

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

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

« ____ » _____ 2021 р.

«До захисту допущено»

В.о.завідувача кафедри

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

« ____ » _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності _____ 144 Теплоенергетика _____
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____

_____ Теплоенергетика та енергоефективні технології _____

на тему: **Аналіз ефективності застосування плівкових випарних**
апаратів на випарних установках цукрових заводів _____

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

_____ Стрішний Микола Миколайович _____
(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

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Стрішний Микола Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Аналіз ефективності застосування плівкових випарних апаратів на випарних установках цукрових заводів

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)

Випарні апарати, що експлуатуються в теплових схемах цукрових заводів та

перспективні сучасні конструкції плівкових випарних апаратів; Варіанти

теплотехнологічних схем випарних установок із плівковими випарними апаратами;

Розрахунок енергетичної та економічної ефективності від заміни випарних апаратів

Роберта на плівкові на випарній установці цукрового заводу

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 6-7 ПЗ до КР	30.12-28.01.21	Виконано
5	Оформлення презентації в середовищі Power Point	29.01-31.01.21	Виконано

Здобувач

(підпис)

Стрішний М.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Петренко В.П.

(прізвище та ініціали)

Зміст	4
Перелік умовних позначень	6
Анотація	9
Вступ	11
1. Теоретичні відомості про тепло-гідродинамічні процеси, що протікають в каналах плівкових випарних апаратів	12
1.1 Гідродинамічна структура плівкових течій на вертикальній поверхні.....	12
1.1.1. Початок розвитку хвиль на поверхні стікаючої плівки.....	12
1.1.2. Гідродинамічні параметри умовно пласкої плівки, що стікає по вертикальній поверхні.....	14
1.2. Гідродинамічна взаємодія плівки з ядром потоку.....	18
1.2.1. Експериментальні результати щодо середньої товщини плівки за наявності дотичної напруги на міжфазній поверхні.....	18
1.2.2. Міжфазна гідравлічна взаємодія плівки та парового ядра.	20
1.3 Теплообмін в стікаючих плівках під час випаровування.....	23.
1.3.1 Емпіричні співвідношення з теплообміну в плівках на ділянці розвитку теплового граничного шару.....	23
1.3.2. Теплообмін в плівках на ділянці розвинутого теплового граничного шару під час випаровування.....	25.
1.3.3. Емпіричні співвідношення з тепловіддачі до плівок під час пароутворення на ділянці розвинутого теплового граничного шару.....	31
1.3.3.1. Емпіричні співвідношення, що відображають процеси тепловіддачі до вільно-стікаючих плівок в режимі випаровування з міжфазної поверхні.....	31
1.3.3.2. Емпіричні співвідношення, що відображають процеси тепловіддачі до стікаючих плівок рідини в режимі випаровування з міжфазної поверхні при наявності супутнього парового потоку.....	34
1.3.3.3 Емпіричні співвідношення, що відображають процеси тепловіддачі до стікаючих плівок в режимі поверхневого кипіння.....	36
1.4. Розрахункові співвідношення для визначення інтенсивності тепловіддачі до низхідних кільцевих паро-рідинних потоків розчинів під час пароутворення.....	40

2. Випарні апарати, що експлуатуються в теплових схемах цукрових заводів та перспективні сучасні конструкції плівкових випарних апаратів.....	45
2.1 Випарні апарати з природною циркуляцією системи Роберта.....	45
2.2 Плівкові випарні апарати.....	46
3. Варіанти теплотехнологічних схем випарних установок із плівковими випарними апаратами.....	51
3.1. Варіант типової теплотехнологічної теплової схеми із випарними апаратами Роберта.....	51
3.2. Варіанти теплотехнологічних схем випарних установок із випарними апаратами Роберта та плівковими випарними апаратами.....	53
4. Розрахунок енергетичної та економічної ефективності від заміни випарних апаратів Роберта на плівкові на випарній установці цукрового заводу.....	54.
4.1. Результати розрахунку показників ефективності теплотехнологічної схеми, обладнаної випарною установкою з випарними апаратами Роберта.....	57
4.2. Результати розрахунку показників ефективності теплотехнологічної схеми, обладнаної випарною установкою з плівковими випарними апаратами.....	62
4.3 Енергетична ефективність від заміни випарних апаратів Роберта на плівкові випарні апарати.....	67
4.4 Економічна ефективність від заміни випарних апаратів Роберта на плівкові випарні апарати.....	69
5. Висновки.....	71
6. Література.....	72

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

y – нормальна до поверхні теплообміну координата, m ;

x – повздовжня координата, m ;

δ – товщина плівки, m ;

L – довжина, m ;

d – діаметр, m ;

$\eta = \frac{y}{\delta}$ – безрозмірна поперечна координата;

$\xi = \frac{x}{\delta}$ – безрозмірна повздовжня координата;

t – температура, $^{\circ}C$;

t_{sat} – температура насичення, $^{\circ}C$;

q – тепловий потік, $\frac{Вт}{m^2}$;

λ – теплопровідність, $\frac{Вт}{m \cdot K}$;

a – температуропровідність, $\frac{m^2}{c}$;

a_t – турбулентна температуропровідність, $\frac{m^2}{c}$;

μ – динамічна в'язкість, $Па \cdot c$;

ν – кінематична в'язкість, $\frac{m^2}{c}$;

ν_t – турбулентна кінематична в'язкість, $\frac{m^2}{c}$;

C_p – теплоємність, $\frac{Дж}{кг \cdot K}$;

σ – поверхневий натяг, $\frac{Н}{m}$;

ρ – густина, $\frac{кг}{m^3}$;

P – тиск, $Па$;

r – теплота фазового перетворення, $\frac{Дж}{кг}$;

g – прискорення вільного падіння, $\frac{m}{c^2}$;

u – повздовжня швидкість, $\frac{M}{c}$;

ξ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

τ – дотична напруга, $Па$; час, c ;

$\delta^* = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho - \rho_2)}}$ – капілярна постійна, характерний лінійний розмір, m ;

α – коефіцієнт тепловіддачі, $\frac{Вт}{m^2 \cdot K}$;

$u^* = \sqrt{\frac{\tau_{cm}}{\rho}}$ – динамічна швидкість, $\frac{M}{c}$;

$y^+ = \frac{y u^*}{\nu}$ – безрозмірна поперечна координата;

$\delta^+ = \frac{\delta u^*}{\nu}$ – безрозмірна товщина плівки;

$\delta'' = \frac{\delta'' u^*}{\nu}$ – безрозмірна товщина неперервного шару;

$\tau_i^* = \frac{\tau_i}{\left[\rho g \left(\frac{\nu^2}{g} \right)^{1/3} \right]}$ – безрозмірна дотична напруга на міжфазній поверхні;

Γ – масова щільність зрошення, $\frac{кг}{m \cdot c}$;

Γ_v – об'ємна щільність зрошення, $\frac{m^2}{c}$;

$Re = \frac{4 \Gamma_v}{\nu} = \frac{4u \delta}{\nu}$ – число Рейнольдса для плівки;

$Re_2 = \frac{u_2 d}{\nu_2}$ – число Рейнольдса для парового ядра;

$Pe = \frac{4 \Gamma_v}{a} = \frac{4 \bar{u} \delta}{a}$ – число Пекле для плівки;

$Ka = \left(\frac{\sigma^3}{\nu^4 \rho^3 g} \right)$ – число Капіці;

$We = \frac{u_2^2 \rho d_e}{\sigma}$ – число Вебера;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ – число Прандтля;

$Pr_t = \frac{\nu_t}{a_t}$ – турбулентне число Прандтля;

$Nu = \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{\nu^2}{g} \right)^{1/3}$ – число Нуссельта;

$Ga = \frac{\sigma^{3/2}}{\rho^{3/2} g^{1/2} \nu^2}$ – число Галлілея;

Індекси:

“*st*” – на стінці;

“*i*” – на міжфазній поверхні плівки;

“2” – відноситься до парової фази;

“1” – відноситься до рідкої фази;

“*sp*”, “–” – середнє значення;

“*n*” – відноситься до неперервного шару плівки;

“*l*” – відноситься до ламінарного шару плівки;

“*pl*” – відноситься до плівки;

“*wh*” – відноситься до внутрішньої поверхні труби ;

“*w*” – відноситься до води;

“*sat*” – відноситься до стану насичення;

Анотація

В магістерській роботі виконано аналіз тепло-гідродинамічних процесів, що протікають у плівкових випарних апаратах під час концентрування розчинів – процесів формування та розвитку плівки, теплообміну під час пароутворення в режимі випаровування з міжфазної поверхні за вільного стікання та за наявності міжфазної дотичної напруги, а також процесів тепловіддачі за умови поверхневого кипіння. Виконано огляд сучасних конструкцій плівкових випарних апаратів, їх переваг у порівнянні з класичними апаратами Роберта та їх оптимальне місце розташування в тепло-технологічній схемі випарної установки.

Наведені теплотехнологічні схеми випарних установок з плівковими випарними апаратами. Виконані варіантні розрахунки енергетичної та економічної ефективності від заміни випарних апаратів Роберта на плівкові на випарній установці цукрового заводу потужністю 6000 тонн буряків за добу. Надані порівняльні таблиці тепло-технологічних параметрів процесів під час стадій технологічних операцій, порівняльні таблиці температурних режимів випарних установок з апаратами Роберта та плівковими, надані порівняльні таблиці економічної ефективності від модернізації випарних установок.

Ключові слова: плівка, теплообмін, теплова схема, плівковий випарний апарат, пароутворення, концентрування.

Summary

In the master's thesis the analysis of thermo-hydrodynamic processes occurring in film evaporators during concentration of solutions - processes of film formation and development, heat exchange during vaporization in the mode of evaporation from the interfacial surface with free flow and in the presence of interfacial tangential voltage, as well as processes heat transfer under surface boiling. A review of modern designs of film evaporators, their advantages in comparison with classical Robert devices and their optimal location in the heat-technological scheme of the evaporator is performed. Heat-technological schemes of evaporators with film evaporators are given. Variant calculations of energy and economic efficiency from the replacement of Robert's evaporators with film evaporators at the evaporator of a sugar factory with a capacity of 6000 tons of beets per day were performed. Comparative tables of heat-technological parameters of processes during stages of technological operations, comparative tables of temperature modes of evaporators with Robert's devices and film, comparative tables of economic efficiency from modernization of evaporators are given.

Key words: film, heat exchange, thermal scheme, film evaporator, vaporization, concentration.

Вступ

На енергоємних підприємствах цукрового виробництва, внаслідок постійного зростання цін на енергоносії, паливна складова у собівартості цукру коливається в межах 20...30 %. Оскільки витрата енергоносіїв на виробництво цукру залежить від досконалості теплотехнологічних процесів, конкурентоспроможними видаються лише ті підприємства, на яких впроваджені теплотехнологічні схеми з глибоким використанням ВЕР з відповідним для реалізації таких схем обладнанням. Плівкові випарні апарати, завдяки відсутності гідростатичної температурної депресії та малого часу контакту продукту з гарячою поверхнею, найбільше відповідають вимогам створення енергоефективних теплових схем, і, крім цього, дозволяють отримувати харчові концентрати високої якості.

Сучасні підприємства з виробництва цукру постійно реконструюються в напрямку збільшення продуктивності з поетапною заміною випарних апаратів Роберта на плівкові, які дозволяють створити ефективні випарні установки і забезпечити високу якість сиропу і, відповідно, цукру.

1. Теоретичні відомості про тепло-гідродинамічні процеси, що протікають в каналах плівкових випарних апаратів.

1.1. Гідродинамічна структура плівкових течій на вертикальній поверхні

1.1.1. Початок розвитку хвиль на поверхні стікаючої плівки

Характерною особливістю плівкових течій на вертикальній поверхні є те, що, за винятком короткої початкової ділянки по всій довжині вертикального каналу має місце виникнення та розвиток хвильової структури. Коротка ділянка гладкої плівки можлива лише при малих витратах рідини, коли критичне хвильове число Рейнольдса $Re_{хв.кр}$ не перевищує деякого граничного значення, яке визначається теплофізичними властивостями рідини, і теоретично доведено П.Л. Капіцею

$$Re_{хв.кр} = 2,43Ka^{1/11} . \quad (1.1)$$

Маурін Л.Н. та Сорокін В.С. надали рівняння (1.1) з коефіцієнтом 2,25.

Співвідношення (1.1) регулярно перевірялось експериментально, а постійні коефіцієнти уточнювались при збереженні структури рівняння. Так, Брауером умови початку розвитку хвильової структури визначені при дослідженні стікаючих плівок не тільки води, а і в'язких розчинів гліцерина, і узагальнені подібним співвідношенням

$$Re_{хв.кр} = 1,2Ka^{1/10} . \quad (1.2)$$

З наведених рівнянь випливає, що перехід до хвильового руху плівки відбувається при числах Рейнольдса менше 20, тому режим руху з пласкою між фазною поверхнею плівки може розглядатися лише для рідин зі значною в'язкістю при малих витратах і на коротких ділянках.

Зі зростанням витрати рідини ділянка пласкої плівки зменшується до повної її зникнення при турбулентному режимі руху, а хвилі починають формуватися безпосередньо за розподільним пристроєм.

Згідно даних візуальних спостережень на вертикальній поверхні після короткої ділянки пласкої плівки виникають поверхневі хвилі – спочатку капілярні

синусоїдальні, які перетворюються у двовимірні, які швидко зростають і деформуються, приймаючи форму витягнутих краплин, переходячи у тривимірні хвилі, рис.1.1

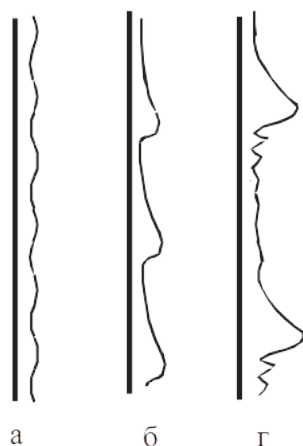


Рис. 1.1 Еволюція розвитку хвильової структури плівки рідини по довжині вертикального каналу.

а. синусоїдальні капілярні хвилі; б. двовимірні хвилі в період їх зростання; в. великі хвилі в період насичення хвильової структури.

В разі стікання плівки по гарячій поверхні, особливо для плівок, що нагріваються, внаслідок різної температури впадин та горбів хвиль виникає капілярна сила Марангоні, завдяки якій рідина стягується із впадин до вершини хвиль, інтенсифікуючи та прискорюючи розвиток хвильової структури.

На певній відстані від розподільчого пристрою, яка залежно від щільності зрошення складає від 1,5 до 3,5 м, настає режим насичення хвильової структури, за якої по поверхні залишкового шару, на якому співіснують капілярні хвилі, перекочуються великі хвилі, переносячи значну кількість рідини по поверхні залишкового шару. Товщина залишкового шару консервативна по відношенню до масової витрати рідини в області ламінарного руху плівки. В разі турбулентного руху його товщина стрімко зростає. Аналогічні результати зафіксовані в разі течії плівки по плоских поверхнях. Такі самі результати зафіксовані при течії плівки

води у вертикальних трубах. При цьому, зафіксовано, що критичне число Рейнольдса, що становить 1600, за якого здійснюється перехід до турбулентного руху, має місце лише на відстанях більше 1,3 м від позподільчого пристрою. На коротших ділянках турбулізація виникає за більшої щільності зрошення, а числа Рейнольдса, за яких виникає турбулізація залишкового прошарку, перевищує критичне значення майже у 2 рази.

1.1.2. Гідродинамічні параметри умовно пласкої плівки, що стікає по вертикальній поверхні

Схематично профіль швидкості та розподілення дотичної напруги в перетині вільно стікаючої по вертикальній поверхні плівки наведено на рис. 1.2

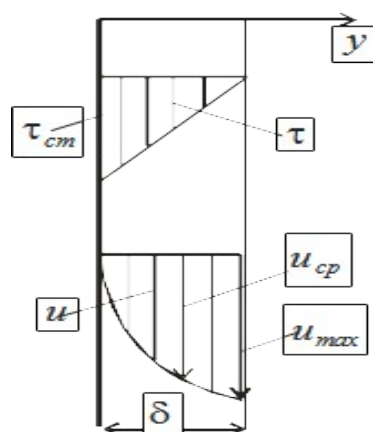


Рис. 1.2 Схема гравітаційно стікаючої плівки з плоскою міжфазною поверхнею

В довільному перерізі плівки дотична напруга дорівнює

$$\tau = -\mu \frac{du}{dy} . \quad (1.3)$$

З іншого боку, якщо на плівку діє лише сила гравітації та сила опору, що зумовлена в'язкістю, розподіл дотичної напруги по товщині плівки виражається лінійною залежністю

$$\tau = \tau_{ст} - \rho g y = \rho g (\delta - y) . \quad (1.4)$$

Порівнявши (1.3) та (1.4) та проінтегрувавши за умови $y = 0; u = 0$, отримаємо профіль швидкості в ламінарній плівці в усталеному режимі руху

$$u = \frac{\rho g}{\mu} \left(y \delta - \frac{y^2}{2} \right) \quad (1.5)$$

Максимальна швидкість на міжфазній границі при $y = \delta$

$$u_{max} = \frac{\rho g}{2\mu} \delta^2 \quad (1.6)$$

Середня швидкість

$$u_{cp} = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} u dy = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} \frac{\rho g}{\mu} \left(y \delta - \frac{y^2}{2} \right) dy = \frac{\rho g}{3\mu} \delta^2 \quad (1.7)$$

Як видно з (1.5, 1.6), максимальна швидкість на поверхні плівки в 1,5 рази перевищує середню.

Оскільки

$$\frac{G_1}{\rho \pi D} = \Gamma_v = u_{cp} \delta \quad , \quad (1.8)$$

з (1.7 та 1.8) отримаємо товщину ламінарної стабілізованої плівки

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3\Gamma_v \mu}{g \rho}} = \sqrt[3]{\frac{3\Gamma_v \nu}{g}} \quad , \quad (1.9)$$

де Γ_v - об'ємна щільність зрошення, $\frac{M^2}{c}$.

Гідравлічний діаметр плівки

$$d_z = \frac{4f_{жс}}{\Pi} = \frac{4\delta \pi D}{\pi D} = 4\delta \quad ,$$

де $f_{жс}$ - площа перерізу плівки, Π - змочений периметр.

Тоді число Рейнольдса для плівки $Re = \frac{u_{cp} d_z}{\nu} = \frac{\Gamma_v 4\delta}{\delta \nu} = \frac{4\Gamma_v}{\nu}$.

Товщину плівки можна виразити через число Рейнольдса плівки

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3\Gamma_v \nu}{g}} = \sqrt{\frac{3Re\nu^2}{4g}} = 0,908 Re^{1/3} \left(\frac{\nu^2}{g} \right)^{1/3} \quad (1.10)$$

Величина $\left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3}$ - називається плівковим числом і має розмірність, [м].

Для ламінарної плівки з молекулярною теплопровідністю λ при відсутності турбулентних вихорів коефіцієнт тепловіддачі виражається як $\alpha = \frac{\lambda}{\delta}$. Підставивши замість δ вираз (8.9), отримаємо

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta} = 1,1 Re^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{v^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}}, \quad (1.11)$$

або $Nu = 1,1 Re^{-\frac{1}{3}}$,

де $Nu = \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}}$ - число Нуссельта для плівкових течій.

Якщо паралельно плівці рухається паровий потік зі швидкістю U , що має місце в парогенеруючих каналах, на міжфазну поверхню діє дотична напруга τ_i , яка прискорює плівку, змінює розподіл швидкості та товщину, рис.1.3.

