %	$PVU3v2 = 0.818$ ■
Витрата соку, %	$Spvu = 118.68$ ■

10. Підігрівач соку перед ВУ 3 групи Нагрівний теплоносій - вторинна пара 1 корпусу ВУ

Початкова температура соку	$Trvu4p = 111.731$ ■
Кінцева температура соку	$Trvu4k = 123.016$ ■
Степінь нагрівання соку	$\Delta Trvu4 = 11.285$ ■
Витрата пари на нагрівання, %	$PVU4v1 = 2.119$ ■
Витрата соку, %	$Spvu = 118.68$ ■

11. Підігрівач жомопрес. води Нагрівний теплоносій - вторинна пара 3 корпусу ВУ

Початкова температура ж.п.вод	$tzpro = 57$ ■
Кінцева температура ж.п.вод	$tzprk = 72$ ■
Витрата пари на нагрівання, %	$Dzpr = 1.712$ ■
Витрата соку, %	$Szpr = 60$ ■

Результуюча таблиця навантажень теплообмінників та їхнього температурного режиму.

Найменування споживача пари	Витрата соку, %,S	Поч. т-ра соку, t _p ,C	Кінц. т-ра соку, t _k , C	Різниця температур T,C	Витрата пари, %,D	Витрата соку, %,S	Поч. т-ра соку t _p ,C	Кінц. т-ра соку, t _k , C	Різниця температур T,C	Витрата пари, %,D
0 П-гр ПДС 1 гр	Spd	Tdif1p	Tdif1	ΔTdif1	0	150.14	61.005	70.804	5.424	0
1 П-гр ПДС 2 гр	Spd	Tdif2p	Tdif2k	ΔTdif2	PDC2v5	150.14	70.804	83.03	12.226	3.043
2 П-гр ПДС 3 гр	Spd	Tdif3p	Tdif3k	ΔTdif3	PDC3v4	150.14	83.03	92.076	9.046	2.281
3 П-гр ПДС 4 гр	Spd	Tdif4p	Tdif4k	ΔTdif4	PDC4v3	150.14	92.076	92.954	0.878	0
4.П-гр ПП 1 філ	Sp1f	Tr1fp	Tr1fk	ΔTr1f	PP1Fv3	125.91	84	92.973	8.973	1.901
5.П-гр П2сат.	S2s	Tc2p	Tc2k	ΔTc2	P2Cv3	125.25	86	96.555	10.555	2.238
6.П-гр ПВУ 1 гр.	Spvu	Trvu1p	Trvu1k	ΔTrvu1	PVU1v3	118.68	87	102.891	15.891	3.213
7.П-гр ПВУ2 гр..	Spvu	Trvu2p	Trvu2k	ΔTrvu2	PVU2v2	118.68	102.891	107.491	4.601	0.938
8.П-гр ПВУ 3 гр.	Spvu1	Trvu3p	Trvu3k	ΔTrvu3	PVU3v2	106.643	107.3	111.731	4.431	0.818
9.П-гр ПВУ4 гр.	Spvu1	Trvu4p	Trvu4k	ΔTrvu4	PVU4v1	106.643	111.731	123.016	11.285	2.119
10.П-гр ПВУ5 гр.	Spvu1	Trvu5p	Trvu5k	ΔTrvu5	PVU5v	106.643	123.016	125	1.984	0.579
11.П-гр жп.вод	Szpr	tzpro	tzprk	ΔTzpr	Dzpr	60	57	72	15	1.712

Інші споживачі сокової пари випарної установки

Витрата пари на вакуум-апарати

Концентрація сиропу (задється з подальшим уточненням) CPsir := 67.0

Витрата сиропу з ВУ після 5 корпусу, %

$$S_{sir} := Spvu \cdot \frac{CP_{pvu}}{CP_{sir}} \quad S_{sir} = 23.258 \blacksquare$$

Сокові (водні) підкачки

$$wvp1 := 0.4 \quad wvp2 := 0.2 \quad wvp3 := 0.2$$

Витрата пари на В/А 1 продукту:

$$W_{va1} := \left[S_{sir} \cdot \left(1 - \frac{CP_{sir}}{92.5} \right) + Sk1 \cdot \left(1 - \frac{CP_{kl}}{92.5} \right) + Spb1 \cdot \left(1 - \frac{CP_{pb1}}{92.5} \right) \right] \cdot 1.08 + wvp1 \quad W_{va1} = 11.657 \blacksquare$$

