

# Теплообмінні апарати з профільованими кільцевими каналами - альтернатива пластинчастим в цукровій промисловості

**В.П. Петренко**, кандидат технічних наук, кафедра теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій.

**М.О. Прядко**, доктор технічних наук, кафедра теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій.

**В.І. Бурлака**, старший викладач, кафедра теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій.

**В.Ф. Мокляк**, кандидат технічних наук, кафедра теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій.

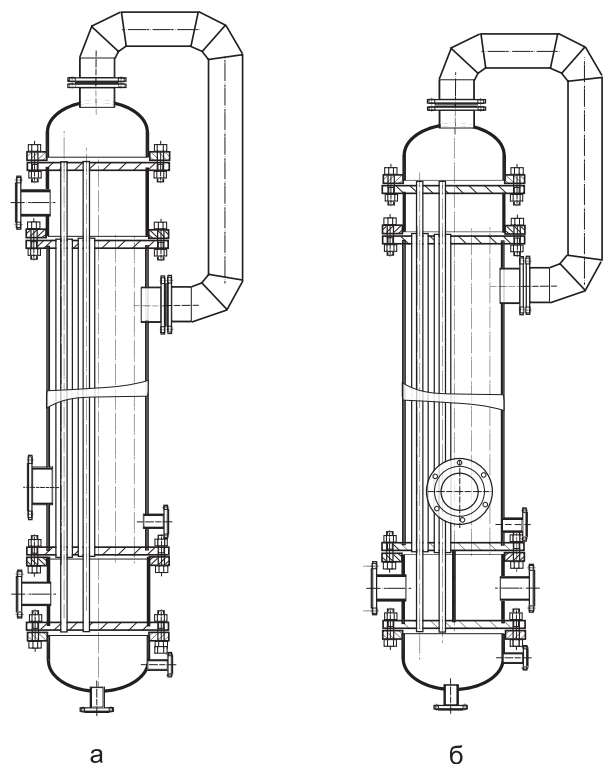
*Розглянуто варіанти теплової ефективності парорідинних теплообмінних апаратів з кільцевими каналами зі штучними інтенсифікаторами теплообміну. Наведені конструктивні схеми теплообмінних апаратів вертикальної та горизонтальної компоновки. Надано результати теплового розрахунку теплообмінників з кільцевими каналами за умов застосування різних типів інтенсифікаторів теплообміну.*

*Рассмотрены варианты тепловой эффективности парожидкостных теплообменных аппаратов с кольцевыми каналами с искусственными интенсификаторами теплообмена. Представлены конструктивные схемы теплообменных аппаратов вертикальной и горизонтальной компоновки. Наведены результаты теплового расчета теплообменников с кольцевыми каналами из условий применения различных типов интенсификаторов теплообмена.*

*Variants of thermal efficiency steam-liquid heat exchangers with ring channels with artificial intensification heat exchange are considered. Constructive schemes calculation heat exchanger devices of vertical and horizontal configuration are presented. Results of thermal with ring channels from conditions of application of various types intensification heat exchange are induced.*

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

Але при всіх перевагах пластинчасті ТО мають певні недоліки. По-перше, це розвинута система гумових ущільнень між пластинами, що потребує делікатного поводження з ними при міжсезонному очищенні поверхні. По-друге, велика кількість паралельно існуючих каналів спричиняє нерівномірність витрати потоку по поверхні теплообміну, оскільки навіть незначне забруднення частини каналів суттєво збільшує їх гідравлічний опір.



**Рис. 1.** Теплообмінні апарати з кільцевими каналами вертикальної компоновки. а – одноходові; б – двоходові.

Якщо частина каналів забруднена, а робоча швидкість рідини 0,3-0,6 м/с недостатня для самоочищення теплообмінної поверхні, забруднені канали взагалі вимикаються з роботи з причини завищеного гідравлічного опору.

Альтернативою пластинчастим можуть слугувати секційні ТО з кільцевими каналами, поверхня теплообміну яких утворена коаксіально розташованими тонкостінними трубами різного діаметра зі штучними турбулізаторами. Теплообмінні секції можуть бути одно-, (рис. 1а) або двоходовими, (рис. 1б) з вертикальною, (рис. 1) або горизонтальною (рис. 2) компоновкою.

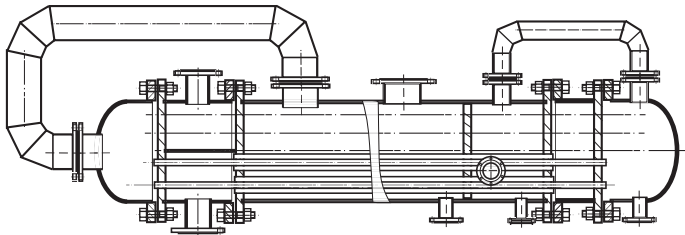


Рис. 2. Горизонтальний ТО з кільцевими каналами з камерою доконденсації.