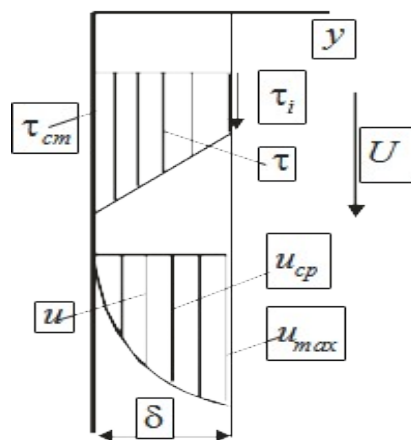


Рис 1.3. Схема гравітаційно стікаючої плівки із супутнім паровим потоком.

Тоді рівняння збереження імпульсу

$$\rho g(\delta - y) + \tau_i = -\mu \frac{du}{dy}. \quad (1.12)$$

Розв'язок (1.12) за умови $y = 0$; $u = 0$, дає профіль швидкості в ламінарній плівці при наявності міжфазної напруги в усталеному режимі руху.

$$u = \left(\frac{\tau_i}{\mu} + \frac{\rho g \delta}{\mu} \right) y - \frac{\rho g}{2\mu} y^2. \quad (1.13)$$

Середня швидкість

$$u_{cp} = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} u dy = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} \left[\left(\frac{\tau_i}{\mu} + \frac{\rho g \delta}{\mu} \right) y - \frac{\rho g}{2\mu} y^2 \right] dy = \left[\left(\frac{\tau_i}{\mu} + \frac{\rho g \delta}{\mu} \right) \frac{\delta}{2} - \frac{\rho g \delta^2}{6\mu} \right] \quad (1.14)$$

Товщину плівки можна знайти розв'язавши кубічне рівняння

$$\Gamma_v = u_{cp} \delta = \left[\left(\frac{\tau_i}{\mu} + \frac{\rho g \delta}{\mu} \right) \frac{\delta^2}{2} - \frac{\rho g \delta^3}{6\mu} \right] \quad (1.15)$$

Міжфазна дотична напруга може бути розрахована як

$$\tau_i = \xi_i \frac{1}{D} \rho_2 \frac{U^2}{8}, \quad (1.16)$$

де ξ_i - коефіцієнт гідравлічного тертя парового ядра на міжфазній границі.

Якщо число Re перевищує 1600 плівка вважається турбулентною. Характерною особливістю плівкових течій є те, що міжфазна поверхня, як і стінка по якій стікає плівка, демпфує турбулентні пульсації тому має місце пригнічення турбулентності біля поверхні плівки. Максимальне значення інтенсивності турбулентних пульсацій має місце в середній частині плівки.

Рівняння збереження імпульсу для турбулентних плівок набуває вигляду

$$\rho g (\delta - y) + \tau_i = -(\mu + \mu_t) \frac{du}{dy}, \quad (1.17)$$

або

$$\rho g (\delta - y) + \tau_i = -\rho \nu \left(1 + \frac{\nu_t}{\nu} \right) \frac{du}{dy}, \quad (1.18)$$

де $\mu_t = \rho \nu_t$ - турбулентна (уявна в'язкість)

Для турбулентного режиму плівку ділять на ламінарний прошарок та турбулентне ядро.

1.2. Гідродинамічна взаємодія плівки з ядром потоку

1.2.1. Експериментальні результати щодо середньої товщини плівки за наявності дотичної напруги на міжфазній поверхні

Важливого значення набуває питання про товщину плівки за умови наявності супутнього парового потоку, оскільки по довжині труб випарних апаратів має місце безперервний процес зростання швидкості парової фази. Товщина плівки у цьому випадку змінюється під дією міжфазної дотичної напруги, величина якої залежить від режиму гідродинамічної взаємодії плівки з паровим (газовим) ядром.

Залежно від співвідношення витрат фаз розрізняють режими слабкої та сильної міжфазної гідродинамічної взаємодії. Початок режиму сильної взаємодії пов'язують, як правило, зі зміною середньої товщини плівки та амплітуди хвиль. З балансу аеродинамічної дій газового потоку на хвилю, яка пропорційна амплітуді, та силі поверхневого натягу встановлено, що критична швидкість газової фази пропорційна величині $\sqrt{\frac{\sigma}{\rho_2 A}}$. Оскільки амплітуда A великих хвиль пропорційна середній товщині плівки, для якої характерним лінійним розміром є плівкове число $\left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3}$, на основі обробки серій експериментальних даних з гідродинамічної взаємодії плівки рідини з повітрям встановлена форма співвідношення для критичної швидкості газу у вигляді

$$u_c^{sp,*} = 0,9 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_2 \left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3}}} Re_1^{-0,19} \quad (1.19)$$

В області $u_c \geq u_c^{sp,*}$ швидкість газової фази стає домінуючим фактором впливу на гідродинамічні параметри плівки, включаючи товщину, параметри хвиль, гідравлічний опір і, як наслідок, параметри теплообміну.

В області $u_c \geq u_c^{kp,*}$ існують ряд співвідношень для визначення середньої товщини плівки, наприклад

$$\bar{\delta} = \left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3} [0,359 \exp(-0,1305 \cdot 10^{-2} Re_2) - 0,012] Re_1^{0,55+1,285 \cdot 10^{-5} Re_2} \quad (1.20)$$

В області $u_c \leq u_c^{kp,*}$ середню товщину плівки можна знайти з відомих рівнянь Живайкіна, отриманих на основі обробки даних зі структури плівки водоповітряних потоків в трубах діаметрами 13 , та 21 мм діапазоні чисел Рейнольдса 15 – 4000.

$$\bar{\delta} = [1 - 0,022(u_c - 4)] \left(\frac{3 v^2}{4 g}\right)^{1/3} Re_1^{1/3} \text{ при } 4 \leq u_c \leq u_c^{kp,*},$$

(1.21)

$$\bar{\delta} = [1 - 0,022(u_c - 4)] \left(\frac{3 v^2}{4 g}\right)^{1/3} Re_1^{1/3} + 255 \left(\frac{v^{9/5}}{g}\right) \frac{(Re_1 - Re_1^*)^{4/5}}{u_c^{1/8}} \text{ при } u_c \geq u_c^{kp,*}$$

де Re_1^* – критичне число Рейнольдса.

$$Re_1^* = 29,2 Re_1^{-0,75}, \quad \text{при } Re_1 \leq \frac{0,085}{v^2},$$

$$Re_1^* = 100 v Re_1^{-0,25} \quad \text{при } \frac{28,8}{v} \geq Re_1 \geq \frac{0,085}{v^2}.$$

В області $u_c \geq u_c^{kp,*}$ більш переконливими, виходячи з повноти надання експериментального матеріалу, видаються співвідношення Кулова для визначення середньої товщини плівки

$$\left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3} \left(1 - \frac{2\bar{\delta}}{D}\right)^{1/3} = 484 Re_1^{0,33} Re_2^{-0,67} \quad \text{при } Re_1 \leq 1200, \quad (1.22)$$

$$\left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3} \left(1 - \frac{2\bar{\delta}}{D}\right)^{1/3} = 62,6 Re_1^{0,52} Re_2^{-0,61} \quad \text{при } Re_1 \geq 1200. \quad (1.23)$$

Результати розрахунку товщини плівки за співвідношеннями (1.22, 1.23) та співставлення результатів розрахунку з експериментальними даними для середньої товщини плівки води та водо-гліцеринової суміші при супутньому повітряному потоці в трубі діаметром 25 мм для ламінарного та турбулентного режимів руху плівки наведені на рис.1.4 та рис.1.5 відповідно.

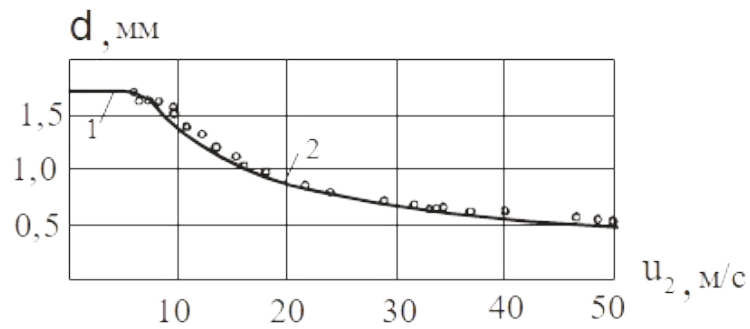


Рис.1.4 Залежність середньої товщини плівки водо-гліцеринового розчину від швидкості газу. 1 – ламінарний режим, вільне стікання; 2 – рівняння (1.32).

$Re_1 = 864$; $\mu = 10,14 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

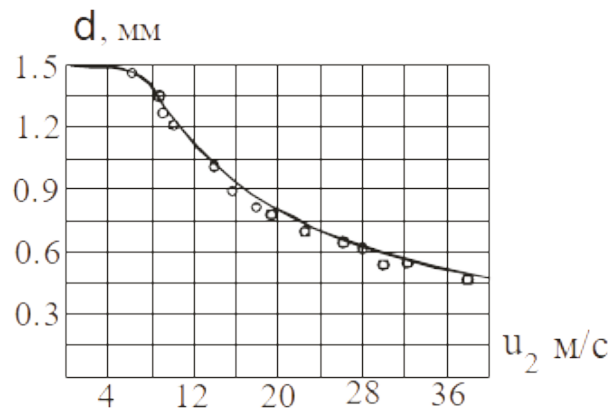


Рис.1.5. Порівняння розрахункової товщини плівки води з експериментальними даними залежно від швидкості повітря в трубі діаметром 25 мм в режимі розвинутої турбулентності.

Точки – вода, $t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. Витрата води $\Gamma_v = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$. $Re = 13200$.

1.2.2. Міжфазна гідравлічна взаємодія плівки та парового ядра.

Крім зміни товщини плівки важливого значення набуває питання визначення дотичної міжфазної напруги, або коефіцієнта міжфазного гідравлічного тертя за наявності хвильової структури, яка в загальному випадку визначається як

$$\tau_i = \frac{\Delta P_{mp} d}{4L} = \xi_{mp} \frac{\rho_2 u_2^2}{8} . \quad (1.24)$$

Коефіцієнт міжфазного тертя ξ_{mp} має складну залежність від витратних характеристик фаз внаслідок наявності поверхневих хвиль та їх взаємодії з газовим потоком. Переважна кількість експериментальних робіт виконана з використанням води та повітря, як компонентів кільцевого потоку. Всі без винятку дослідники констатували різке зростання коефіцієнта тертя при досягненні певної критичної швидкості газу, за якої спостерігалось значне зростання висоти хвиль та початок зносу частини рідини з їх гребенів. Далі в міру зростання швидкості газу навпаки мало місце падіння коефіцієнта опору; при цьому спостерігалось зменшення висоти гребенів хвиль, а частина рідини перебувала в ядрі потоку в дисперсній формі.

Перше критичне число Рейнольдса, за якого має місце стрімке зростання гідравлічного опору

$$Re_{c,1}^{sp} = 186 \left(\frac{\Gamma_v}{v} \right)^{-0.15} \left[\frac{d}{\left(\frac{v_c^2}{g} \right)^{2/3}} \right]^{0.642} \left(\frac{L}{d} \right)^{-0.32}. \quad (1.25)$$

Відповідно границя між 2 та 3 зоною визначається як:

$$Re_{c,2}^{sp} = 1,15 \cdot 10^3 \left(\frac{\Gamma_v}{v} \right)^{-0.15} \left(\frac{L}{d} \right)^{0.096} \left(\frac{u_c^2 \rho_c d}{\sigma} \right)^{0.64} \left(\frac{v}{v_c} \right)^{0.44} \left(\frac{L}{d} \right)^{0.99}. \quad (1.26)$$

Співвідношення для розрахунку коефіцієнта тертя для відповідно 1, 2 та 3 зон для труби діаметром 34 мм :

$$\xi = \xi_c \left[1 + 0,75 Re_2^{-0.51} \left(\frac{g \delta}{v} \right)^{0.505} \left(\frac{\sigma}{\rho_2 g \delta^2} \right)^{0.08} \right], \quad (1.27)$$

$$\xi = \xi_c \left[1 + 2,95 \cdot 10^{-20} Re_2^{4.5} \left(\frac{Re}{4} \right)^{0.505} Ga^{1.6} \left(\frac{v^{2/3}}{d g^{1/3}} \right)^{5.5} \left(\frac{x}{d} \right)^{0.812} \right], \quad (1.28)$$

$$\xi = \xi_c \left[1 + 956 Ga^{-0.705} We^{-0.32} \left(\frac{Re}{4} \right)^{0.75} \left[1 + 533 \left(\frac{L}{d} \right)^{-2.5} \right] \right], \quad (1.29)$$

де ξ_c – коефіцієнт гідравлічного тертя на суху стінку.

Для труби діаметром 25 мм рекомендовано розраховувати коефіцієнти гідравлічного тертя для 2 та 3 зон за співвідношеннями:

$$\xi = 0,18 \cdot 10^{-9} Re_2^{1,35} Re^{0,93}, \quad (1.30)$$

$$\xi = 0,893 Re_2^{-0,492} Re^{0,49}. \quad (1.31)$$

В такій же формі для труби 50 мм рекомендує розраховувати коефіцієнт тертя Чен Ше-Фу Ібеле

$$\xi = 0,68 \cdot 10^{-7} Re_2^{0,582} Re^{0,705}, \quad (1.32)$$

$$\xi = 0,3 Re_2^{-0,468} Re^{0,517}. \quad (1.33)$$

Василенко С.М запропонував коефіцієнт міжфазного тертя надавати у формі Колбрука-Уайта через еквівалентну пісочну шорсткість, як аналог висоти поверхневих хвиль.

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = 1,74 - 0,87 \ln \left(\frac{2\Delta_{ek}}{d} + \frac{18,6}{Re_2 \sqrt{\xi}} \right). \quad (1.34)$$

Еквівалента пісочна шорсткість виражається через дотичну напругу на міжфазній поверхні, як комплексний параметра, що враховує взаємодію газової та рідкої фаз.

$$\Delta_{ek} = 7 \cdot 10^3 \frac{\tau_i^*}{\tau_i^{*2,8} + 15} Re^4 We_*^{-3,8} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho - \rho_2)}}, \quad (1.35)$$

де $\tau_i^* = \frac{\tau_i}{\rho g \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3}}$, $We_* = \frac{\sigma}{\rho g \left(\frac{v^2}{g} \right)^{2/3}}$ – безрозмірна дотична напруга на міжфазній

поверхні та модифіковане число Вебера.

Рівняння (1.35) отримано при аналізі експериментальних даних для парорідинних потоків в трубі діаметром 28 мм і справедливе для 2 та 3 зон одночасно.

Результати розрахунку за наведеними вище формулами суттєво відрізняються між собою, оскільки мають в своїй структурі лише витратні

характеристики потоків і є узагальненням результатів переважно власних дослідів для конкретних геометричних розмірів експериментальних каналів.

Найбільш загальною формою надання результатів досліджень коефіцієнта міжфазного гідравлічного тертя, яке узагальнює дослідні дані, що отримані на елементах трубопроводів різних діаметрів, має співвідношення

$$\xi = \xi_{газ} \left[1 + \frac{20}{\xi_{пл}^{0,75}} \left(\frac{2\delta}{d} - \frac{B}{\sqrt{\frac{\xi}{32} Re_{газ}}} \right) \right]. \quad (1.36)$$

Коефіцієнти гідравлічного тертя для газу $\xi_{газ}$ та плівки $\xi_{пл}$ розраховуються за відомим співвідношенням Блазіуса для гідравлічно гладких труб. Число Рейнольдса для газу $Re_{газ}$ розраховується по відносній швидкості газу та поверхні плівки. Кофіцієнт B визначається в точці переходу від зони слабкої до зони сильної взаємодії фаз.

Складність використання для розрахунків ξ рівняння 1.36) полягає, по-перше, в необхідності визначення відносної товщини плівки, що в умовах наявності потоку газу потребує інформації щодо міжфазної напруги, а, відповідно, і коефіцієнта міжфазного тертя, а, по-друге, форма узагальнення (1.36) передбачає наявність ітераційного циклу при визначенні ξ , що, з врахуванням першого фактора, суттєво ускладнює розрахунки.

1.3 Теплообмін в стікаючих плівках під час випаровування

1.3.1 емпіричні співвідношення з теплообміну в плівках на ділянці розвитку теплового граничного шару

В разі натікання догрітих до температури кипіння плівок на поверхню, що має більшу температуру, ніж рідина, довжина теплового граничного шару згідно з

не перевищує величину $\frac{\xi}{Pe} = 0,15$. За щільності зрошення $0,25 \cdot 10^{-3} \frac{M^2}{c}$, що всередньому відповідає витраті рідини в плівкових випарних апаратах, для води

при температурі 100 °С розвиток теплового граничного шару завершується на відмітці 142 мм, а разі течії цукрового сиропу з концентрацією 60% $\left(\nu = 1,4 \cdot 10^{-6} \frac{M^2}{c} \right)$ – 39 мм. Тому коректних експериментальних даних з теплообміну до плівок на ділянці розвитку температурного поля обмежена кількість.

На рис. 1.6 наведені експериментальні дані з інтенсивності тепловіддачі до насиченої плівки води, що стікає по зовнішній поверхні мідного циліндра за умови відсутності поверхневого кипіння на різній відстані від формуючого плівку пристрою.

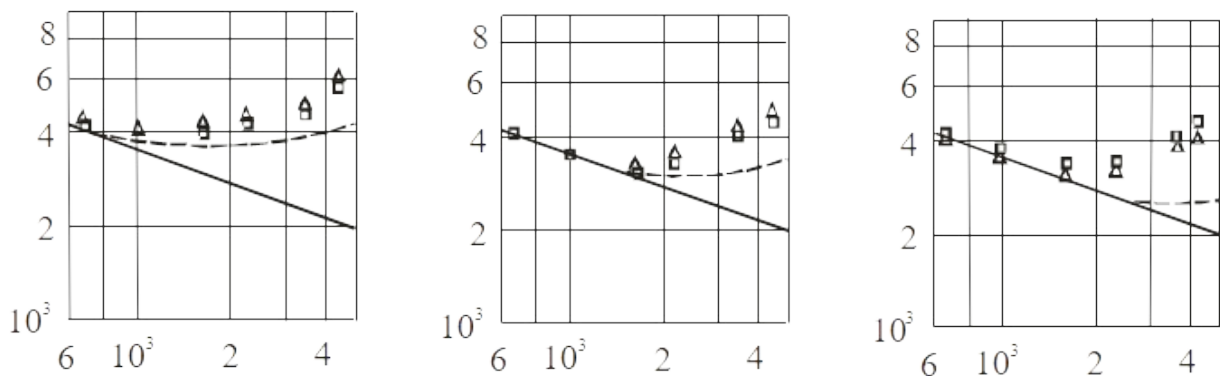


Рис. 1.6. Залежність інтенсивності тепловіддачі від числа Re на різній відстані від розподільного пристрою :

а – 66,7 мм; б – 117,5 мм; в – 231,8 мм.

Суцільна лінія – розрахунок по Нуссельту.

Як видно з рис.1.6 фактичні значення коефіцієнта тепловіддачі дещо перевищують теоретично розраховані за теоретичним співвідношенням за умови ламінарного руху плівки з параболічним профілем швидкості.