Витрата пари на В/А 2 продукту

$$W_{va2} := \left[Spz1 \cdot \left(1 - \frac{CP_{zp1}}{93.5} \right) \right] \cdot 1.1 + wvp2 \quad W_{va2} = 1.525 \blacksquare$$

Витрата пари на В/А 3 продукту

$$W_{va3} := \left[Spz2 \cdot \left(1 - \frac{CP_{pz2}}{94} \right) \right] \cdot 1.1 + wvp3 \quad W_{va3} = 0.414 \blacksquare$$

Витрата пари на калорифер сушарки, сиропні та паточні ящики.*(гріюча пара - сокова пара 1 корпусу ВУ) (приймається без розрахунку)*Витрата пари на калорифер сушарки $D_{ks} := 0.5$ Витрата пари на сиропні ящики, $D_{sj} := 0.0$ Витрата пари на паточні ящики, $D_{pj} := 0.0$ **Витрата пари на нагрівання барометричної води, ПКП**Витрата барометричної води $S_{bv} = 0$ Початкова т-ра барометричної води $t_{vp} := 55$ Витрата конденсату $Sk_{ond} = 32$ Кінцева т-ра барометричної води $t_{vk} := 65$

$$I := r(t_{gr}) + 4.19 \cdot t_{gr} \quad I = 2.71 \times 10^3$$

$$r(t) := (2503.91 - 2.498 \cdot t_{gr} + 2.07 \cdot 10^{-3} \cdot t_{gr}^2 - 1.823 \cdot 10^{-5} \cdot t_{gr}^3)$$

$$t_{gr} = 123.1$$

Витрата пари на підігрівач води на дифустановку, D_{pkr}

$$D_{pkr1} := \frac{[S_{bv} \cdot ((t_{vk} - t_{vp}) \cdot 4.2) + Sk_{ond} \cdot 4.2 \cdot (t_{vk} - t_{kon1})] \cdot 1.02}{I - 4.2 \cdot t_{vk}}$$

$$D_{pkr} := \begin{cases} D_{pkr1} & \text{if } D_{pkr1} \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Т-ра конденсату $t_{kon1} = 66.835$ Т-ра нагрівної пари $t_{gr} := t_4 - 10$

$$D_{pkr1} = -0.103$$

$$D_{pkr} = 0$$

Визначення навантажень корпусів ВУВихід пари на конденсатор - D_k

$$D_k := 1.4$$

Регульований перепуск пари з 2 на 3 корпуси ВУ, $D_{per}, \%$

$$D_{per23} := 0$$

Відбори вторинної пари з корпусів випарної установки без врахування пари самовипаровування

$$E1 := PVU4v1 + D_{sj} + D_{ks} + D_p$$

$$E1 = 2.619$$

$$E2 := PVU2v2 + W_{va3} + W_{va2} + PVU3v2 + D_{per23} + D_{di}$$

$$E2 = 5.202$$

$$E3 := PVU1v3 + P2Cv3 + PP1Fv3 + PDC4v3 + D_{zpr} - D_{per2}$$

$$E3 = 9.064$$

$$E4 := PDC3v4 + (D_{pkr})$$

$$E4 = 2.281$$

$$E3b := W_{va1}$$

$$E3b = 11.657$$

$$E5 := D_k + PDC2v5$$

$$E5 = 4.443$$

Величини парів самовипаровування
(уточнюються після перерахунку)

(Задані значення)

$$e1 := 0.416$$

$$e2 := 1.293$$

$$e3 := 0.85$$

$$e4 := 1.334$$

Навантаження корпусів випарної установки

Визначення фактичних величин парів самовипаровування.

(Перший індекс - номер корпусу (сокової пари), куди направлена парова відтяжка. Другий індекс - номер корпусу (сокової пари), з якого перетікає конденсат.)