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

Горизонтальні ТО компонуються з невеликим нахилом по напрямку руху пари у внутрішніх трубах для запобігання заливання конденсатом. Крім того, для покращення вентиляції внутрішніх труб теплообмінник виготовляють з камерою доконденсації, з якої здійснюється відведення газів, рис. 2. Для запобігання провисання довжина труб не повинна перевищувати 3,5 м для горизонтальних ТО. Вертикальні ТО можуть комплектуватися і довгими трубами з довжиною до 7м, але з умови зручності експлуатації доцільно застосовувати труби з довжиною не більше 4-5 м.

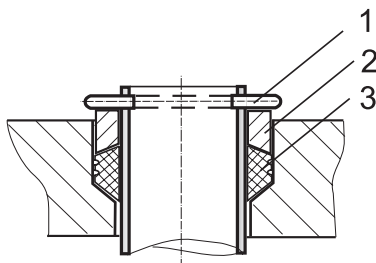


Рис. 3. Кріплення внутрішньої труби на трубній дощці.

1 – напівкругла металева скоба; 2 – металеве кільце; 3 – гумове ущільнення.

Зовнішні труби кільцевого каналу вальцюють, або приварюють до внутрішніх трубних дощок. Внутрішні труби закріплюються на зовнішніх трубних дощках за допомогою індивідуальних сальникових ущільнень, (рис. 3) і можуть зніматися при проведенні ремонтних робіт. Утримання

гумового сальника у стисненому стані здійснюється за допомогою металевого кільця та напівкруглої скоби (рис. 3).

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

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

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

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

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

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

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

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1 + 0,64 \left[ 1 - \exp\left(-35,8 \frac{h}{d_e}\right) \right] \left( 1 - 0,274 \frac{t_H}{d_e} \right), (1)$$

де  $h$  - глибина накатки;  $t_H$  - крок накатки;

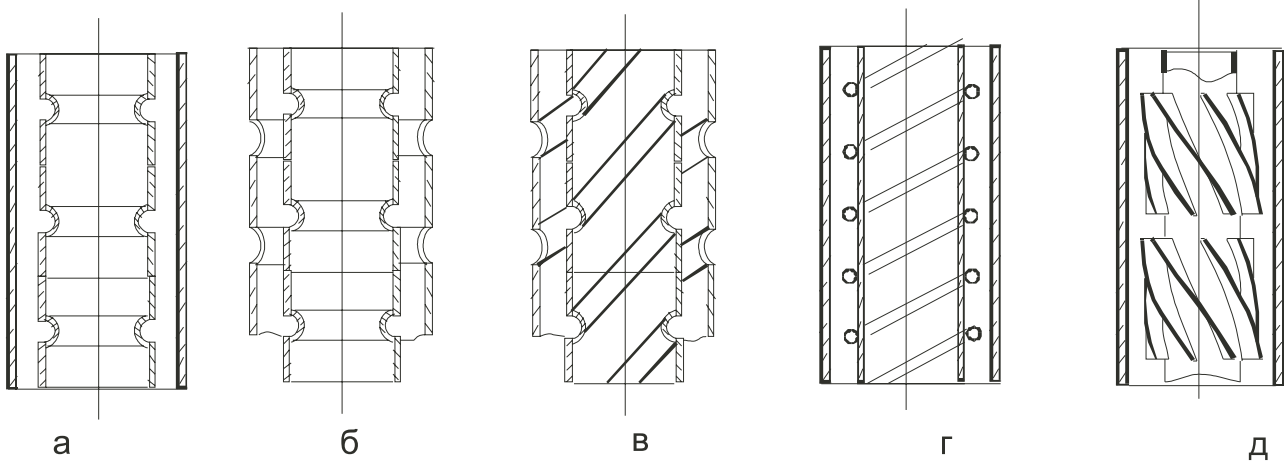


Рис. 4. Кільцевий канал з інтенсифікаторами теплообміну:

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

$d_{ек}$  - еквівалентний діаметр кільцевого каналу.  $Nu_o$  - число Нуссельта для кільцевого каналу з гладких труб.

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

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

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

$\alpha_{гн} = 0,9253 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu q L}} Re_{к}^{0,057}$  - коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари на вертикальних гладких трубах;  $\lambda, \rho, \mu, r, g$  - теплопровідність, густина, в'язкість конденсату, теплота конденсації та прискорення вільного падіння, відповідно;  $q, L$  - тепловий потік та довжина труб;  $Re_{к} = \frac{qL}{\mu r}$  - число Рейнольдса конденсації.