Наведені експериментальні дані в діапазоні чисел Рейнольдса до 1600 відповідають розрахунку за теоретичним співвідношенням, яке апроксимується залежністю, рис.6

$$\frac{\alpha \delta}{\lambda} = \left[1 - 0,72 \exp\left(-13,7 \frac{\xi}{Pe}\right) \right]^{-1} \quad (1.37)$$

Враховуючи відхилення дослідної кривої від теоретичної при $Re \geq 1600$, авторами внесена поправка $\left[+1,9 \cdot 10^{-7} Re^{1,7} \right]$ до (1.37), а рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при $Re \geq 1600$ отримало вигляд

$$\frac{\alpha \delta}{\lambda} = \left[1 - 0,72 \exp\left(-13,7 \frac{\xi}{Pe}\right) \right]^{-1} \left[+1,9 \cdot 10^{-7} Re^{1,7} \right]. \quad (1.38)$$

Графічна інтерпретація результатів розрахунку за (1.38) наведена на рис.7

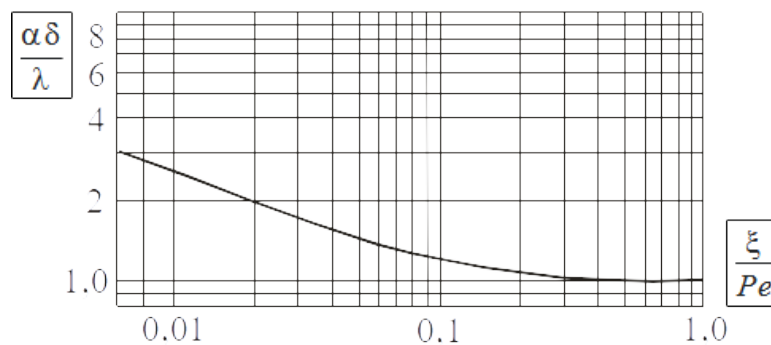


Рис.7 Залежність $Nu = f\left(\frac{\xi}{Pe}\right)$ за (1.38).

1.3.2. Теплообмін в плівках на ділянці розвинутого теплового граничного шару під час випаровування

За умови розвинутого теплового граничного шару та стабілізованого руху нагрітої до температури насичення плівки рідини температурне поле не залежить від повздовжньої координати, тому рівняння перенесення теплоти набуває простого вигляду

$$q = -\lambda \left(1 + \frac{a_t}{a} \right) \frac{dt}{dy} = -\lambda \left(1 + \frac{v_t}{v} \frac{Pr}{Pr_t} \right) \frac{dt}{dy}. \quad (1.39)$$

За даної форми рівняння (1.39) турбулентна температуропровідність α , характеризує комплексну дію на теплообмін як мікропульсацій власне турбулентності, так і макропульсацій, викликаних дією поверхневих хвиль.

Найважливіше питання коректного розв'язання задачі теплоперенесення через плівку у формі (1.39) полягає у виборі адекватної моделі турбулентності. В переажній кількості робіт застосовуються пошарові моделі з чисельним інтегруванням отриманих рівнянь окремо по кожному прошарку плівки.

Іншою формою врахування турбулентності під час розв'язання задачі теплообміну у турбулентних плівках є використання універсального логарифмічного профілю швидкості для знаходження еквівалента виразу турбулентної в'язкості. Числа Нуссельта, у цьому випадку, мають різний вираз в міру зростання товщини плівки.

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = \frac{\text{Pr} \eta_m^{1/3}}{5 \text{Pr} + 5 \ln \left(1 - \text{Pr} + \frac{\text{Pr}}{5} \eta_m \right)}, \text{ при } 5 \leq \eta_m \leq 30 \quad (1.40)$$

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = \frac{\text{Pr} \eta_m^{1/3}}{5 \text{Pr} + 5 \ln(1 + 5 \text{Pr}) + 2,5 \ln \frac{1 - \text{Pr} + 0,4 \text{Pr} \eta_m}{1 + 11 \text{Pr}}}, \text{ при } 30 \leq \eta_m \quad (1.42)$$

де $\eta_m = \frac{\delta^{3/2} g^{1/2}}{v}$ – безрозмірна товщина плівки.

В інших роботах надані результати чисельних розрахунків температурного поля із застосуванням в кожному прошарку плівки відповідної моделі турбулентності, розглянутих в розділі 1.1.3.

Слід зазначити, що за використання моделі турбулентності, запропонованої М.Д.Міллійоншиковим в рівнянні (1.39) результат інтегрування отримаємо в квадратурах, що має суттєві переваги у порівнянні з чисельним розрахунком. Так, в умовах руху догрітої до температури насичення плівки в режимі випаровування з міжфазної поверхні в межах ламінарного прошарку отримаємо лінійний профіль температури, а температура на межі ламінарного та тубулентного прошарку t_{\dots} виразиться як

$$t_{\cdot} = t_{cm} - \frac{q\eta_{\cdot}\delta}{\lambda} \quad (1.43)$$

Розподіл температур в турбулентній частині плівки за використання моделі М.Д.Міллійонікова знаходимо інтегруванням (1.39) з врахуванням (1.43) по товщині $\eta - \eta_{\cdot}$:

$$\begin{aligned} t &= t_{\cdot} - \int_{\eta_{\cdot}}^{\eta} \frac{q\delta}{\lambda} \frac{d\eta}{1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} 0,39(\eta\delta^+ - \delta_{\cdot}^+)(1 - \eta)} = \\ &= t_{\cdot} - \frac{2q\delta}{\lambda R_m} \left[\text{arctg} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} 0,39 \frac{2\delta^+(\eta - 1) - \delta_{\cdot}^+}{R_m} \right) - \text{arctg} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} 0,39 \frac{2\delta^+(\eta_{\cdot} - 1) - \delta_{\cdot}^+}{R_m} \right) \right], \end{aligned} \quad (1.44)$$

$$\text{де } R_m = \sqrt{\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right)^2 0,39^2 (2\delta_{\cdot}^+\delta^+ - \delta_{\cdot}^{+2} - \delta^{+2}) - 4 \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right) 0,39\delta^+}.$$

Різницю температур між ламінарним прошарком та міжфазною поверхнею $t_{\cdot} - t_i$ в межах товщини турбулентного ядра $1 - \eta_{\cdot}$ отримаємо як

$$\begin{aligned} t_{\cdot} - t_i &= \int_{\eta_{\cdot}}^1 \frac{q\delta}{\lambda} \frac{d\eta}{1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} 0,39(\eta\delta^+ - \delta_{\cdot}^+)(1 - \eta)} = \\ &= \frac{2q\delta}{\lambda R_m} \left[\text{arctg} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} 0,39 \frac{\delta^+ - \delta_{\cdot}^+}{R_m} \right) - \text{arctg} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} 0,39 \frac{2\delta^+(\eta_{\cdot} - 1) - \delta_{\cdot}^+}{R_m} \right) \right]. \end{aligned} \quad (1.45)$$

Додавши до (1.45) (1.43), отримаємо різницю температур між стінкою та міжфазною поверхнею

$$t_{cm} - t_i = \frac{q\eta_{\cdot}\delta}{\lambda} + \frac{2q\delta}{\lambda R_m} \left[\text{arctg} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} 0,39 \frac{\delta^+ - \delta_{\cdot}^+}{R_m} \right) - \text{arctg} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} 0,39 \frac{\delta^+(2\eta_{\cdot} - 1) - \delta_{\cdot}^+}{R_m} \right) \right], \quad (1.46)$$

і, відповідно, коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{q}{t_{cm} - t_i} = \left(\frac{\lambda}{\delta} \right) \left\{ \frac{R_m}{\eta_i R_m - 2 \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{Pr}}{\operatorname{Pr}_t} 0,39 \frac{\delta^+ - \delta_i^+}{R_m} \right) - \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{Pr}}{\operatorname{Pr}_t} 0,39 \frac{\delta^+ (2\eta_i - 1) - \delta_i^+}{R_m} \right) \right]} \right\}. \quad (1.47)$$

Інша форма рівняння перенесення теплоти полягає у роздільному відображенні дії поверхневих хвиль та турбулентності.

В роботах Е.М.Воронцова вплив хвиль на теплообмін в стабілізованій плівці враховувався безпосередньо введенням хвильового коефіцієнта температуропровідності a_{wcv} .

$$q = -\rho C(a + a_{xg}) \frac{dt}{dy}, \quad (1.48)$$

з використанням середньостатистичних характеристик великих хвиль, а саме швидкості їх поперечних пульсацій u_b .

$$a_{xg} = u_b \delta_{ll} = 2A_{ex} f_{ex} \delta_{ll}, \quad (1.49)$$

де f_{ex} , A_{ex} , – частота та амплітуда великих хвиль, δ_{ll} – товщина залишкового шару плівки між великими хвилями.

Відповідно до висновків рівняння (1.48, 1.49) дають хорошу відповідність експериментальним даним лише в умовах незначної витрати та нерозвинутої турбулентності, при $Re \leq 800$. Пізніше автор прийшов до висновку, що процес передавання теплоти через стабілізовану турбулентну плівку доцільно надавати у формі

$$q = -\rho C(a + a_{xg} + a_t) \frac{dt}{dy}, \quad (1.50)$$

До аналогічного висновку прийшов Гімбуті. Автор аналізує два способи врахування впливу поверхневих хвиль на тепловіддачу догрітої до температури насичення плівки.

Перший – базується на осередненні товщини плівки, а вираз для числа Нуссельта набуває вигляду

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = \delta^{+1/3} \left(\int_0^{\delta^+} \frac{dy^+}{1 + \frac{\operatorname{Pr}}{\operatorname{Pr}_{xg}} \frac{v_{xg}}{v} + \frac{\operatorname{Pr}}{\operatorname{Pr}_t} \frac{v_t}{v}} \right)^{-1}, \quad (1.51)$$

де коефіцієнти турбулентного перенесення імпульсу $\frac{v_{x6}}{v}$ та $\frac{v_t}{v}$.

Другий – на осередненні її температуропровідності з врахуванням реальної форми поверхні плівки, поточну товщину якої автор надає у формі

$$s = \frac{2 \cdot b(b+1)(b+\tau)}{b(b+1) + (b+\tau)} s_{\max}, \quad (1.52)$$

де τ – відносний період проходження хвилі; b – параметр форми хвилі.

Мінімальна товщина плівки за проходження хвилі s_{\min} визначається з (1.52) при $\tau = 0$ та $\tau = 1$.

Осереднення товщини плівки здійснюється в часі за період проходження хвилі

$$\delta = \int_0^1 s d\tau = s_{\max} \sqrt{b(b+1)} \ln \frac{b+1}{b},$$

а безрозмірна амплітуда хвилі як

$$A = \frac{s_{\max} - s_{\min}}{\delta} = \frac{1 - 2 \sqrt{b(b+1)} - b}{(2b+1) \sqrt{b(b+1)} \ln \frac{b+1}{b}}.$$

На основі даних з амплітуди хвиль плівкових течій води, та водогліцеринових розчинів автор надає вираз для її визначання

$$A = 1 + \exp\left(-0,0003 \frac{\text{Re}}{\text{Ka}^{1/11}}\right) - 2 \exp\left(-0,1 \frac{\text{Re}}{\text{Ka}^{1/11}}\right).$$

За даного способу, враховуючи (1.52), миттєва безрозмірна товщина плівки $\delta_s^+ = \frac{s u^*}{v}$ є змінною в часі величиною, а вираз для числа Нуссельта набуває вигляду

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3} = \int_0^1 \delta_s^{+1/3} \left(\int_0^{\delta_s^+} \frac{dy^+}{1 + \frac{\text{Pr} \cdot v_{x6}}{\text{Pr}_{x6}} + \frac{\text{Pr} \cdot v_t}{\text{Pr}_t}} \right)^{-1} d\tau, \quad (1.53)$$

де $\text{Pr}_{x6} = \frac{\rho C v_{x6}}{\lambda}$.

Автором виконано чисельне інтегрування співвідношень (9.56) та (9.58) з врахуванням виразів для турбулентної в'язкості (9.29, 9.30, 9.31) та порівняння отриманих результатів з даними експериментів Чжуня Себана, рис. 1.7

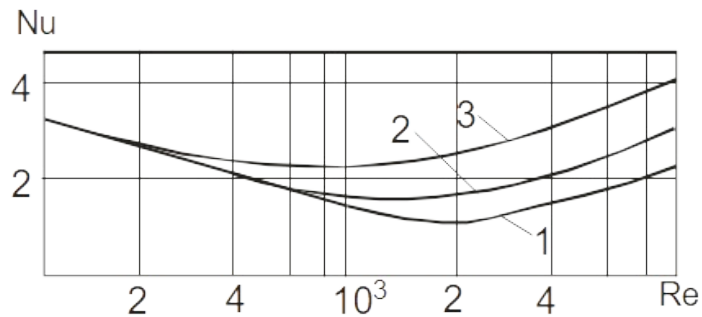


Рис. 1.7. Залежність $Nu = f(Re)$ для гравітаційно-стікаючої нагрітої до температури насичення плівки води в режимі випаровування з вільної поверхні. 1 – $Pr = 1,75$; 2 – $2,91$; 3 – $5,5$.

Інший спосіб безпосереднього врахування впливу поверхневих хвиль на процеси теповіддачі до плівок полягає в наступному. Основним параметром, що враховує інтенсифікуючу роль поверхневих хвиль на інтенсивність тепловіддачі в прийняте специфічне хвильове число Рейнольдса

$$Re_{x6} = \frac{\lambda_{x6} f_{x6} A}{\nu} = A^* c^*, \quad (1.54)$$

де, f_{x6}, λ_{x6} – частота та довжина хвиль; $A^* = \frac{A}{\sqrt{\frac{\sigma}{g\rho}}} = \exp\left(1,72 \cdot 10^{-4} \frac{Re}{4} - 2,37 \cdot s^{-0,1}\right)$ –

безрозмірна амплітуда хвиль, $c^* = \frac{c}{\nu} \sqrt{\frac{\sigma}{g\rho}} = 435 \left(\frac{Re}{4}\right)^{0,35}$ – безрозмірна фазова

швидкість хвиль, $s = \frac{x}{L}$ – відносна відстань пробігання плівки від розподільного пристрою.

Запропоновані моделі дають задовільну відповідність розрахованої інтенсивності тепловіддачі до плівок в режимі випаровування з міжфазної поверхні

експериментальним даним для кожної власної серії експериментальних даних і не являються універсальними.

1.3.3. Емпіричні співвідношення з тепловіддачі до плівок під час пароутворення на ділянці розвинутого теплового граничного шару

Переважає кількість експериментальних робіт з тепловіддачі до плівок, нагрітих до температури насичення, виконано на установках, що моделюють випарні апарати, тому отримані результати містять інформацію з теплообміну до плівки при одночасному впливі ряду факторів, без виділення впливу окремих складових. Відповідно, і рекомендовані співвідношення для розрахунку інтенсивності тепловіддачі до насичених плівок у випарних апаратах обмежені як діапазоном режимних параметрів, в якому моделювався процес, так і конкретизацією геометрії дослідної установки.

Крім того, емпіричні співвідношення по інтенсивності тепловіддачі до стікаючих нагрітих до температури кипіння плівок в загальному випадку діляються на ті, що відповідають режиму випаровування з міжфазної поверхні та на ті, що відповідають режиму змішаної дії механізму конвективної тепловіддачі та поверхневого кипіння

1.3.3.1. Емпіричні співвідношення, що відображають процеси тепловіддачі до вільно-стікаючих плівок в режимі випаровування з міжфазної поверхні.

Емпіричні рівняння, що відображають процес тепловіддачі в області випаровування з міжфазної поверхні, надаються, як правило, або відокремлено для ламінарної, перехідної та турбулентної областей режиму руху плівки, або узагальненим степеневим поліномом, який апроксимує експериментальну криву у всьому діапазоні зміни режимів руху плівки. Ілюстрацією першого підходу є рівняння Струве, де залежно від режиму руху плівки рекомендуються окремі співвідношення для ламінарно-хвильового, перехідного та турбулентного режимів за умови вільного стікання по вертикальній поверхні:

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 0,9 \left(\frac{Re}{4} \right)^{-1/3}, \quad (1.55)$$

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 0,176 \left(\frac{Re}{4} \right)^{0,196} - \frac{0,844}{Pr + 2,95}, \quad (1.56)$$

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = \left(0,152 - \frac{0,778}{Pr + 5,47} \right) \left(\frac{Re}{4} \right)^{0,231}, \quad (1.57)$$

а другого – апроксимаційне рівняння Гімбутіса

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 1,1 Re^{-1/3} \left(1 + 0,02 Re^{0,2} + 0,9 \cdot 10^{-3} Re^{0,85} Pr^{0,65} \right). \quad (1.58)$$

Наведена форма узагальнення даних коректна для течії плівки, нагрітої до температури насичення, з поверхні якої відбувається випаровування, по зовнішній частині вертикального циліндра, оскільки утворена в результаті випаровування пара відводиться від поверхні теплообміну і не діє на міжфазну поверхню.

Якщо плівка рухається всередині труб процес випаровування з поверхні призводить до монотонного зростання швидкості пари вздовж парогенеруючого каналу. За даних умов, враховуючи, що і на коротких ділянках (1,5 – 3 м) має місце процес розвитку хвильової структури, навіть при відсутності утворення парових бульбашок опосередковано через швидкість пари проявляється вплив теплового потоку. Тому емпіричні рівняння, особливо по осередненим по довжині каналу коефіцієнтам тепловіддачі, які мають різну довжину та діаметр, носять обмежений конкретною геометричною конфігурацією дапазон застосування, за межами якого рекомендовані рівняння некоректні.

В рівняннях такого типу показник степеню при числі Рейнольса, або Пекле може змінюватись в досить широких межах, оскільки діапазон зміни витрати рідини охоплює і ламінарну, і турбулентну області, а геометрія каналів різна. Наприклад, під час концентрування молочних сироваток та яблучного соку в трубі довжиною 5м діаметром 31 мм показник степеню при числі Рейнольдса в

розрахунковому рівнянні для середнього по довжині труби коефіцієнта тепловіддачі становить 0,47

$$\frac{\alpha}{\lambda} 4\delta = 0,184 \text{Re}^{0,47} \text{Pr}^{0,43}, \quad (1.59)$$

для аналогічних умов в трубі довжиною 3,9 м діаметром 32 мм – 0,67

$$\frac{\alpha}{\lambda} \bar{\delta} = 2,6 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\Gamma_v}{a} \right)^{0,67} \text{Pr}^{1,6 \cdot 10^{-3} (\text{Pr} - 200) - 0,21}. \quad (1.60)$$

Фактичні показники степеню при щільності зрошення в рівняннях (1.59) та (1.60) становлять відповідно 0,137 та 0,12, оскільки товщини плівок розраховуються за

різними співвідношеннями: в рівнянні (1.59) $\delta = 3 \sqrt[3]{\frac{\Gamma_v v}{g}}$, а у (1.60) – $\delta = 2,17 \Gamma_v^{-0,55} v^{0,1} \rho^{-0,38}$.

Показники степеню при щільності зрошення в узагальнюючому рівнянні з тепловіддачі до плівки під час концентрування цукрового розчину в трубі довжиною 9 м та діаметром 30 мм становив 0,2.

Деякі автори безпосередньо зв'язують степінь впливу витрати рідкої фази на інтенсивність тепловіддачі під час пароутворення з хвильовими характеристиками – довжиною хвиль $\lambda_{x\alpha}$, частотою f та амплітудою A . Додатковим параметром, що характеризує інтенсифікацію тепловіддачі до стікаючих плівок під час пароутворення в трубі діаметром 28 мм, довжиною 3 м виступає хвильове число Рейнольдса

$$\frac{Nu}{Nu_o} = (0,1173 \lg \text{Re}_{xb} - 0,165) \text{Pr}^{0,4}, \quad (1.61)$$

де $Nu_o = \frac{\alpha_o}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 0,0286 \left(\frac{\text{Re}}{4} \right)^{0,23} \text{Pr}^{0,4}$,

Звичайно порівнювати результати узагальнень осереднених по довжині теплообмінної поверхні коефіцієнтів тепловіддачі і тих, що отримані на локальному рівні некоректно.