Конденсат 1 к., що поверт. із ТЕЦ

$$Gv := 0.5 \cdot W1$$

$$Gv = 15.666 \text{ т}$$

$$e1p := W1 \cdot 4.2 \cdot \frac{t_{ret} - t1 - 2}{r(t1)}$$

$$e1p = 0.414 \text{ т}$$

$$e2p := (W1 - e1p) \cdot 4.2 \cdot \frac{t1 - t2}{r(t2)}$$

$$e2p = 0.669 \text{ т}$$

$$e3p := (W1 - e1p - e2p) \cdot 4.2 \cdot \frac{t2 - t3}{r(t3)}$$

$$e3p = 0.506 \text{ т}$$

$$e21 := (W2 + E2) \cdot 4.2 \cdot \frac{t1 - t2 - 2}{r(t2)}$$

$$e21 = 0.611 \text{ т}$$

$$e31 := (W2 + E2 - e21) \cdot 4.2 \cdot \frac{t2 - t3}{r(t3)}$$

$$e31 = 0.564 \text{ т}$$

$$e32 := (W3 + E2 + W3b) \cdot 4.19 \cdot \frac{(t2 - t3) - \delta t_{pat}}{r(t3)}$$

$$e32 = -0.189 \text{ т}$$

$$e42 := (W3 + E2 + W3b - e32) \cdot 4.19 \cdot \frac{t3 - t4 - 1}{r(t4)}$$

$$e42 = 0.541 \text{ т}$$

$$e43 := (W4 + E3) \cdot 4.19 \cdot \frac{t3 - t4 - 1}{r(t4)}$$

$$e43 = 0.256 \text{ т}$$

$$e4v := Gv \cdot 4.2 \cdot \frac{t2 - t4 - 1}{r(t4)}$$

$$e4v = 0.54 \text{ т}$$

Фактичні (розрахункові уточнені) значення парів самовипаровування

$$e1 := e1p$$

$$e1 = 0.414 \text{ т}$$

$$e2 := e2p + e21$$

$$e2 = 1.28 \text{ т}$$

$$e3 := e3p + e31 + e32$$

$$e3 = 0.881 \text{ т}$$

$$e4 := e42 + e43 + e4v$$

$$e4 = 1.337 \text{ т}$$

Продуктивність випарної установки по випареній волозі

$$W := (E1 - e1) + 2 \cdot (E2 - e2) + 3 \cdot (E3 - e3) + 4 \cdot (E4 - e4) + 3 \cdot (E3b) + 5 \cdot E5 \quad W = 95.56 \text{ т}$$

Фактичні навантаження корпусів випарної установки

$$W5 := E5$$

$$W5 = 4.443 \text{ т}$$

$$W3b := Wval$$

$$W3b = 11.657 \text{ т}$$

$$W4 := (E4) - e4 + W5$$

$$W4 = 5.387 \text{ т}$$

$$W3 := (W4 + E3) - e3$$

$$W3 = 13.57 \text{ т}$$

$$W2 := (W3 + E2 + W3b) - e2$$

$$W2 = 29.149 \text{ т}$$

$$W1 := (W2 + E1) - e1$$

$$W1 = 31.354 \text{ т}$$

$$S_{\text{sir}} := S_{\text{pvu}} - W$$

$$S_{\text{sir}} = 23.12 \text{■}$$

$$C_{\text{Psir}} := C_{\text{Ppvu}} \cdot \frac{S_{\text{pvu}}}{S_{\text{pvu}} - W}$$

$$C_{\text{Psir}} = 67.398 \text{■}$$

Концентрації сиропу з корпусів випарної установки

$$C_{\text{Psir}} := C_{\text{Ppvu}} \cdot \frac{S_{\text{pvu}}}{S_{\text{pvu}} - W} \quad S_{\text{sir}} = 23.12 \text{■} \quad C_{\text{Psir}} = 67.398 \text{■} \quad S_{\text{pvu}} = 118.68 \text{■} \\ S_{\text{pvu1}} = 106.643 \text{■}$$

$$C_{\text{P3b}} := C_{\text{Ppvu}} \cdot \frac{S_{\text{pvu}}}{S_{\text{pvu}} - W_{3b}} \quad S_{\text{pvu1}} := S_{\text{pvu}} - W_{3b} \quad C_{\text{P1}} := C_{\text{P3b}} \cdot \frac{S_{\text{pvu1}}}{S_{\text{pvu1}} - W_1}$$