Для труби діаметром 45 мм з гвинтовою накаткою глибиною 1 мм та кроком між витками накатки 10 мм коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари, розрахований за співвідношенням (2), перевищує аналогічний показник для гладкої труби у 1,58 рази.

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

відношенням:

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

де  $\alpha_{гн} = 0,6553 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu q D}} N^{\frac{1}{6}}$  - коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари на пучку горизонтальних гладких труб;  $N$  - середнє число труб у вертикальному ряду;  $R$  - радіус закруглення елемента накатки.

Згідно (3) для труби діаметром 45 мм з накаткою глибиною 1 мм та кроком між витками накатки 10 мм коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари, перевищує аналогічний показник для гладкої труби у 2,48 рази.

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

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

Для коректного порівняння теплообмінних апаратів з кільцевими каналами різних типів з пластинчастими зберігаємо як параметр степінь недогрівання до температури пари на рівні 2 °С. Коефіцієнт теплопередачі для кільцевого каналу розраховуємо як середньозважений, тобто  $K = \frac{K_{вн}d + K_{зов}D}{d + D}$ .

## ТЕХНІКА & ТЕХНОЛОГІЇ

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

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

*Для порівняння розглянуто варіанти:*

1. Вертикальна компоновка з гладкими трубами діаметром 45x2 та 32x1мм.
2. Вертикальна компоновка з гладкими трубами діаметром 32x1 та 19x1мм.
3. Вертикальна компоновка з трубами діаметром 32x1 та 19x1мм та накаткою на внутрішній трубі глибиною 1 мм та кроком накатки 10 мм.
4. Вертикальна компоновка з трубами діаметром 32x1 та 19x1мм та гвинтовою накаткою на внутрішній та зовнішній трубах глибиною 1 мм та кроком накатки 10 мм.
5. Горизонтальна компоновка з трубами діаметром 32x1 та 19x1 мм та поперечною накаткою на внутрішній та зовнішній трубах глибиною 1 мм та кроком накатки 10 мм.

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

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

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

Коефіцієнт гідравлічного тертя для каналів з поперечною накаткою в 4-8 разів перевищує аналогічний показник для гідравлічногладких труб в залежності від режиму руху. Але враховуючи, що теплообмінник має лише два ходи з довжиною труб 4–5 м і один поворот на 180о, а швидкість руху в каналі 1,3–1,7 м/с гідравлічний опір для теплообмінника з шириною каналу 5,5 мм становитиме відповідно 1,2-2 бар. Якщо ширина каналу збільшена до 7 мм, (варіант №8) аналогічний показник з опору буде відповідно 0,95–1,62 бар. за тих самих швидкостей.

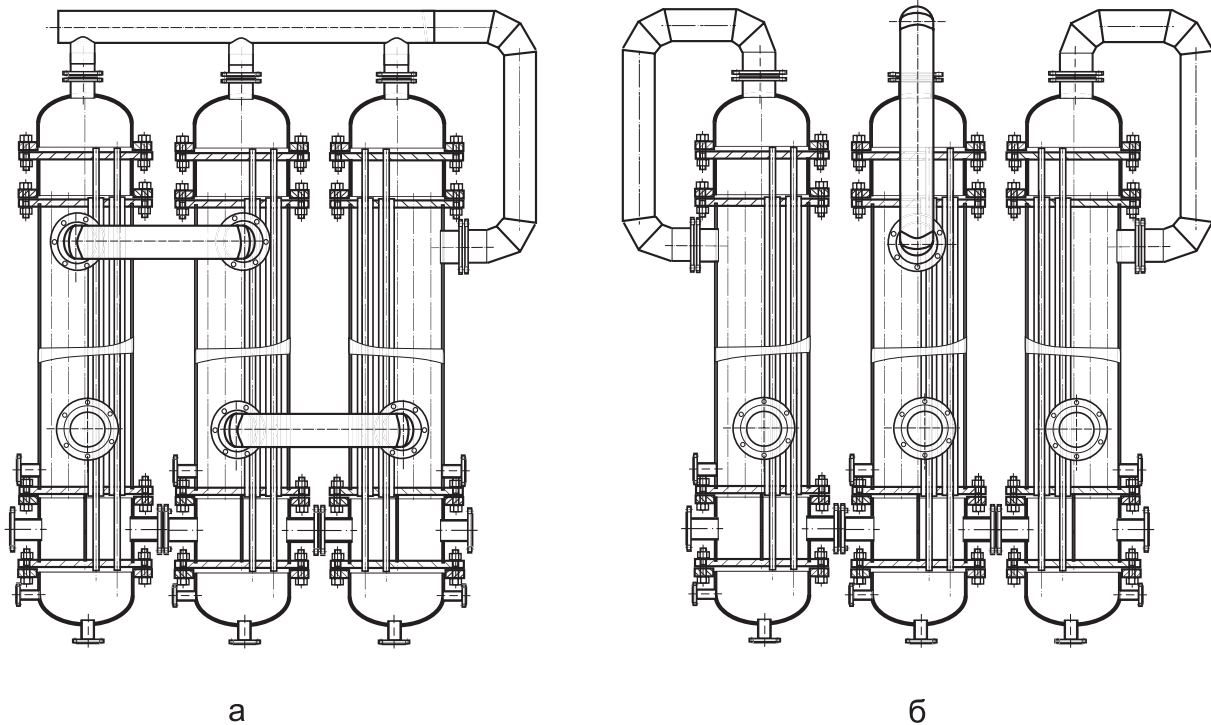
В пластинчастих теплообмінниках внаслідок складної системи поворотів та турбулізаторів швидкість руху вибирається в діапазоні 0,4–0,6 м/с, якої замало для самоочищення поверхні теплообміну за рахунок динамічної дії потоку. В теплообмінних апаратах з кільцевими каналами зі штучними турбулізаторами швидкість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