1.3.3.2. Емпіричні співвідношення, що відображають процеси тепловіддачі до стікаючих плівок рідини в режимі випаровування з міжфазної поверхні при наявності супутнього парового потоку

Вплив швидкості пари на інтенсивність тепловіддачі до плівок рідини в режимі випаровування з міжфазної поверхні враховують або безпосередньо через числа подібності, в які входить швидкість пари, або опосередковано через тепловий потік, наявність якого призводить до зростання швидкості пари по довжині парогенеруючого каналу, або через їх комбінацію

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = 1,9 \cdot 10^4 \left(\frac{ql}{\rho_2 a r} \right)^{0,63} \left(\frac{gl^3}{v^2} \right)^{0,1} \left(\frac{pl}{\sigma} \right)^{0,71} Re_2^{0,12}. \quad (1.62)$$

Конкретизовано степінь впливу режимних параметрів на інтенсивність тепловіддачі на локальному рівні в трубі довжиною 9 м та виділено області з різним впливом швидкості пари на тепловіддачу – область, де швидкість пари мало впливає на теплообмін, область сумісної дії швидкості пари та щільності зрошення, та області з переважаючим впливом швидкості пари на інтенсивність тепловіддачі. Відповідні рівняння мають вигляд:

$$\frac{\alpha \delta}{\lambda} = 1,75 \cdot 10^{-2} \left(\frac{u \delta}{a} \right)^{0,75} Pr^{-0,34}, \quad \text{при } K_u \leq 4,5 \cdot 10^4, \quad (1.63)$$

$$\frac{\alpha \delta}{\lambda} = 2,2 \cdot 10^{-3} \left(\frac{u \delta}{a} \right)^{0,75} K_w^{0,5} Re_2^{0,35}, \quad \text{при } 4,5 \cdot 10^4 \leq K_u \leq 6,5 \cdot 10^4, \quad (1.64)$$

$$\frac{\alpha d}{\lambda} = 1,15 Re_2^{0,55} Pr^{-0,34}, \quad \text{при } K_u \geq 6,5 \cdot 10^4, \quad (1.65)$$

Де $\bar{u} = 0,46 \Gamma_{ex}^{0,45} \mu^{-0,1}$; $\frac{\delta}{d} = 0,06 \left[\frac{4 \Gamma \sqrt{\rho}}{d \rho \sqrt{d g (\rho - \rho_2)}} \right]^{0,56}$; $K_u = \frac{u_2 r \rho}{q} \left(\frac{\rho_2}{\rho} \right)^{0,35}$; $K_w = \frac{q}{r \rho_2 u}$.

Іншою формою врахування впливу витратних характеристик фаз на інтенсивність тепловіддачі до плівок в режимі випаровування з міжфазної поверхні є форма інтерполяційного рівняння

$$\alpha = \left[\left(\alpha_{lo}^4 + \alpha_{mo}^4 \right)^{0,625} + \left(\alpha_{hl}^4 + \alpha_{ml}^4 \right)^{0,625} \right]^{0,4}, \quad (1.66)$$

де складові інтерполяційного рівняння:

$$\frac{\alpha_{lo}}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = (3 Re)^{-1/3}; \quad \frac{\alpha_{mo}}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 0,013 \left(\frac{Re}{4} \right)^{1/3} \sqrt{Pr};$$

$$\frac{\alpha_{hl}}{\lambda u^*} = \left(\frac{Re}{2} \right)^{-0,5}; \quad \frac{\alpha_{ml}}{\lambda u^*} = 0,083 Pr^{0,3} \left(\frac{Re}{4} \right)^{-\frac{0,152}{(1+Pr)}}.$$

Динамічна швидкість $u^* = \sqrt{\frac{\tau_i}{\rho}}$ розраховується по дотичній напрузі на міжфазній поверхні $\tau_i = \xi_i x^2 (\rho u)^2 \frac{1}{8\rho_2}$, а коефіцієнт міжфазного тертя в рекомендується розраховувати за співвідношенням:

$$\xi_i = \frac{0,48}{Re^{0,2} \left(\frac{\rho}{\rho_2} \right)^{0,1} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,4-0,2x}}.$$

де x – витратний масовий паровміст; ρu – масова швидкість.

Вплив динамічної дії парового ядра на інтенсивність тепловіддачі враховано через дотичну напругу на міжфазній поверхні τ_i

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 0,289 Re^{-0,131} Pr^{0,223} \left(1 + \frac{\tau_i}{\rho g (v^2/g)^{1/3}} \right)^{0,343} \quad (1.67)$$

Оскільки на τ_i впливають витрати і рідини, і пари, і, крім того, густина пари, зазначений параметр є універсальною комплексною характеристикою впливу рухомого парового ядра на інтенсивність тепловіддачі в кільцевих низхідних потоках, включаючи область розрідження. Але параметр $\left(1 + \frac{\tau_i}{\rho g (v^2/g)^{1/3}} \right)$ пропорційний коефіцієнту гідравлічного опору, який аномально зростає в області

переходу від режиму слабкої до сильної гідравлічної взаємодії фаз, що повинно було викликати і аномальне зростання інтенсивності тепловіддачі, що не підтверджено експериментальними даними.

1.3.3.3 Емпіричні співвідношення, що відображають процеси тепловіддачі до стікаючих плівок в режимі поверхневого кипіння.

Встановлено, що режим тепловіддачі, який ідентифікується як випаровування з міжфазної поверхні, реалізується лише до певного граничного перегрівання стінки відносно температури насичення плівки, за межами якого характер інтенсивності тепловіддачі змінюється під дією пульсацій, як результат утворення та руху парових бульбашок.

Якісно зміна інтенсивності теплообміну за умови виникнення бульбашкового кипіння зі зростанням теплового потоку проілюстрована на графіках на рис. 1.8

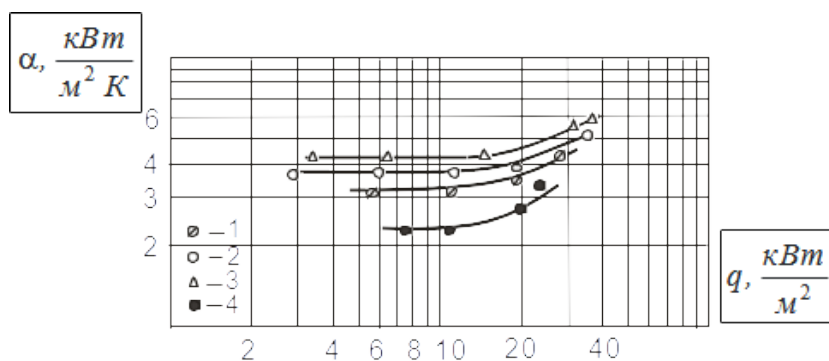


Рис. 1.8 Залежність $\alpha = f(q)$ на локальному рівні при концентруванні цукрових розчинів в трубці довжиною 9 м:

- 1 – $\Gamma = 0,083 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$, СР = 46%; 2 – $\Gamma = 0,1 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$, СР = 38%; 3 – $\Gamma = 0,16 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$; СР = 35%;
 4 – $\Gamma = 0,125 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$; СР = 50%

Більш детально процеси початку бульбашкового кипіння в плівці вивчені Серзою і наведені результати досліджень процесів тепловіддачі до насиченої плівки води при атмосферному тиску, що стікала по зовнішній частині вертикального латунного циліндра, який нагрівався електричним струмом, а процес утворення бульбашок спостерігався візуально. Початок активізації окремих центрів

пароутворення починався з теплового потоку $14,2 \text{ кВт/м}^2$, що відповідало перегріву стінки $3,8 \text{ }^\circ\text{C}$. В міру зростання теплового потоку пропорційно активізувалось більше центрів пароутворення, а повне насичення поверхні паровими бульбашками мало місце при величині теплового потоку 56 кВт/м^2 . Суттєве відхилення кривої залежності коефіцієнта тепловіддачі від розрахункової для умов випаровування з вільної поверхні, мало місце при теплових потоках вище $27,6 \text{ кВт/м}^2$ в усьому діапазоні зміни чисел Рейнольдса для води. Подібний результат отримано в Серзою, де розвинуте кипіння в плівці відповідало температурному перепаду $5,5 \text{ }^\circ\text{C}$, а початок генерації парових бульбашок – при $3,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Експериментальне дослідження процесів теплообміну виконано під час електричного нагрівання циліндра зі сформованою на його поверхні плівкою води, тобто за постійного теплового потоку з візуалізацією процесів утворення парових бульбашок, Оскільки обігрівання дослідної ділянки здійснювалось електричним струмом за постійного теплового потоку, інтенсифікуючий вплив бульбашкового кипіння на процес тепловіддачі рекомендовано враховувати співмножником

$$\left[1 + 0,05 \left(\frac{q_w - q_{incip}}{q_{incip}} \right)^{1,36} \right] \quad (1.68)$$

до рівняння (1.68)

$$\frac{\alpha \delta}{\lambda} = \left[1 - 0,72 \exp\left(-13,7 \frac{\xi}{Pe}\right) \right]^{-1} \left[1 + 1,9 \cdot 10^{-7} Re^{1,7} \right] \left[1 + 0,05 \left(\frac{q_w - q_{incip}}{q_{incip}} \right)^{1,36} \right]. \quad (1.69)$$

За мінімальний тепловий потік, за якого починається вплив бульбашкового кипіння на теплообмін q_{incip} , прийнято тепловий потік, що відповідає початку генерації бульбашок в окремих центрах кипіння ($q_{incip} = 14,2 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$) незалежно від величини витрати рідини, за якої сформована плівка.

Але в реальних умовах роботи випарних апаратів нагрівання теплообмінних труб здійснюється сухою насиченою парою, а стікання плівки по поверхні

супроводжується динамічною дією супутнього парового ядра, тому висновки щодо параметра, який би характеризував початок впливу поверхневого кипіння на інтенсивність тепловіддачі має бути скорегованим. Більшість експериментальних робіт з досліджень тепловіддачі до насичених плівок виконано на установках з паровим нагрівним теплоносієм, а тепловий потік, за якого починається процес поверхневого кипіння, залежить від щільності зрошення та швидкості пари, тобто від конвективної складової коефіцієнта тепловіддачі. За даних умов параметром, що характеризує початок впливу поверхневого кипіння на інтенсивність тепловіддачі видається комплекс $\frac{q}{r \bar{u} \rho_2}$, запропонований Л.С.Стерманом для кореляції даних по теплообміну у двофазових висхідних потоках, і використаний для оцінки початку кипіння в плівці.

В.І.Леве́раш параметром переходу до режиму теплообміну з поверхневим кипінням запропонував комплекс $N = \frac{q}{r \rho_2 u} \left(\frac{\rho_2}{\rho} \right)^{1.45} \left(\frac{r}{C T_s} \right)^{0.83}$. Розмежування областей з впливом поверхневого кипіння на тепловіддачу та без впливу ідентифікується значенням $N = 7 \cdot 10^{-3}$. Відповідно, рекомендоване рівняння для розрахунку інтенсивності тепловіддачі в умовах поверхневого кипіння, при $N \geq 7 \cdot 10^{-3}$, має вигляд

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{ок}}} = 26,8 N^{0,66}, \quad (1.70)$$

де $Nu_{\text{ок}} = \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 0,021 \text{Re}^{0,21} \text{Pr}^{0,43}$.

За умови відсутності кипіння, при $N \leq 7 \cdot 10^{-3}$, $\frac{Nu}{Nu_{\text{ок}}} = 1$.

Параметр $\frac{q}{r \bar{u} \rho_2}$ використав також В.О.Ардашев для розмежування області переважаючого впливу поверхневого кипіння над іншими механізмами, а умова переходу сформульована як

$$\frac{q}{r \bar{u} \rho_2} \geq 1,5 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\bar{u} \delta}{a} \right)^{-0,24} \text{Pr}^{-0,3}.$$

Відповідне рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в області переважаючого впливу поверхневого кипіння в плівці надано у вигляді

$$Nu = \frac{\alpha \delta}{\lambda} = 7 \cdot 10^{-2} \left(\frac{u \delta}{a} \right)^{0.75} \left(\frac{q}{r u \rho_2} \right)^{0.5}. \quad (1.71)$$

В той же час, комплекс $\frac{q}{r \bar{u} \rho_2}$ не відтворює відповідності дії тиску та розрідження на критичний тепловий потік, за якого починається утворення бульбашок. До того ж, ні q_{incip} , ні $\frac{q}{r \bar{u} \rho_2}$ не враховують шорсткості поверхні теплообміну, яка відіграє ключову роль у необхідному граничному перегріванні стінки, за якого починається процес утворення бульбашок. Тому наведені параметри лише частково характеризують умови переходу до бульбашкового кипіння в плівці в реальних випарних апаратах.

Критичне значення теплового потоку, за якого починається вплив утворення парових бульбашок на процеси теплообміну рекомендується знаходити зі співвідношення

$$Re_k = 9,4 Re_k K_t^{-1} Pr^{-1/3}, \quad (1.72)$$

$$\text{де } Re_k = q \frac{\sigma}{r \rho_2 v g (\rho - \rho_2)}; \quad K_t = \frac{(r \rho_2)^2}{C_p T_{sat} \rho g \sigma (\rho - \rho_2)},$$

а залежність для коефіцієнта тепловіддачі в області переважаючого впливу поверхневого кипіння надається у вигляді

$$Nu = Nu_o 0,543 (Re_k K_t Pr^{1/3} Re^{-1})^{0.7}. \quad (1.73)$$

$$\text{де } Nu_o = \frac{\alpha_o}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 0,0286 \left(\frac{Re}{4} \right)^{0.23} Pr^{0.4}.$$

В рівнянні (1.73) автори надають степінь впливу теплового потоку на інтенсивність тепловіддачі при кипіння в трубі 0,7, що відповідає умовам розвинутого кипіння у великому об'ємі.

Більш вдалим параметром початку бульбашкоутворення в плівці, запропонованим Зельдовичем та підтвердженим Гриффітсом та Уоллісом, видається величина мінімального перегріву шорсткої стінки, розрахованої на основі співвідношень Лапласа та Клапейрона-Клаузіуса, яка встановлює відповідність критичного перегріву стінки певному радіусу заглиблень мікротріщин і яка пропорційно реагує на зміну тиску насичення

$$\Delta t_{min} = \frac{2\sigma T_{sat}}{r\rho_2 R_c}, \quad (1.74)$$

де R_c – радіус заглиблень шорсткості поверхні труб; T_{sat} – абсолютна температура насичення.

Експериментальні результати Чжуня та Себана підтвердили адекватність виразу (1.74) для ідентифікації процесу утворення парових бульбашок в стікаючій по вертикальній поверхні плівці.

1.4. Розрахункові співвідношення для визначення інтенсивності тепловіддачі до низхідних кільцевих паро-рідинних потоків розчинів під час пароутворення.

За вільного стікання по вертикальній поверхні труби в роботі [Петрен] вплив витратних параметрів на інтенсивність тепловіддачі до насичених плівок розчинів з розвинутою хвильовою структурою апроксимовані в зручній для інженерних розрахунків формі, запропонованої Г.Гімбутісом [Гімбут], для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в області випаровування з міжфазної поверхні в режимі вільного стікання в трубі діаметром 20 мм, яке має вигляд

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 1,12 \operatorname{Re}^{-1/3} (0,85 + 0,01 Pe^{0,2} + 4,5 \cdot 10^{-4} Pe^{0,86} \operatorname{Pr}^{-0,2}). \quad (1.75)$$

Порівняння результатів розрахунків інтенсивності тепловіддачі з експериментальними даними по тепловіддачі до вільно стікаючих плівок води та цукрових розчинів в трубі діаметром 20 мм наведено на рис.1.9.

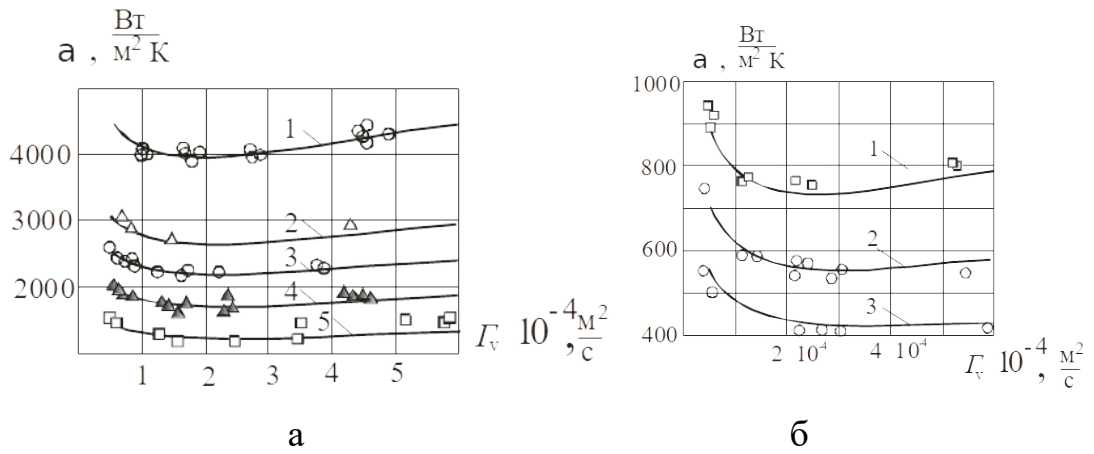


Рис.1.9 Порівняння апроксимаційної залежності (1.75) з експериментальними даними.

- а) 1 – вода $t = 100\text{ }^\circ\text{C}$; 2,3,4,5 – цукрові розчини 2 – $CP = 30\%$; 3 – 40; 4 – 50; 5 – 60.
 б) до густі сиропи 1– $CP = 70\%$, $t = 100\text{ }^\circ\text{C}$, $Pr = 58$; 2 – $CP = 70\%$, $t = 73\text{ }^\circ\text{C}$, $Pr = 131$; 3 – $CP = 70\%$, $t = 54\text{ }^\circ\text{C}$, $Pr = 259$.

Інтенсифікуючу на тепловіддачу дію супутнього руху плівки парового ядра враховано параметром, пропорційним швидкості пари та її густини, як співмножника до базового виразу (1.75)

$$K_w = \sqrt{1 + [7,5 \cdot 10^{-6} Re_2 (\rho/\rho_2)^{0,2}]^2} \quad (1.76)$$

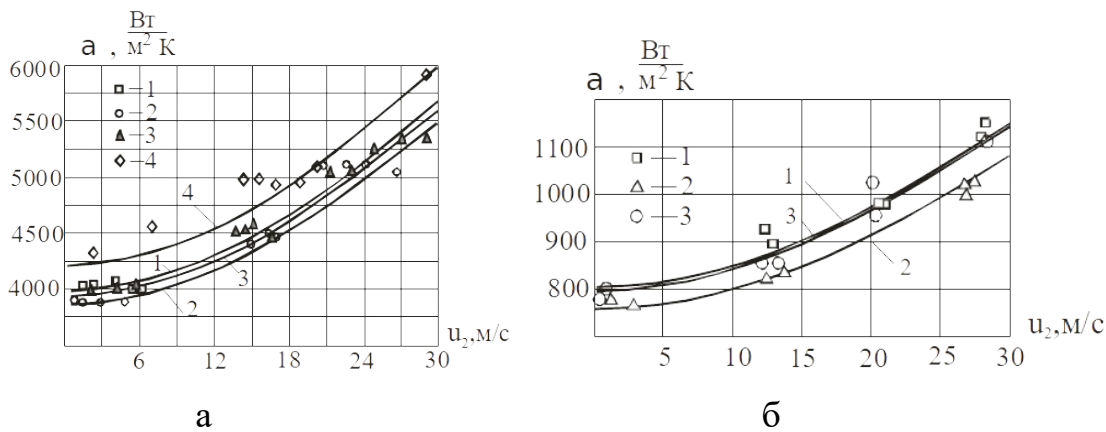


Рис.1.10 Порівняння результатів розрахунку за (1.75, 1.76) з експериментальними даними.