$$C_{\text{P2}} := C_{\text{P3b}} \cdot \frac{S_{\text{pvu1}}}{S_{\text{pvu1}} - W_1 - W_2} \quad C_{\text{P3}} := C_{\text{P3b}} \cdot \frac{S_{\text{pvu1}}}{S_{\text{pvu1}} - W_1 - W_2 - W_3}$$

$$C_{\text{P4}} := C_{\text{P3b}} \cdot \frac{S_{\text{pvu1}}}{S_{\text{pvu1}} - W_1 - W_2 - W_3 - W_4}$$

$$C_{\text{P5}} := C_{\text{P3b}} \cdot \frac{S_{\text{pvu1}}}{S_{\text{pvu1}} - W_1 - W_2 - W_3 - W_4 - W_5}$$

$$C_{\text{Ppvu}} = 13.13 \text{■} \quad C_{\text{P3b}} = 14.56 \text{■} \quad C_{\text{P1}} = 20.593 \text{■} \quad C_{\text{P2}} = 33.496 \text{■} \quad C_{\text{P3}} = 47.291 \text{■} \quad C_{\text{P4}} = 56.534 \text{■} \quad C_{\text{P5}} = 67.398 \text{■}$$

$$S_{1p} := S_{\text{pvu1}} \quad S_{1k} := S_{\text{pvu1}} - W_1 \quad S_{2p} := S_{1k} \quad S_{2k} := S_{2p} - W_2$$

$$S_{3p} := S_{2k} \quad S_{3k} := S_{3p} - W_3 \quad S_{4p} := S_{3k} \quad S_{4k} := S_{4p} - W_4 \quad S_{5p} := S_{4k} \quad S_{5k} := S_{5p} - W_5$$

Розподіл паровідборів із корпусів ВУ

Найменування споживача пари	1k	2k	3k	4k	5k	1k	2k	3k	4k	5k
0.Підігр. ПДС 2 груп	0	0	0	0	PDC2v 5	0	0	0	0	3.043
1.Підігр. ПДС 3 груп	0	0	0	PDC3v 4	0	0	0	0	2.281	0
2.Підігр. ПДС 4 груп	0	0	PDC4v 3	0	0	0	0	0	0	0
3.Підігр. ПП 1 фільтр.	0	0	PP1Fv3	0	0	0	0	1.901	0	0
4.Підігр. П2Сат	0	0	P2Cv3	0	0	0	0	2.238	0	0
5.Підігр. ПВУ 1 групи	0	0	PVU1v 3	0	0	0	0	3.213	0	0
6.Підігр. ПВУ 2 групи	0	PVU2v 2	0	0	0	0	0.938	0	0	0
6.Підігр. ПВУ 3,4 гр	PVU4v 1	PVU3v 2	0	0	0	2.119	0.818	0	0	0
7.Підігр. ПКП	0	0	0	Dpkr	0	0	0	0	0	0
8.Дифуз. установка	0	0	Ddif	0	0	0	0	1.508	0	0
9.Вак-апар. 1 прод.	0	0	Wva1	0	0	0	0	11.657	0	0
10.Вак-апар. 2 прод.	0	Wva2	0	0	0	0	1.525	0	0	0
11.Вак-апар. 3 прод.	0	Wva3	0	0	0	0	0.414	0	0	0
12.Сиропні ящики	Dsj	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13.Калориф. сушки	Dks	0	0	0	0	0.5	0	0	0	0
14.Під. жом.пр. вод	0	0	Dzpr	0	0	0	0	1.712	0	0

15 Конденсатор	0	0	0	0	Dk	0	0	0	0	1.4
16.Паточні ящики	Dpj	0	0	0	0	0	0	0	0	0
17.Пари самовипар.	e1	e2	e3	e4	0	0.414	1.28	0.881	1.337	0

Витрати соку по випарним апаратам, концентрації та парові навантаження

Найменування споживача пари	1k	2k	3k	4k	3b		1k	2k	3k	4k	3bk	
1.Витрата соку на ВА	Spvu1	S2p	S3p	S4p	S5p	Spvu	107.023	75.67	46.521	32.95	27.563	118.68
2.Витрата соку із ВА	S1k	S2k	S3k	S4k	S5k	Spvu1	75.67	46.521	32.95	27.563	23.12	107.023
3.Конц. соку..на ВА	CP3b	CP1	CP2	CP3	CP4	CPpvu	14.56	20.593	33.496	47.291	56.534	13.13
4.Конц.. соку із ВА	CP1	CP2	CP3	CP4	CP5	CP3b	20.593	33.496	47.291	56.534	67.398	14.56
5.Випар. волога на ВА	W1	W2	W3	W4	W5	W3b	31.354	29.149	13.57	5.387	4.443	11.657