Крім того, при швидкості руху, наприклад, 1,5 м/с в кільцевому каналі шириною 7 мм з поперечними канавками коефіцієнт тепловіддачі до соку становить рівним 13–15 кВт/м²К, що співрозмірно

**Таблиця результатів теплового розрахунку теплообмінних апаратів з кільцевими каналами**

	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Варіанти розрахунку							
				1	2	3	4	5	6	7	8
1	Число труб в секції (в одному ході)	$n_z$	шт.	100	130	130	130	130	100	75	60
2	Швидкість соку в кільцевому каналі	$\omega$	м/с	1,59	1,49	1,49	1,49	1,49	1,59	1,525	1,59
3	Ширина кільцевої щілини	$\delta$	мм	4,5	5,5	5,5	5,5	5,5	4,5	6,0	7,0
4	Діаметр корпусу	$D_{\text{корп}}$	м	1,0	0,85	0,85	0,85	0,85	1,0	1,0	0,85
5	Коефіцієнт теплопередачі на чисту поверхню	K	Вт/м²К	2850	3076	3494	4282	5268	4302	4298	5335
6	Довжина зовнішньої труби	L	м	4,7	5,0	4,4	3,52	2,8	3,0	4,0	3,9
7	Поверхня теплообміну	F	м²	230	211	187	152	124	152	154	123





**Рис. 5.** Приклад послідовного з'єднання теплообмінних секцій вертикальної компоновки. а - з посиленою вентиляцією зовнішнього міжтрубного парового простору; б - з індивідуальною вентиляцією зовнішнього міжтрубного парового простору.

з коефіцієнтами тепловіддачі при конденсації на горизонтальних трубах. За даних умов термічний опір стінки труби з нержавіючої сталі товщиною 2 мм в 2 рази перевищує термічні опори тепловіддачі як з одного так і з іншого боку, і стає визначальним. Тому виникає необхідність до переходу на тонкостінні труби з товщиною стінки не більше 1 мм, або застосування металів з більшою теплопровідністю.

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

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

За умови вертикальної компоновки, враховуючи суттєво менший ніж для горизонтальної компоновки коефіцієнт теплопередачі, збільшення поверхні може бути здійснено за рахунок послідовного встановлення короткотрубних секцій, **рис. 5**, що полегшує умови проведення ремонтних робіт.

#### Висновки:

1. Горизонтальні паро-рідинні теплообмінні апарати з кільцевими каналами, утвореними тон-

костінними трубами зі штучними простими турбулізаторами у вигляді накаток, мають показники теплової ефективності до 1,5 рази більші, ніж пластинчасті.

2. Гідрравлічний опір кільцевого каналу суттєво залежить від ширини щілини між трубами і, крім того, зростає з поглибленням циліндричних канавок, тому, враховуючи можливість незначного відкладання накипу, доцільно застосовувати канали з шириною 6–8 мм.

3. Швидкість руху рідини в кільцевому каналі з накатними турбулізаторами не повинна перевищувати 1,7–1,8 м/с з умови запобігання надмірного зростання гідрравлічного опору, але не менше 1,3 м/с з умови забезпечення самоочищення поверхні.

4. Для горизонтальних кільцевих каналів зі штучними інтенсифікаторами теплообміну термічний опір металевої стінки з низькою теплопровідністю (нержавіюча сталь) стає співрозмірним з термічними опорами тепловіддачі, а при товщині більше 1 мм, їх переважає. Тому товщина стінки профільованих труб з нержавіючої сталі не повинна перевищувати 1 мм.

5. Для вертикальних каналів термічний опір тепловіддачі від пари в 2-3 рази перевищує аналогічний показник для горизонтальних труб, тому можуть застосовуватися труби і з товщиною стінки до 1,5 мм.