- а. вода, $t = 100\text{ }^\circ\text{C}$; 1 – $\Gamma_v = 0,1 \cdot 10^{-3}$; 2 – 0,2; 3 – 0,3; 4 – 0,5. б. цукровий сироп $CP = 70\%$, $t = 100\text{ }^\circ\text{C}$; 1 – $\Gamma_v = 0,1 \cdot 10^{-3}$; 2 – 0,3; 3 – 0,55; $Pr = 58$. Лінії – розрахунок за (1.75, 1.76).

Дані вимірювань температури плівки засвідчили, що дослідна середньомасова (калориметрична) температура цукрового розчину $t_{cp,m}^{exp}$, яка заміряна в ємності безпосередньо на виході із дослідної ділянки, відповідає середньоінтегральній $t_{cp,m} = \int_0^{\delta} t(y) \frac{u(y)}{u} dy \approx \frac{t_{cm} + t_i}{2}$ лише за умови вільного стікання при відсутності міжфазної дотичної напруги.

При наявності швидкості пари над поверхнею плівки дослідна середньомасова температура розчину $t_{cp,m}^{exp}$ менше ($t_{cp,m} \geq t_{cp,m}^{exp}$) від середньої розрахункової $t_{cp,m}$, а отримане відхилення тим більше, чим більша швидкість пари та щільність зрошення.

Тому розрахунок теплового потоку за використання співвідношення (1.75) виконується з врахуванням корекції температурного напору величиною $\delta\Delta t$

$$q = \alpha_m (t_{cm} - t_{sat} - \Delta_{fc}(\bar{C}) + \delta\Delta t), \quad (1.77)$$

де $\delta\Delta t = (t_{cm} - t_{cp,m}^{exp}) - (t_{cm} - t_{av,m}(\bar{C})) = t_{av,m}(\bar{C}) - t_{av,m}^{exp}$ – функція, що враховує пригнічення фізико-хімічної температурної депресії при кипінні розчинів потоком пари.

Температурна функція пригнічення фізико-хімічної депресії потоком пари $\delta\Delta t$ розраховується як

$$\delta\Delta t = \left[-\exp(-1,07 \cdot 10^{-2} \sqrt{We^3 Pe}) \right] \Delta_{fc} \quad (1.78)$$

де $We = \frac{\rho_2 u_2^2 d}{\sigma}$ – число Вебера; $Pe = \frac{4 \Gamma_v}{a}$ – число Пекле для плівки.

Параметром початку утворення парових бульбашок в плівці є величина мінімального перегріву шорсткої стінки згідно співвідношень Лапласа та Клапейрона-Клаузіуса, яка встановлює відповідність критичного перегріву стінки Δt_{min} певному радіусу заглиблень мікротріщин R_m . При кипінні розчинів перегрів стінки більше на величину фізико-хімічної температурної депресії Δ_{fc}

$$\Delta t_{min} = \frac{2\sigma T_{sat}}{r\rho_2 R_m} + \Delta_{fc}. \quad (1.79)$$

Оскільки інтенсифікація тепловіддачі внаслідок поверхневого кипіння, в міру зростання температурного напору, зумовлена поступовим вмиканням все нових центрів генерації парової фази в мікротріщинах відповідного розміру, доцільно для відображення впливу на тепловіддачу поверхневого кипіння застосувати параметр, пропорційній величині перегрівання стінки відносно мінімальної різниці температур Δt_{min} . Таким параметром може бути відносне перевищення

температури стінки $\left(\frac{\Delta t - \Delta t_{min}}{\Delta t_{min}} \right)$ при $\Delta t \geq \Delta t_{min}$, а вираз, що відображає інтенсифікуючий вплив поверхневого кипіння, надати у вигляді

$$K_{boil} = 1 + 0,4 \left(\frac{\Delta t - \Delta t_{min}}{\Delta t_{min}} \right)^{1,2}, \quad (1.80)$$

який є співмножником до основного базового рівняння з тепловіддачі до плівки в умовах випаровування з міжфазної поверхні (1.75). Для нових теплообмінних труб шорсткість приймається $R_m = 0,5 \cdot 10^{-5}$

В разі застосування шорстких труб ($R_m \geq 0,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$), наприклад, після очищення поверхні жорсткими металевими щітками, або нанесення штучної шорсткості, перехід до режиму кипіння відбудеться при менших теплових потоках з відповідною інтенсифікацією процесу теплообміну.

Крім вище визначених чинників на інтенсивність тепловіддачі має вплив і геометрія каналу, оскільки як довжина так і діаметр труб впливають на розвиток хвильової структури. Так, в дев'ятиметрових кип'ятильних трубах зі зміною відстані від розподільного пристрою до 3 – 4 м має місце і незначне зростання інтенсивності тепловіддачі при тих самих витратних та режимних параметрах потоків, що і в коротких трубах. Крім того, відповідно з даними досліджень кінематики хвильового руху, висвітлених в роботах Б.Ганчева, М.Кулова, зі збільшенням діаметра труби зростає амплітуда та довжини великих хвиль, що інтенсифікує процеси перемішування в плівці.

Вплив фактора довжини та діаметра труб на тепловіддачу оцінено введенням співмножника K_{Ld} до (1.75), отриманого з порівняння результатів досліджень інтенсивності тепловіддачі до плівок в трубах різної геометрії

$$K_{Ld} = \left\{ 1 + 0,06 \left(\frac{v}{v_o + v} \right) \left[- \exp(-0,05 L^3) \right] \right\} \left(\frac{d}{d_o} \right)^{0,35 - 0,06 \left(\frac{d}{d_o} \right)}, \quad (1.81)$$

де $d_o = 0,02 \text{ м}$, $v_o = 0,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$; L – довжина труби в м (від 1 м).

Остаточно інженерне рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі до стікаючих по вертикальній поверхні плівок розчинів як в режимі випаровування з міжфазної поверхні, так і за наявності кипіння та супутнього парового потоку в каналах різної конфігурації набуває вигляду

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 1,12 \text{ Re}^{-1/3} \left(0,85 + 0,01 Pe^{0,2} + 4,5 \cdot 10^{-4} Pe^{0,86} Pr^{-0,2} \right) K_w K_{boil} K_{Ld}. \quad (1.82)$$

2. Випарні апарати, що експлуатуються в теплових схемах цукрових заводів та перспективні сучасні конструкції плівкових випарних апаратів

2.1 Випарні апарати з природною циркуляцією системи Роберта.

Найпоширенішим типом випарних апаратів, якими на протязі тисячоліть комплектували випарні установки цукрових заводів – випарні апарати з природньою циркуляцією розчину системи Роберта, рис. 2.1.

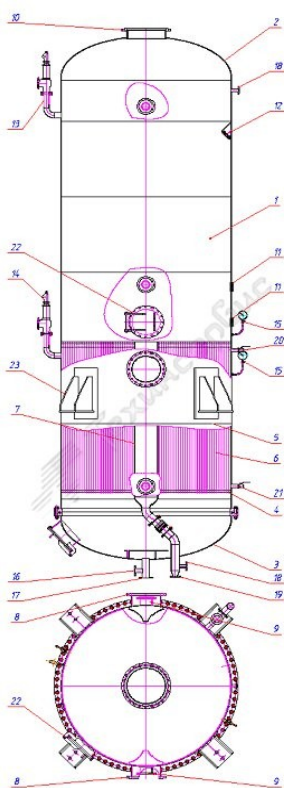


Рис.2.1 Випарний апарат з природньою циркуляцією розчину системи Роберта.

Лінійка типорозмірів випарних апаратів Роберта охоплює ряд поверхонь теплообміну від 250 до 3000 м². Нагрівна камера має внутрішню циркуляційну трубу, завдяки якій здійснюється природна циркуляція, яка інтенсифікує тепловіддачу, проте збільшує час перебування рідини в апараті, що негативно впливає на якість термолабільних розчинів, якими являються харчові продукти.

Тому в процесі експлуатації рівень рідини в апараті підтримують мінімальним, але достатнім для незначного покриття верхньої трубної дошки киплячим розчином. Крім того, конструктивно випарні апарати Роберта виготовляють з перевернутою доверху нижньою еліптичною кришкою, щоб зменшити об'єм підтрубного простору і, відповідно, час перебування. Випарні апарати Роберта комплектуються кип'ятильними трубами діаметром 33 X 1,5 мм з довжиною від 3 до 4,3 м. У верхній частині апарата міститься жалюзійний сепаратор для очищення вторинної пари від краплин розчину.

2.2 Плівкові випарні апарати з низхідним рухом плівки розчину

На багатьох сучасних цукрових заводах України і масово на європейських заводах встановлені і експлуатуються плівкові випарні апарати, особливо на хвостовій частині випарних установок. Основні переваги плівкових випарних апаратів з низхідним рухом плівки - відсутність гідростатичної температурної депресії, яка особливо відчутна на хвостовій частині випарної установки, яка експлуатується під розрідженням, та малий час перебування розчину в апараті, що підвищує якість сиропу на виході із апарата. Типові конструкції плівкових випарних апаратів фірми ВМА наведені на рис.2.2

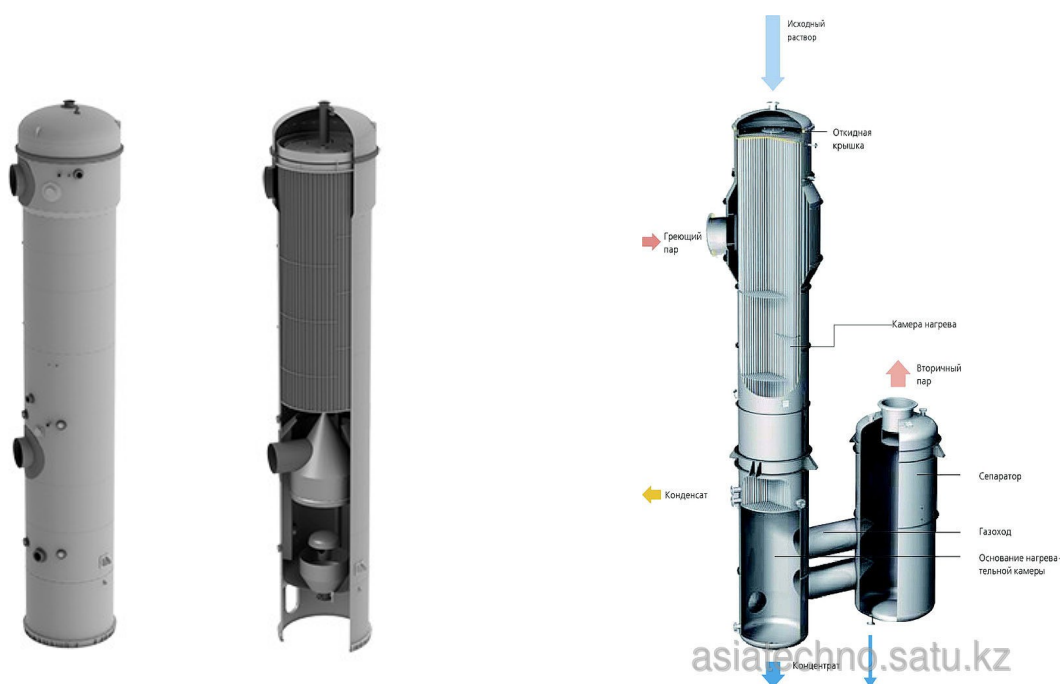
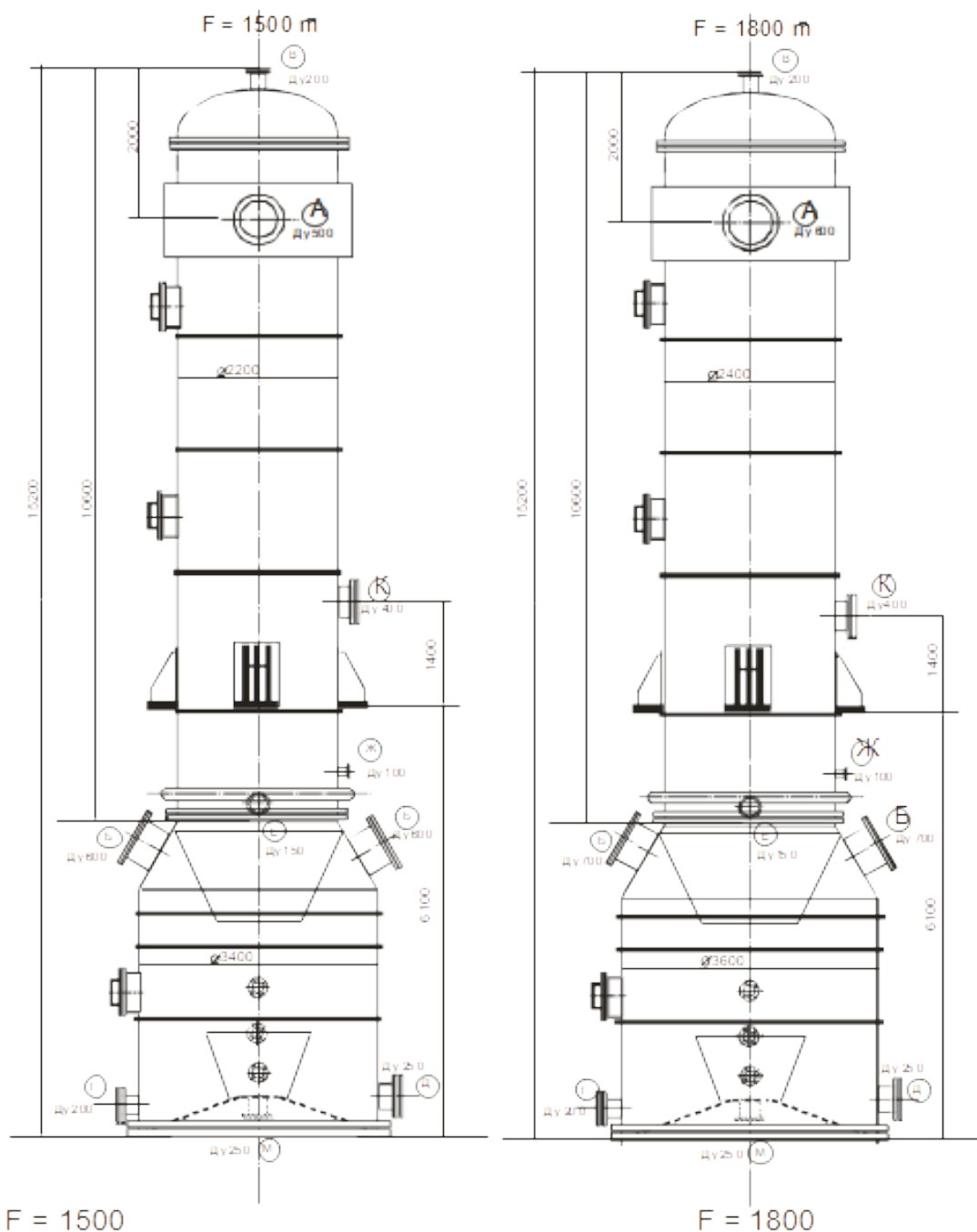


Рис. 2.2. Плівкові випарні апарати фірми ВМА, загальний вигляд.

а. випарний апарат з співосним сепаратором вторинної пари; б. випарний апарат з винесним сепаратором вторинної пари.

В Україні плівкові випарні апарати випускаються на Гребінківському машинобудівному заводі серії ТВП конструкції фірми Техінсервіс. Лінійка типорозмірів випарних апаратів з довжиною труб 9 м по величині поверхні теплообміну складає: 2265м² ; 2430; 3430; 3650; дожиною труб 12м відповідно: 3025; 3250 4500 4870м²; а довжиною труби 16 м – 6490 м² . На рис.2.3 Наведені габаритні розміри плівкових випарних поверхнею 1500 та 1800 м².



F = 1500

F = 1800

А - вхід нагрівної Пери Ду 500 2 шт
 Б - вихід вторинної Пери Ду 600 2 шт
 В - вхід соку після циркуляційного насосу Ду 200 1 шт
 Г - вхід соку на випарний апарат, Ду 200 1 шт
 Д - вхід соку на циркуляційний насос, Ду 250, 1 шт
 Е - вихід конденсату, Ду 150, 1 шт
 Ж - вихід газів (відтяжка) Ду 100, 1 шт
 К - вихід пролітної Пери на підігрівачі, Ду 400, 1 шт
 М - вихід соку із випарного апарата, Ду 250, 1 шт
 F = 1500 m²
 L = 8,8 m
 n = 1723 шт

А - вхід нагрівної Пери Ду 600 2 шт
 Б - вихід вторинної Пери Ду 700 2 шт
 В - вхід соку після циркуляційного насосу Ду 200 1 шт
 Г - вхід соку на випарний апарат, Ду 200 1 шт
 Д - вхід соку на циркуляційний насос, Ду 250, 1 шт
 Е - вихід конденсату, Ду 150, 1 шт
 Ж - вихід газів (відтяжка) Ду 100, 1 шт
 К - вихід пролітної Пери на підігрівачі, Ду 400, 1 шт
 М - вихід соку із випарного апарата, Ду 250, 1 шт
 F = 1800 m²
 L = 8,8 m
 n = 2068 шт

Плівковий випарний апарат
 М 1: 100

Рис. 2.3. Загальний вигляд плівкових випарних апаратів серії ТВП фірми Техінсервіс поверхнею 1500 та 1800 м².