$$W = 95.56 \text{ т} \quad CPpvu = 13.13 \text{ т} \quad Ssir = 23.12 \text{ т} \quad CPSir = 67.398 \text{ т}$$

$$\Sigma k_p := W1 \cdot 1.04 + PVU5v \quad \Sigma k1 := W2 + PVU4v1 + Dks + Ds$$

$$\Sigma k2 := [W3 + PVU2v2 + (Wva2 + Wva3)] - e2 + W3b$$

$$\Sigma k3 := [(W4 + \Sigma k2) - e3] + P2Cv3 + PVU1v3 + PP1Fv3 + PDC4v3 + Gv + Wva1 + Dd$$

$$\Sigma k4 := PDC3v4 + PDC2v5 + W5 + \Sigma k3 - e$$

Розподіл конденсатів по збірникам та визначення фактичних величин парів самовипаровування

1. Збірник конденсату ретурної пари (ЗК-Р)

$$\begin{matrix} 1.Із грійної камери 1 корп. ВУ \\ 2.Із ПВУ5 \end{matrix} \begin{pmatrix} W1 \cdot 1.04 & \Sigma k_p & 0 \\ PVU5v & 0 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 32.608 & 33.187 & 0 \\ 0.579 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

В ТЕЦ із збірника ЗК-Р поступає конденсату

$$G_{kp} := \Sigma k_p \cdot 1.04 - e1p - e2p - e3p \quad G_{kp} = 32.925 \text{ т}$$

2. Збірник конденсатів сокової пари 1 корп.ВУ (ЗК-1)

$$\begin{matrix} 1.Із грійної камери 2 корп. ВУ \\ 2.Із підігрівача ПВУ 4 групи \\ 3.Із калориферів сушильн.устан. \end{matrix} \begin{pmatrix} W2 & \Sigma k1 & e1 \\ PVU4v1 & 0 & 0 \\ Dks & 0 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 29.149 & 31.768 & 0.414 \\ 2.119 & 0 & 0 \\ 0.5 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

В ТЕЦ із збірника ЗК-1 поступає конденсату

$$G_{k1} := \Sigma k1 - e21 - e31 \quad G_{k1} = 30.592 \text{ т}$$

3. Збірник конденсатів сокової пари 2 корп.ВУ (ЗК-2)

$$\begin{matrix} 1.Із грійної камери 3 корп. ВУ \\ 2.Із підігрівача ПВУ2 групи \\ 3.Із вакуум.апар. 2 прод. \\ 4.Із вакуум.апар. 3 прод \end{matrix} \begin{pmatrix} W3 & \Sigma k2 & e2 \\ PVU2v2 & 0 & 0 \\ Wva2 & 0 & 0 \\ Wva3 & 0 & 0 \\ PVU3v2 & 0 & 0 \\ W3b & 0 & 0 \\ Ddif & 0 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 13.57 & 26.824 & 1.28 \\ 0.938 & 0 & 0 \\ 1.525 & 0 & 0 \\ 0.414 & 0 & 0 \\ 0.818 & 0 & 0 \\ 11.657 & 0 & 0 \\ 1.508 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

5.Із підігрівача ПВУ3 групи
6 Із 1А (3о) корпусу ВУ
7Із дифуз.

4. Збірник конденсатів сокової пари 3 корпус.ВУ (ЗК-3)

1.Із гріючої камери 4 корпус. ВУ	W4	$\Sigma k3$	$e3$	5.387	67.512	0.881
2.Із підігр. 2 сатур	P2Cv3	0	0	2.238	0	0
3Із вакуум.апар. 1 прод.	Wva1	0	0	11.657	0	0
4.Із збірника конденс ЗК-2	$\Sigma k2$	0	0	26.824	0	0
5.Із підігрівача перед 1 фільтр.	PP1Fv3	0	0	1.901	0	0
6.Із підігр. ПВУ 1 групи	PVU1v3	0	0	3.213	0	0
7.Із підігр. дифсоку 3 групи	PDC4v3	0	0	0	0	0
8. Надлишки конденс. із ТЕЦ	Gv	0	0	15.666	0	0