Внаслідок великої висоти плівкових випарних апаратів в процесі реконструкції цукрових заводів їх компонування, як правило, виконують за межами виробничих приміщень (сокоочисного цеху), рис.2.4

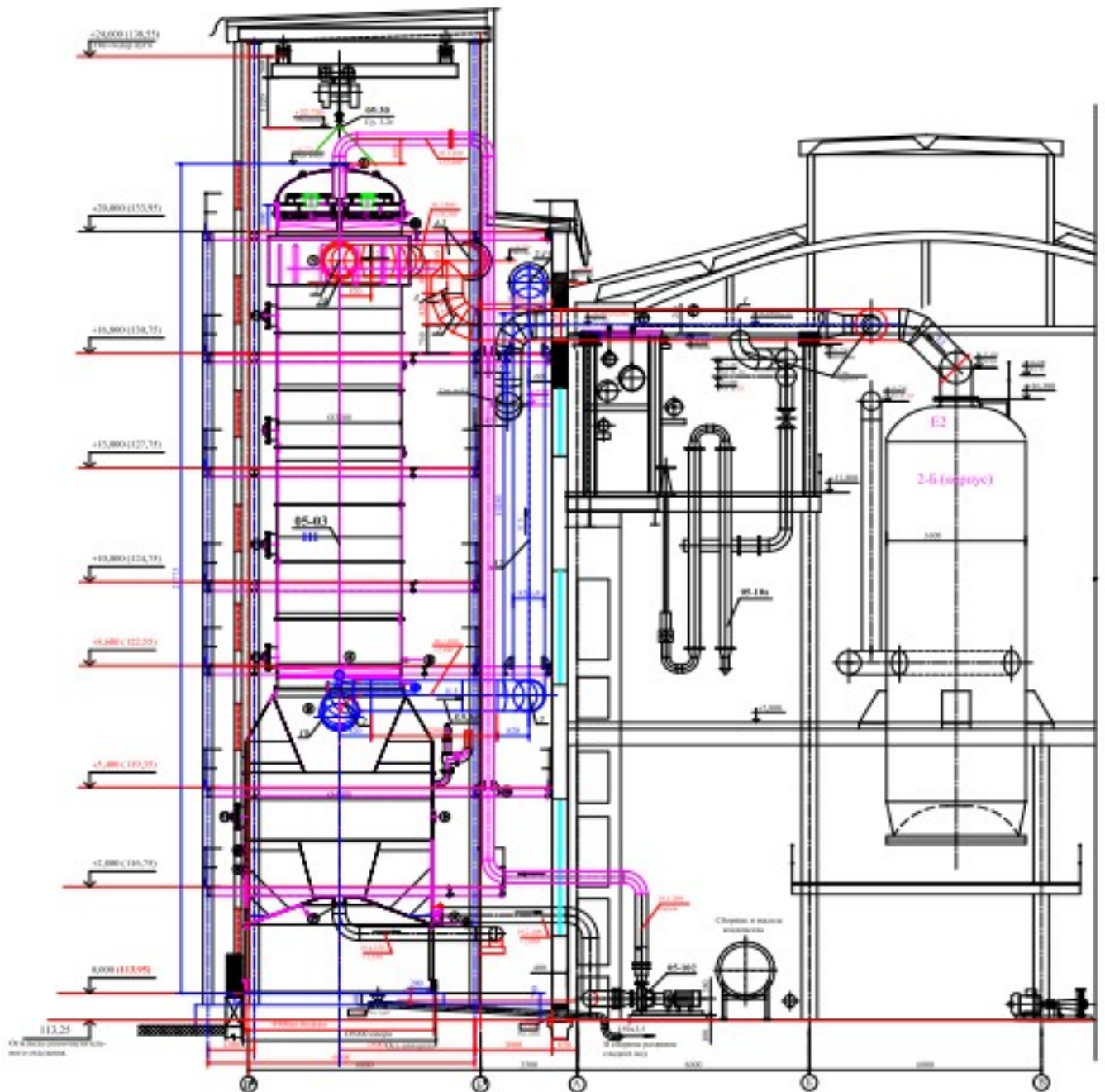


Рис. 2.4. Компонівка плівкових випарних апаратів за межами сокоочисного цеху.



Рис.2.5. Розташування плівкових випарних апаратів за межами сокоочисного цеху.

3. Варіанти теплотехнологічних схем випарних установок із плівковими випарними апаратами

3.1. Варіант типової теплотехнологічної теплової схеми із випарними апаратами Роберта

Випарні установки (ВУ) призначені для концентрування розчинів. Випарена вода (або інший розчинник) з попереднього випарного апарата конденсується на поверхні теплообміну наступного і так далі, тому випарна установка являється ще і джерелом чистих конденсатів.

Багатокорпусні випарні установки мають декілька характерних ознак за якими ідентифікують особливості їх експлуатації. В загальному випадку класифікувати випарні установки можна по наступних ознаках:

1. по взаємному напрямку руху розчину та пари – прямотечійні, протитечійні та випарні установки зі змішаною течією.
2. по тиску вторинної пари на хвостових корпусах ВУ – ВУ , що працюють під тиском та ВУ, що працюють під вакуумом.
3. по способу використання вторинної пари – з використанням вторинної пари на нагрівання продуктів виробництва, з компресією вторинної пари в пароежекторних або механічних компресорах.

Кожна з наведених ознак присутня в конкретній випарній установці, яка до того ж може комплектуватися різними типами випарних апаратів.

В прямотечійній ВУ напрям руху розчину співпадає з напрямом руху пари. Розчин насосом через систему підігрівачів подається на 1 корпус ВУ, і далі від корпусу до корпусу розчин рухається самостійно за рахунок різниці тисків між корпусами ВУ. В харчовій галузі отримали розповсюдження виключно прямотечійні ВУ, оскільки в них зі збільшенням концентрації розчину від корпусу до корпусу температура кипіння зменшується, що важливо з точки зору забезпечення якості харчового продукту, який підлягає концентруванню. Прикладом потужної прямотечійної ВУ з випарними апаратами системи Роберта, або плівковими може бути ВУ цукрових заводів як правило з п'ятикорпусними ВУ.

Типова тепла схема цукрового заводу з випарними апаратами Роберта наведена на рис. 3.1

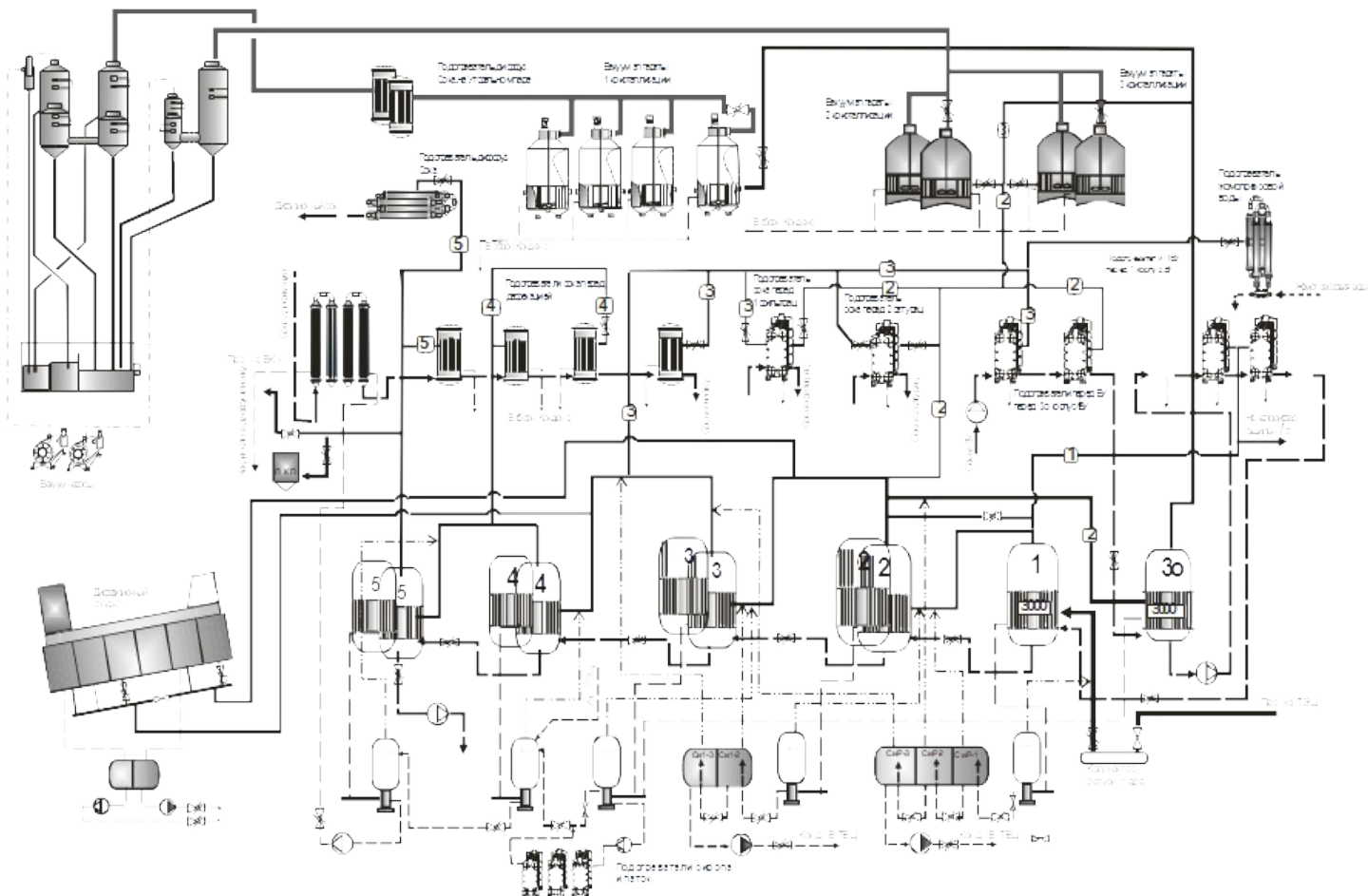


Рис. 3.1. Типова тепла схема цукрового заводу з випарними апаратами Роберта.

В тепловій схемі з глибоким використанням вторинних енергоресурсів (ВЕР) з випарною установкою з випарними апаратами Роберта (рис. 3.1) передбачено:

1. використання утфільної пари на нагрівання дифузійного соку;
2. нагрівання конденсатами пари хвостової частини випарної установки (ВУ) на нагрівання соку перед гарячим вапнуванням;
3. каскадне охолодження конденсатів пари головної частини ВУ у збірниках-випаровувачах;
4. нагрівання паток конденсатами у виносних підігрівачах;
5. використання вторинної пари з корпусу ВУ на вакуум-апарати 1 кристалізації;
6. використання жомопресової води та конденсатів на живлення дифапаратів.

7. вакуум-апарати обов'язково повинні мати механічні циркулятори.

Застосування плівкових випарних апаратів дозволяє збільшити температуру пари хвостової частини ВУ і, як наслідок, змити паровідбори на хвостову частину, збільшити кратність випаровування на ВУ. У цьому випадку не виникає потреби у збільшенні тиску нагрівної пари на 1 корпус ВУ, що важливо для отримання якісного сиропу із випарної установки. Крім того, виникає можливість глибокого використання вторинних енергоресурсів при збереженні високої концентрації сиропу із ВУ (на рівні 71 – 73 %).

3.2. Варіанти теплотехнологічних схем випарних установок із випарними апаратами Роберта та плівковими випарними апаратами

Теплотехнологічні схеми випарних установок з плівковими випарними апаратами, що найчастіше реалізуються під час реконструкції цукрових заводів наведені на ри. 3.2, 3.3, 3.4.

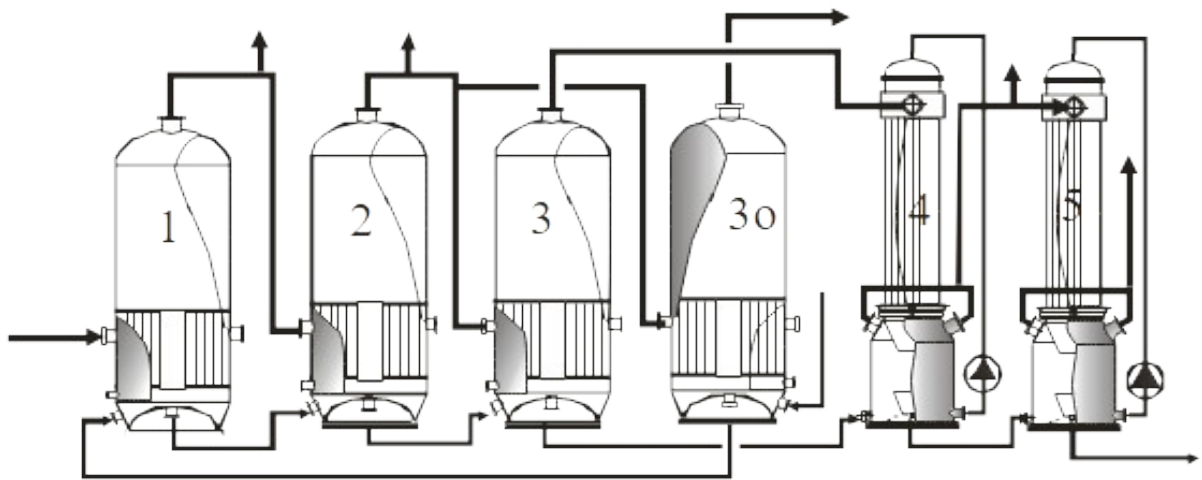


Рис.3.2 Схема з хвостовими плівковими випарними апаратами

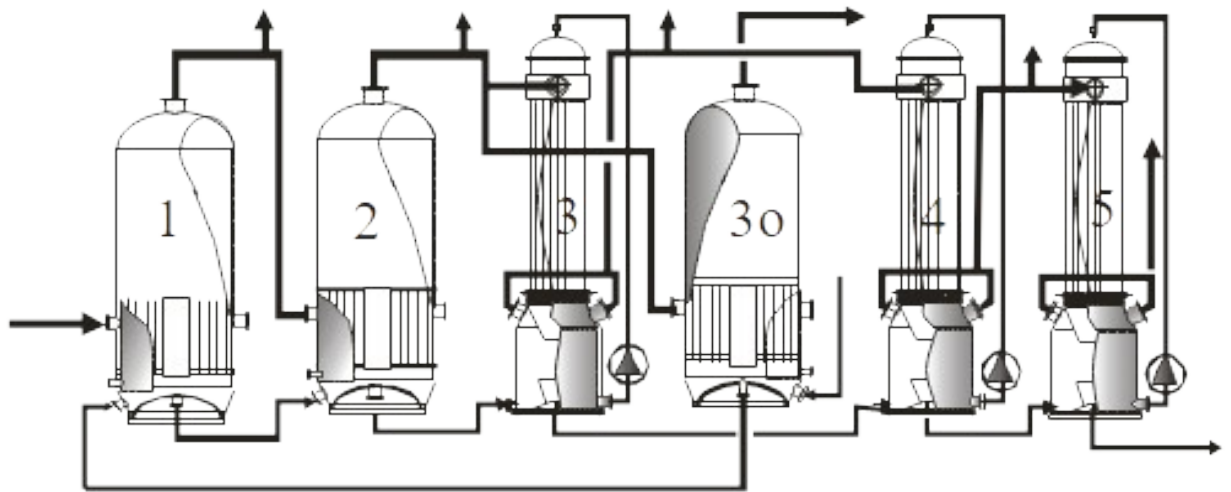


Рис. 3.3 Схема з трьома плівковими випарними апаратами

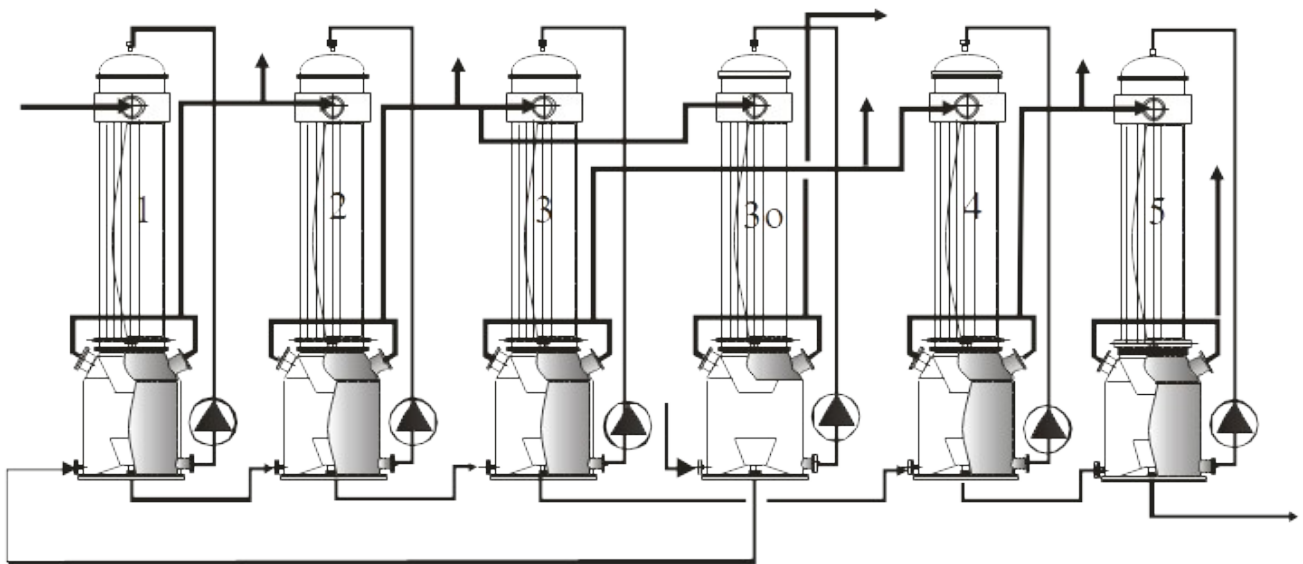


Рис.3.4. Випарна установка з плівковими випарними апаратами

4. Розрахунок енергетичної та економічної ефективності від заміни випарних апаратів Роберта на плівкові на випарній установці цукрового заводу

Порівняльний аналіз виконано для цукрового заводу потужністю 6000 тонн буряків за добу, обладнаного новітнім технологічним та теплотехнологічним обладнанням з глибоким використанням вторинних енергоресурсів. Технологічна та теплова схема обладнана: дифапаратами коритного типу, жомопресами глибокого віджиму (Vabbini), пресфільтрами для фільтрування осаду після сатурацій (Bosh), патронними фільтрами для фільтрування сиропу, вакуум-апаратами з механічними циркуляторами, центрифугами ВМА, системою автоматизованого управління, яка забезпечує високу ритмічність технологічних процесів. На екстракцію цукру в дифапаратах використовується лише жомопресова вода та конденсати; на гасіння вапна використовуються лише промії з фільтрів з додаванням очищеного соку (без конденсатів). Розбавлення соку від екстрактора до випарної установки не перевищує 0,4% по сухих речовинах. Дифузійний сік перед подаванням на попереднє вапнування нагрівається в підігрівачі утфільною парою. Теплота аміачних конденсатів перед сульфитацією використовується на нагрівання соку перед гарячим вапнуванням. Конденсати головних корпусів випарної установки охолоджуються в каскадних збірниках-випаровувачах.

Порівняльні розрахунки енергетичної та економічної ефективності від впровадження п'яти корпусної випарної установки (ВУ) з плівковими випарними апаратами виконано для двох варіантів: перший – ВУ обладнана випарними апаратами Роберта; другий – ВУ обладнана плівковими випарними апаратами в режимах 2, 3, 4, 5 корпусів ВУ.

Результати розрахунку продуктів виробництва на стадіях очищення

- дигестія буряків – 16,2%.
- відкачка соку із дифапаратів – 112% до маси буряків; сухі речовини дифузійного соку 15,6%;
- витрата нефільтрованого соку на попереднє вапнування – 30%;
- витрата суспензії 2 сатурації на попереднє вапнування – 10%;
- витрата соку перед попереднім вапнуванням – 158%;

- витрата соку перед першою фільтрацією – 126,4%;
- витрата соку перед 2 сатурацією – 120%;
- витрата соку перед випарною установкою – 115,4%, сухі речовини – 15,24%
- клеровка жовтого цукру – 11,3 % , сухі речовини – 65%;
- перша зелена патока – 11,6%, сухі речовини – 81%;
- біла патока – 6,6%, сухі речовини – 78%;
- друга зелена патока – 6,2%, сухі речовини – 82%.

Зважаючи на те, що час перебування розчину в випарних апаратах (ВА) Роберта для хвостових поверхонь випарної установки (ВУ) на порядок перевищує час перебування розчину в плівкових випарних апаратах, оскільки за наявності гідростатичної температурної депресії нижня частина труб в апаратах Роберта фактично є буферною зоною, порівняння варіантів здійснено за умови підтримування однакової якості вихідного сиропу, тобто за різної концентрації сиропу на виході із ВУ – для ВУ з апаратами Роберта – 65,0 %, для плівкової ВУ – 73%.

Плівкові випарні апарати, окрім меншого часу перебування сиропу в апараті, характеризуються відсутністю гідростатичної температурної депресії, що особливо важливо для хвостової частини ВУ, яка перебуває під розрідженням. Тому заміна випарних апаратів Роберта на плівкові дозволяє суттєво підняти температуру вторинної пари хвостової частини ВУ, відповідно, зменшити паровідбори на хвостову частину і збільшити кратність випаровування.

4.1. Результати розрахунку показників ефективності теплотехнологічної схеми, обладнаної випарною установкою з випарними апаратами Роберта

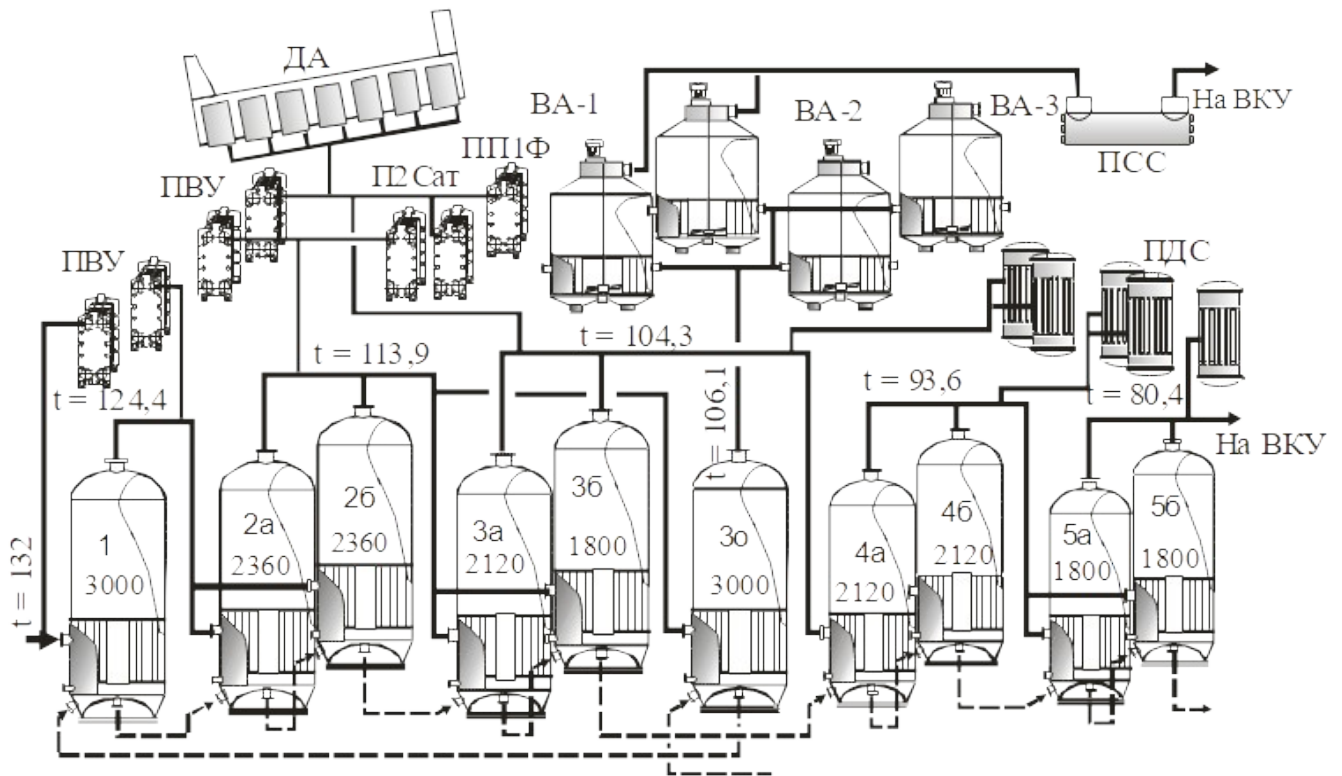


Рис. 4.1. Розрахункова теплова схема цукрового заводу з випарними апаратами Роберта (без системи збирання та розподілу конденсатів).

ПВУ – підігрівачі перед ВУ; ПДС – підігрівачі соку перед гарячим вапнуванням; ПП1Ф – підігрівач перед першою фільтрацією; П2Сат – підігрівачі соку перед другою сатурацією; ПСС – підігрівач дифузійного соку паром з вакуум апаратів; ВА-1, ВА-2, ВА-3 – вакуум апарати 1, 2, 3 кристалізації, відповідно; ДА – дифузійний апарат; ВКУ – вакуум-конденсаторна установка.

Витрата пари з корпусів ВУ на нагрівання продуктів виробництва у теплообмінних апаратах (відбори) розрахована за співвідношенням

$$E_i = \frac{x G_i C_i (t_k - t_n)}{r_i},$$

де G_i – витрата продукту (соку) на теплообмінник, який споживає вторинну пару $t^{\text{го}}$ корпусу ВУ; C_i – теплоємність продукту; r_i – теплота пароутворення, що

відповідає тиску насичення вторинної пари $t^{\text{го}}$ корпусу ВУ; x – коефіцієнт втрати теплоти в навколишнє середовище, 2%.

Результати розрахунку витрати пари на нагрівання продуктів виробництва на станціях нагрівання наведена в табл №4.1

Таблиця №4.1

Таблиця результатів розрахунку споживання пари з корпусів випарної установки

№	Найменування споживача пари	Позначення	Витрата продукту, %	Початк. т-ра соку °С	Кінцева т-ра соку °С	Різниця т-тур °С	Витрата пари, %	№ корп. з якого спожив. пара
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Підігрівач дифузійного соку на утфільній парі	ПСС-У	112,0	30	53	23	-	-
2	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 1 групи	ПДС-1 гр	158,14	60,12	70,28	10,16	0	Аміачні конденс
3	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 2 групи	ПДС-2 гр	158,14	70,28	73,88	3,6	0,932	5
4	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 3 групи	ПДС-3 гр	158,14	73,88	85,56	11,68	3,076	4
5	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 4 групи	ПДС-4 гр	158,14	85,56	92,02	6,46	1,719	3
6	Підігрівач соку перед 1 фільтрацією	ПП1Ф	126,4	85	91,76	6,76	1,44	3
7	Підігрівач соку перед 2 сатурацією	ПП2Сат	120	86	95,04	9,0	1,823	2
8	Підігрівач соку перед випарною установкою 1 групи	ПВУ-1 гр	115,4	89	101	12	2,301	3
9	Підігрівач соку перед випарною установкою 2 групи	ПВУ-2 гр	115,4	101	104,5	3,5	0,685	2
10	Підігрівач соку перед випарною установкою 3 групи	ПВУ-3 гр	101,64	104,5	117,3	13,2	2,278	1
11	Підігрівач соку перед випарною установкою 4 групи	ПВУ-4 гр	101,64	117,3	123	5,5	0,964	рет
12	Підігрівач жомопресової води	ПЖпр	55	60	72	12	1,226	3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Підігрівач сиропу з клеровкою	ПСК	38,2	77	90	13	0,752	3
14	Дифузійний апарат	Д _{диф}					2,224	2, 3
15	Вихід пари на конденсатор	Дк	0				0	5
16	Нагрівання барометричної води	ПКП	0				0	5
17	Калорифер сушарки цукру	Дкс					0,4	1
18	Паточні ящики	Дпя					0,4	1

Витрата пари на вакуум апарати 1 кристалізації

$$W_{\text{ва1}} = 1,08 \left[S_{\text{сир}} \left(1 - \frac{CP_{\text{сир}}}{CP_{\text{утф1}}} \right) + S_{\text{клер}} \left(1 - \frac{CP_{\text{клер}}}{CP_{\text{утф1}}} \right) + S_{\text{біл1}} \left(1 - \frac{CP_{\text{біл1}}}{CP_{\text{утф1}}} \right) \right] + w_{\text{ен1}} =$$

$$1,08 \left[26,91 \left(1 - \frac{65,05}{92,5} \right) + 11,3 \left(1 - \frac{65}{92,5} \right) + 6,6 \left(1 - \frac{78}{92,5} \right) \right] + 0,3 = 13,691 \%,$$

де $S_{\text{сир}}, S_{\text{клер}}, S_{\text{біл1}}$ – витрата сиропу, клеровки, білої патоки, відповідно;
 $CP_{\text{сир}}, CP_{\text{клер}}, CP_{\text{біл1}}, CP_{\text{утф1}}$ – концентрація сиропу, клеровки, білої патоки, утфілю 1 продукту, відповідно; $w_{\text{ен1}}$ – водні підкачки.

Витрата пари на вакуум апарати 2 кристалізації

$$W_{\text{ва2}} = 1,1 \left[S_{\text{зн1}} \left(1 - \frac{CP_{\text{зн1}}}{CP_{\text{утф2}}} \right) \right] + w_{\text{ен2}} = 1,1 \left[11,6 \left(1 - \frac{81}{93,5} \right) \right] + 0,4 = 2,106 \%,$$

де $S_{\text{зн1}}$ – витрата зеленої першої патоки; $CP_{\text{зн1}}, CP_{\text{утф2}}$ – концентрація зеленої патоки, утфілю 2 продукту, відповідно.

Витрата пари на вакуум апарати 3 кристалізації

$$W_{\text{ва3}} = 1,1 \left[S_{\text{зн2}} \left(1 - \frac{CP_{\text{зн2}}}{CP_{\text{утф3}}} \right) \right] + w_{\text{ен3}} = 1,1 \left[6,2 \left(1 - \frac{82}{94} \right) \right] + 0,4 = 1,27 \%,$$

де $S_{зел2}$ – витрата зеленої другої патоки; $CP_{зп2}, CP_{утф3}$ – концентрації зеленої патоки, утфілю 3 продукту, відповідно.

Табл.№ 4.2

Таблиця розподілення паровідборів по корпусам випарної установки (в % до м.б)

№	Найменування	Познач.	Корпуси випарної установки				
			1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 1 групи	ПДС-1 гр	Аміачні конденсати				
2	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 2 групи	ПДС-2 гр					0,932
3	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 3 групи	ПДС-3 гр				3,076	
4	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 4 групи	ПДС-4 гр			1,719		
5	Підігрівач соку перед 1 фільтрацією	ПП1Ф			1,44		
6	Підігрівач соку перед 2 сатурацією	ПП2-Сат		1,823			
7	Підігрівач перед випарною установкою 1 групи	ПВУ-1 гр			2,301		
8	Підігрівач соку перед випарною установкою 2 групи	ПВУ-2 гр		0,685			
9	Підігрівач соку перед випарною установкою 3 групи	ПВУ-3 гр	2,278				
10	Підігрівач соку перед випарною установкою 4 групи	ПВУ-4 гр	Ретурна пара				
11	Підігрівач жомпресової води	П-Жпр			1,226		
12	Підігрівач сиропу з клеровкою	П-СК			0,752		
13	Дифузійн.апарат	Д _{диф}		1,483	0,741		
14	Вихід пари на конденсатор	Дк					-
15	Нагрівання барометричної води	ПКП					-
16	Калорифер сушарки цукру	Дкс	0,4				
17	Паточні ящики	Дпя	0,4				
18	Вакуум-апарати 1 кристалізації	W _{ва1}			13,69		
19	Вакуум-апарати 2 кристалізації	W _{ва2}		2,106			
20	Вакуум-апарати 3 кристалізації	W _{ва3}		1,27			
21	Пара самовипаровування на конденсатних збірниках	e	0,586	1,136	1,303	1,129	

Табл.№ 4.3

Таблиця результатів розрахунку витрат сиропу, концентрацій та парових навантажень по корпусам випарної установки.

Розрахункові величини	Позн. Розм.	Корпуси випарної установки					
		1	2	3	4	5	3о
Витрата соку на ВА	$G_{вх}, \%$	101,45	69,376	39,8	30,84	28,9	115,14
Витрата соку з ВА	$G_{вих}$	69,376	39,8	30,84	28,9	26,97	101,52
Концентрація соку на вході у ВА	$CP_{вх}, \%$	17,297	25,293	44,093	56,902	62,903	15,24
Концентрація соку на виході із ВА	$CP_{вих}$	25,293	44,093	56,902	62,903	65,05	17,285
Випарена волога на ВА	$W, \%$	32,012	29,517	8,96	2,943	0,932	13,624

Розрахунок температурного режиму випарної установки з випарними апаратами Роберта виконуємо на парове навантаження $W \%$ (Табл.№Д4) за температури нагрівної пари на перший корпус $132 \text{ }^\circ\text{C}$. Інтенсивність тепловіддачі під час кипіння цукрового розчину в корпусах випарних апаратів Роберта розраховано за співвідношенням Н.Ю.Тобілевича

$$\frac{\alpha}{\lambda} \delta^* = 3,25 \cdot 10^{-4} \left(\frac{q \delta^*}{r \rho_2 a} \right)^{0,6} \left(\frac{P \delta^*}{\sigma} \right)^{0,7} \left(\frac{g \delta^{*3}}{v^2} \right)^{0,125} .$$

Табл.№ 4.4

Таблиця розрахункового температурного режиму випарної установки

Розрахункові величини	Позн. Розм.	Корпуси випарної установки (Роберт)					
		1	2	3	4	5	3о
Т-ра нагрівної пари	$t_{гр}, \text{ }^\circ\text{C}$	132	122,81	113,176	103,319	92,926	112,93
Т-ра вторинної пари	$t_{вт},$	123,41	113,876	104,319	93,626	80,434	106,14
Т-ра кипіння	$t_{кип},$	124,71	116,64	108,98	100,24	90,33	108,36
Наявна різниця т-тур	$\Delta t_{наывн},$	8,59	8,935	8,856	9,69	12,49	6,786
Корисна різниця т-тур	$\Delta t_{кор},$	7,3	6,17	4,2	3,08	2,6	4,57
Фізико-хімічна т-рна депресія	$\Delta_{фх},$	0,417	1,335	2,25	3,0	3,35	0,231

		1	2	3	4	5	6
Гфдростатична т-рна депресія	$\Delta_{гст},$	0,872	1,43	2,412	3,61	6,546	1,985
Загальна т-рна депресія	$\Delta_{заг},$	1,29	2,765	4,66	6,61	9,896	2,216
Тепловий потік	$q,$ кВт/м ²	16,29	9,645	3,56	1,1	0,415	7,07
Коефіцієнт тепловіддачі в трубах	$a_2,$ Вт/м ² К	4309	2459	1022	376	163,6	2366
Коефіцієнт теплопередачі	$K,$ Вт/м ² К	2231	1563	849	356	160	1546
Поверхня теплообміну	$F,$ м ²	3000	4720	3920	4240	3600	3000

Витрату газу на технологічні потреби та вироблення газу визначаємо з умови, що вся необхідна для технологічних потреб пара проходить через турбіну. Ентальпія гострої пари 3305 кДж/кг, температура конденсату, що повертається в ТЕЦ 105 С, к.к.д парогенератора 92%.

Табл.№ 4.5

Результуюча таблиця показників ефективності теплотехнологічної схеми обладнаної випарними апаратами Роберта

№	Найменування величин	Позн.	Розрахункове співвідношення	Чис.знач
1	Витрата пари на технологічні потреби	$D_{техн}$ %	$1,04 \cdot W_1 + D_{прон} + ПБУ_{рст} =$ $1,04 \cdot 32,074 + 0,4 + 0,964$	34,72
2	Витрата пари через турбіну	$D_{турб}$ %	$D_{техн}/1,07=34,72/1,07$	32,45
3	Питома витрата умовного палива на технологію та вироблення електроенергії	$b_{техн}$ % до м.б.	$D \frac{h_i - Ct_{конд}}{\eta_{пг}} = 32,45 \frac{3305 - 4,19 \cdot 105}{0,92 \cdot 29300}$	3,45
4	Питома витрата газу на технологію та вироблення електроенергії	$G_{газ}$ м ³ /тонну буряків	$G_{газ} = b_{техн} 10/K_{газ} = 3,45 \cdot 10/1,16$	29,729

4.2. Результати розрахунку показників ефективності теплотехнологічної схеми, обладнаної випарною установкою з плівковими випарними апаратами

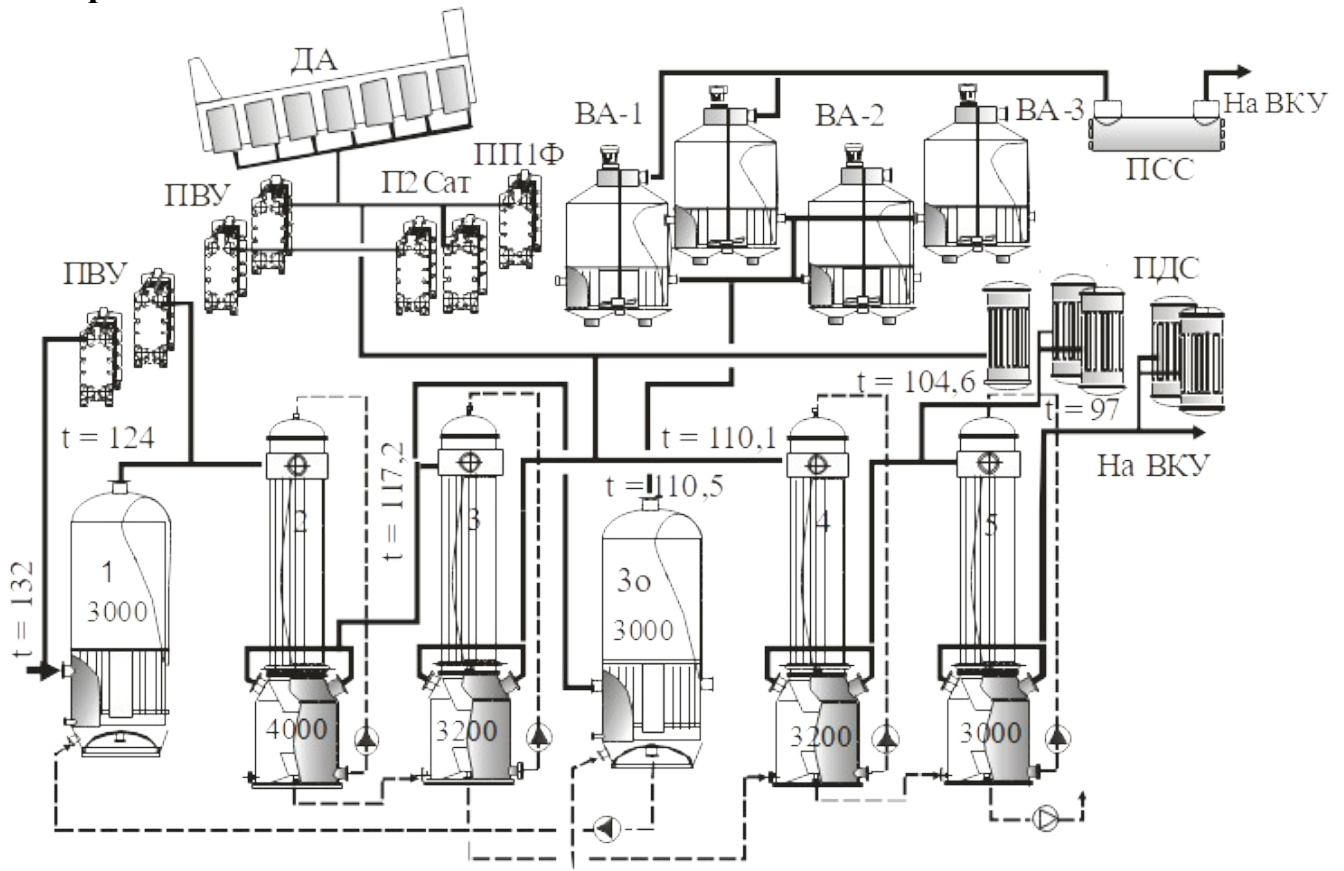


Рис. 4.2 Розрахункова тепла схема цукрового заводу з плівковими випарними апаратами в режимі 2,3,4,5 корпусів ВУ (без системи збирання та розподілу конденсатів)(позначення відповідають позначенням на рис. Д8)