В ТЕЦ із збірника ЗК-4 поступає конденсату
 $Gk4 := \Sigma k4 - e4$ $Gk4 = 74.605$ т

5. Збірник конденсатів сокової пари 4 корпус.ВУ (ЗК-4)

1Із підігрівача РДС1	PDC3v4	$\Sigma k4$	$e4$	2.281	75.942	1.337
2.Із підігрівача PDC2	PDC2v5	0	0	3.043	0	0
3.Із збірника конденс ЗК-3	$\Sigma k3$	0	0	67.512	0	0
4.Із гр. кам. 5 корпус. ВУ	W5	0	0	4.443	0	0

Питомі витрати пари на технологічний процес

Витрата пари на пропарку

1.Витрата пари на догрівання соку у 1 корпусі ВУ

$$D_{prop} := 0.4 \quad PVU5v = 0.579 \text{ т}$$

1.Витрата пари на завод, %

$$D_{tex} := 1.04 \cdot W1 + D_{prop} + PVU5v \quad D_{tex} = 33.587 \text{ т}$$

$$\text{Ентальпія гріючої пари кДж/кг} \quad I_{gr}(t) := 4.193 \cdot t + r(t) \quad I_{gr}(tret) = 2.724 \times 10^3 \text{ т}$$

Температура конденсату (середня), що поступає на ТЕЦ, $t_{voz} := 106$

Питома витрата умовного палива на переробку буряків % (без ел.енерг)

$$B_v := D_{tex} \cdot \frac{I_{gr}(tret) - 4.192 \cdot t_{voz}}{\eta_p \cdot 29300} \quad B_v = 2.872 \text{ т} \quad \eta_p := 0.91$$

Питома витрата теплоти на переробку буряків, МДж/т.

$$Q_v := B_v \cdot \frac{29300}{100} \quad Q_v = 841.513 \text{ т}$$

Питома витрата газу на вироблення теплової енергії на переробку буряків Ggaz, m3/тонну(без ел.енерг)

$$G_{\text{gaz}} := B_v \cdot \frac{10}{1.15} \quad G_{\text{gaz}} = 24.974 \text{ ■}$$

***Витрата пари на турбіну, Dtur
на забезпечення теплового навантаження %***

Ентальпія перегрітої пари, що поступає на турбіну, Inn, кДж/кг при P = 35бар; to=435 C

$$Inn := 3305$$

Коефіцієнт відносної витрати пари після ОУ, you you := 1.07

Витрата пари через турбіну для забезпечення теплового навантаження на технологію, Dtur, %

$$D_{\text{tur}} := \frac{D_{\text{tex}}}{\text{you}} \quad D_{\text{tur}} = 31.39 \text{ ■}$$

Питома витрата умовного палива на вироблення теплової та електричної енергії парою, що поступає на технологічні потреби , Btv %

$$B_{\text{tv}} := D_{\text{tur}} \cdot \frac{Inn - 4.192 \cdot t_{\text{voz}}}{\eta_p \cdot 29300} \quad B_{\text{tv}} = 3.368 \text{ ■}$$

Питома витрата газу на вироблення теплової та електричної енергії на технологічні потреби, Ggazt, m3/тонну

$$G_{\text{gazt}} := \frac{B_{\text{tv}} \cdot 10}{1.15} \quad G_{\text{gazt}} = 29.285 \text{ ■}$$

Витрата пари з котлів на турбоустановку на технологічні потреби, т/год

$$D_{\text{kot}} := D_{\text{tur}} \cdot \frac{A}{24 \cdot 100} \quad D_{\text{kot}} = 71.934 \text{ ■}$$

Вироблення електричної енергії парою, що поступає на технологічні потреби, N, кВт

Ентальпія пари при ізоентальпійному розширенні до тиску 3,2 бар, Ina, кДж/кг
 $Ina := 2730$

Відносний внутрішній ккд турбіни $\eta_{oi} := 0.7$

Електромеханічний ккд турбіни $\eta_{em} := 0.92$

$$N := D_{\text{kot}} \cdot (Inn - Ina) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{em} \cdot \frac{1}{3.6} \quad N = 7.399 \times 10^3 \text{ ■}$$