Табл.№4.6

Таблиця результатів розрахунку температурного режиму підігрівачів та споживання пари з корпусів випарної установки

№	Найменування споживача пари	Позначення	Витрата продукту, %	Початк. т-ра соку °С	Кінцева т-ра соку °С	Різниця температур °С	Витрата пари, %	№ корп. з якого спожив. пара
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Підігрівач дифузійного соку на утфельній парі	ПСС-У	112,0	30	53	23	-	-
2	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 1 групи	ПДС-1 гр	158,14	60,12	73,72	13,6	0	Аміачні конденс
3	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 2 групи	ПДС-2 гр	158,14	73,72	87,92	14,21	3,764	5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
4	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 3 групи	ПДС-3 гр	158,14	87,92	92,03	4,107	1,089	4
5	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 4 групи	ПДС-4 гр		-	-	-	-	-
6	Підігрівач соку перед 1 фільтрацією	ПП1Ф	126,4	85	91,76	6,76	1,44	3
7	Підігрівач соку перед 2 сатурацією	ПП2Сат	120	86	95,04	9,0	1,823	2
8	Підігрівач соку перед випарною установкою 1 групи	ПВУ-1 гр	115,4	89	108	19	3,675	3
9	Підігрівач соку перед випарною установкою 2 групи	ПВУ-2 гр	115,4	108	108,5	0,5	0,1	2
10	Підігрівач соку перед випарною установкою 3 групи	ПВУ-3 гр	104,64	108,5	118,5	10,0	1,804	1
11	Підігрівач соку перед випарною установкою 4 групи	ПВУ-4 гр	104,64	118,5	122	3,5	0,632	рет
12	Підігрівач жомопресової води	ПЖпр	55	60	72	12	1,241	3
13	Підігрівач сиропу з клеровкою	ПСК	35,29	88	90	2	0,081	3
14	Дифузійн.апарат	Д _{дф}					2,145	3
15	Вихід пари на конденсатор	Дк	0				0	5
16	Нагрівання барометричної води	ПКП	0				0	5
17	Калорифер сушарки цукру	Дкс					0,4	1
18	Паточні ящики	Дпя					0,4	1

Витрата пари на вакуум апарати 1 кристалізації

$$W_{val} = 1,08 \left[S_{cip} \left(1 - \frac{CP_{cip}}{CP_{ymф1}} \right) + S_{клер} \left(1 - \frac{CP_{клер}}{CP_{ymф1}} \right) + S_{буил1} \left(1 - \frac{CP_{буил1}}{CP_{ymф1}} \right) \right] + w_{en1} =$$

$$1,08 \left[24,0 \left(1 - \frac{73,15}{92,5} \right) + 11,3 \left(1 - \frac{65}{92,5} \right) + 6,6 \left(1 - \frac{78}{92,5} \right) \right] + 0,2 = 10,365 \%$$

Витрата пари на вакуум апарати 2 кристалізації

$$W_{va2} = 1,1 \left[S_{zn1} \left(1 - \frac{CP_{zn1}}{CP_{ym\phi2}} \right) \right] + w_{en2} = 1,1 \left[11,6 \left(1 - \frac{81}{93,5} \right) \right] + 0,3 = 2,006 \% .$$

Витрата пари на вакуум апарати 3 кристалізації

$$W_{va3} = 1,1 \left[S_{zn3} \left(1 - \frac{CP_{zn2}}{CP_{ym\phi3}} \right) \right] + w_{en3} = 1,1 \left[6,2 \left(1 - \frac{82}{94} \right) \right] + 0,3 = 1,176 \% .$$

Табл.№ 4.7

Таблиця розподілення паровідборів по корпусам випарної установки
(витрати пари в % до маси буряків)

№	Найменування	Познач.	Корпуси випарної установки				
			1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 1 групи	ПДС-1 гр	Аміачні конденсати				
2	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 2 групи	ПДС-2 гр					3,764
3	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 3 групи	ПДС-3 гр				1,089	
4	Підігрівач соку перед гарячим вапнуванням 4 групи	ПДС-4 гр			-		
5	Підігрівач соку перед 1 фільтрацією	ПП1Ф			1,44		
6	Підігрівач соку перед 2 сатурацією	ПП2-Сат		1,823			
7	Підігрівач соку перед випарною установкою 1 групи	ПВУ-1 гр			3,675		
8	Підігрівач соку перед випарною установкою 2 групи	ПВУ-2 гр		0,1			
9	Підігрівач соку перед випарною установкою 3 групи	ПВУ-3 гр	1,804				
10	Підігрівач перед випарною установкою 4 групи	ПВУ-4 гр	Ретурна пара				
11	Підігрівач жомпресової води	П-Жпр			1,241		
12	Підігрівач сиропу з клеровкою	П-СК			0,081		
13	Дифузійн.апарат	Дліф			2,145		

1	2	3	4	5	6	7	8
14	Вихід пари на конденсатор	Дк					-
15	Нагрівання барометричної води	ПКП					-
16	Калорифер сушарки цукру	Дкс	0,4				
17	Паточні ящики	Дпя	0,4				
18	Вакуум-апарати 1 кристалізації	$W_{ва1}$			10,36		
19	Вакуум-апарати 2 кристалізації	$W_{ва2}$		2,006			
20	Вакуум-апарати 3 кристалізації	$W_{ва3}$		1,176			
21	Пара самовипаровування на конденсатних збірниках	е	0,429	0,616	0,704	0,706	

Табл.№ 4.8

Витрата, концентрація сиропу та парове навантаження по корпусам випарної установки

Розрахункові величини	Позн. Розм.	Корпуси випарної установки					
		1	2	3	4	5	3о
Витрата соку на ВА	$G_{вх}, \%$	104,79	75,763	48,91	31,883	27,735	115,14
Витрата соку з ВА	$G_{вих}$	75,763	48,91	31,883	27,735	23,973	104,79
Концентрація соку на вході у ВА	$CP_{вх}, \%$	16,745	23,161	35,878	55,036	63,265	15,24
Концентрація соку на виході із ВА	$CP_{вих}$	23,161	35,878	55,036	63,265	73,2	16,745
Випарена волога на ВА	$W, \%$	29,03	26,854	17,025	4,147	3,764	10,347

Табл. № 4.9

Температурний режим випарної установки з плівковими випарними апаратами

Розрахункові величини	Позн. Розм.	Корпуси випарної установки (плівкові ВА)					
		1, Pоб	2	3	4	5	3о, Pоб
Т-ра нагрівної пари	$t_{гр}, ^\circ C$	132	123,42	116,5	109,1	103,8	116,2
Т-ра вторинної пари	$t_{вт},$	124,02	117,2	110,1	104,6	97	110,5
Т-ра кипіння	$t_{кип},$	125,27	117,68	111,427	107,364	101,641	112,5
Наявна різниця т-тур	$\Delta t_{наявн},$	8,0	7,98	6,4	4,5	7,981	5,694
Корисна різниця т-тур	$\Delta t_{кор},$	6,73	5,739	5,073	1,736	2,159	3,702
Фізико-хімічна т-рна депресія	$\Delta_{фх},$	0,384	0,642	1,679	2,93	4,937	0,225

		1	2	3	4	5	30,роб
Т-рна (поправка)	Ddt	-	0,161	0,352	0,165	0,295	-
Тепловий потік	q, кВт/м ²	14,744	10,766	8,664	2,72	2,369	5,34
Коефіцієнт тепловіддачі в трубах	a ₂ , Вт/м ² К	4100	3639	2718	1984	1333	1443
Коефіцієнт теплопередачі	K, Вт/м ² К	2191	1876	1708	1567	1098	1749
323м ² /м	F, м ²	3000	4000	3200	3200	3000	3000

Табл. № 4.10

Результуюча таблиця показників ефективності теплотехнологічної схеми з плівковими випарними апаратами

№	Найменування величин	Позн	Розрахункове співвідношення	Чис.знач
1	Витрата пари на технологічні потреби	D _{техн} %	$1,04 \cdot W_1 + D_{прон} + ПВУ_{рем} = 1,04 \cdot 29,03 + 0,4 + 0,632$	31,22
2	Витрата пари через турбіну	D _{турб} %	$D_{техн}/1,07=31,22/1,07$	29,18
3	Питома витрата умовного палива на технологію та вироблення електроенергії	b _{техн} % до м.б.	$D \frac{h_i - Ct_{конд}}{\eta_{не} 29300} = 29,18 \frac{3305 - 4,19 \cdot 105}{0,92 \cdot 29300}$	3,101
4	Питома витрата газу на технологію та вироблення електроенергії	G _{газ} м ³ /тонну буряків	$G_{газ} = b_{техн} 10/K_{газ} = 3,101 10/1,16$	26,73

4.3 Енергетична ефективність від заміни випарних апаратів Роберта на плівкові випарні апарати

Інтенсивність тепловіддачі до киплячих сиропів в плівкових випарних апаратах перевищує коефіцієнт тепловіддачі під час кипіння сиропів в апаратах Роберта: для 5 корпусу ВУ – у 8 разів, для 4 корпусу – у 5,3 рази; для 3 корпусу - у 1,9 рази; для 2 корпусу – у 1,48 рази, рис. Д10 а.

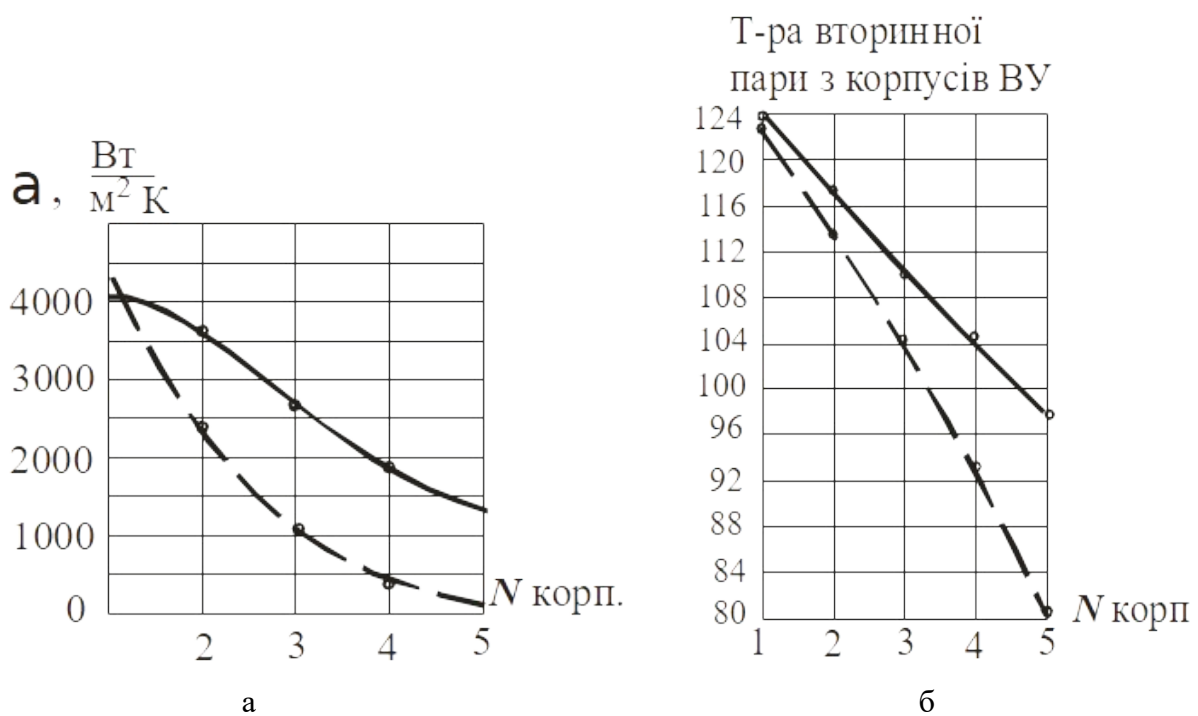


Рис. 4.3. Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі (а) та температури вторинної пари (б) по корпусам випарної установки цукрового заводу з випарними апаратами Роберта (штрихова лінія) та з плівковими випарними апаратами, (суцільна лінія).

В результаті застосування плівкових випарних апаратів замість випарних апаратів Роберта в режимах 2, 3, 4, 5 ступенів випаровування, внаслідок інтенсифікації теплообміну, рис.Д10, та відсутності гідростатичної температурної депресії, підвищилася температура вторинної пари хвостових корпусів ВУ, рис. Д10б.

Табл. № 4.11

Таблиця температури вторинної пари по корпусам випарних установок та гідростатичної температурної депресії на випарних апаратах Роберта.

Найменування	Корпуси випарної установки					
	1	2	3	4	5	3о
Т-ра вторинної пари з корпусів ВУ з апаратами Роберта	123,41	113,87	104,3	93,63	80,4	106,1
Т-ра вторинної пари з корпусів ВУ з плівковими випарними апаратами	124,02	117,2	110,1	104,6	97	110,5
Гідростатична температурна депресія на апаратах Роберта	0,872	1,43	2,412	3,61	6,55	1,985

В результаті збільшення температури вторинної пари хвостової частини ВУ має місце перерозподіл паровідборів, а саме:

- нагрівання соку перед гарячим вапнуванням здійснюється переважно вторинною парою 5 корпусу ВУ, а не парою 4 та 3 корпусів ВУ;
- зникла необхідність в нагріванні сиропу з ВУ та клеровки;
- підвищена густина сиропу на вакуум апаратах з механічною циркуляцією зменшує час уварювання утфілю і споживання пари з ВУ.

Таким чином, в результаті заміни випарних апаратів Роберта на плівкові в режимах 2, 3, 4, 5 ступенів випаровування зменшено питоме споживання газу на технологічний процес отримання цукру на 3 м³ на тону буряків (з 29,729 до 26,73 м³/тону); при цьому, питома поверхня корпусів випарної установки зменшилася з 374 до 324 м²/100 кг буряків.

4.4 Економічна ефективність від заміни випарних апаратів Роберта на плівкові випарні апарати

Цукрові заводи потужністю перероблення $A = 6000$ тонн/добу за сезон сокодобування переробляють до $B = 600$ тис. тонн буряків (сезон виробництва 3,3 місяці). Відповідно, в результаті зменшення питомого споживання газу на $DG = 3$ м³/тону буряків, споживання природного газу G на технологічний процес за сезон виробництва зменшиться на

$$G = DG B = 3 \cdot 600 = 1800 \text{ тис. м}^3 .$$

Витрата коштів на придбання газу за сезон виробництва цукру складає 900 тис. доларів , або 23,4 *мл.грн* (при вартості долара 26 *грн/долар* та ціни на газ 500 $\$/1000\text{м}^3$).

Додаткова сумарна потужність споживання електроенергії насосами подавання сиропу на верхню частину плівкових випарних апаратів не перевищує $N = 300$ кВт. За власного вироблення електроенергії на протитисковій турбіні з параметрами гострої пари (температура перегрітої пари $t = 435$ °C, тиск перед

турбіною $P = 35 \text{ бар}$) та вартістю газу $500 \text{ \$/1000м}^3$, собівартість власної електроенергії не перевищує $C_{el} = 1,8 \text{ грн/кВт год}$. Тоді перевитрата коштів на вироблення електроенергії DE , яка витрачається на роботу циркуляційних насосів за сезон виробництва, складає

$$DE = N \cdot 24 \cdot 30 \cdot 3,3 \cdot C_{el} = 300 \cdot 24 \cdot 30 \cdot 3,3 \cdot 1,8 = 1,28 \text{ млн.грн.}$$

Відповідно, зменшення затрат на енергоносії (природній газ): $23,4 - 1,28 = 22,12 \text{ млн. грн./сезон}$.

Вартість плівкового випарного апарата поверхнею 3000 м^2 з трубами із нержавіючої сталі становить 10 млн.грн ; $4000 \text{ м}^2 - 13 \text{ млн.грн}$. Сумарні затрати на придбання 4 плівкових випарних апаратів – 45 млн.грн. , монтажні роботи (10%) – $4,5 \text{ млн.грн}$. В разі кредитування під 30% річних сумарні затрати на реконструкцію випарної установки не перевищують 65 млн.грн . а термін окупності затрат ($65/22,12 = 2,94$) – 3 сезони виробництва.

В разі продажу демонтованих випарних апаратів Роберта на ринку бувшого у використанні обладнання, сума затрат на придбання плівкових випарних апаратів зменшиться щонайменше на третину і складатиме 30 млн.грн , а сумарні затрати на реконструкцію – 45 млн.грн . Відповідно, термін окупності – 2 сезони виробництва.

Висновки

1. Інтенсивність тепловіддачі в стікаючих по вертикальній поверхні плівці під час випаровування суттєво вище ніж при кипінні в трубах в режимі природної циркуляції розчинів особливо густих, які утворюються на випарних апаратах хвостової частини випарної установки.
2. Крім переваг, пов'язаних з інтенсифікацією тепловіддачі при концентруванні густих розчинів, в плівкових випарних апаратах відсутня гідростатична температурна депресія, яка стрімко збільшується зі зростанням розрідження.
3. Заміна випарних апаратів Роберта на плівкові на хвостовій частині випарної установки дає можливість підвищити температуру вторинної пари випарних апаратів 4 та 5 ступенів випаровування (до 15 °С на 5 корпусі) без зростання тиску пари на 1 корпус ВУ, що спричиняє зростання кратності випаровування внаслідок зміщення паровідборів на хвостову частину ВУ.
4. Зміщення паровідборів на хвостову частину ВУ дозволяє впроваджувати теплові схеми з глибоким використання вторинних енергоресурсів, що підвищує енергоефективність системи теплоспоживання цукрового заводу.
5. В результаті заміни випарних апаратів Роберта на плівкові на заводі потужністю перероблення 6000 тонн буряків за добу питома витрата газу на вироблення цукру зменшилася від 29,7 до 26,7 м³/тонну буряків за добу.
6. Затрати на придбання 4 плівкових випарних апаратів - 45 мільйонів, загальні затрати – на рівні 65 млн. При вартості газу 500 \$/1000 м³ зменшення затрат на енергоносії включаючи електроенергію – 22 млн. Термін окупності проекту (65/22 = 2,95) 3 роки.

Література

1. . Ганчев Б.Г. Охлаждение элементов ядерных реакторов стекающими пленками / Б.Г.Ганчев. – М.: Энергоатомиздат. – 1987. – 192 с.
2. Ардашев В.О. Исследование теплообмена при выпаривании гравитационно-стекающей пленки жидкости в вертикальных трубах : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.14.04 “Промышленная теплоэнергетика” / В.О.Ардашев. – К., 1983. – 26 с.
3. Petrenko Valentyn. Heat transfer modeling in down-flowing films / Valentyn Petrenko, Yaroslav Zasyadko. – Saarbrucken, Deutschland / Germany : LAP LAMBERT Academic Publising. – ISBN:978-3-330-002.34-0. – 2016. – 49 p.
4. Petrenko Valentyn. Heat transfer to down flowing films with Evaporation from the interface. / Valentyn Petrenko, Mykola Pryadko, Yaroslav Zasyadko, Oleksandr Rjabchuk // International Journal of Science Invention, (IJESI). – 2016. –Vol. 5. – Issue 6. – p. 36 – 43.
- 5.Филоненко В.Н. Теплогидравлические основы эксплуатации выпарных аппаратов с гравитационно стекающей пленкой / В.Н.Филоненко, Д.Н.Цыганков, А.А. Швецов // Сахар. –2014. – № 4. – С. 2 – 8.
- 6.Василенко С.М. Теплообмін в парорідинних течіях теплообмінних апаратів харчових виробництв : дис. ... доктора техн. наук. : 05.18.12 “Процеси та обладнання харчових, мікробіологічних і фармацевтичних виробництв / С.М.Василенко. – К., 2003. – 326 с.