

МІНІСТЕРСТВО ВИЩОЇ І СЕРЕДНЬОЇ
СПЕЦІАЛЬНОЇ ОСВІТИ УРСР

ХАРЧОВА ПРОМИСЛОВІСТЬ

(Республіканський міжвідомчий
науково-технічний збірник)

11

Видавництво «Техніка» Київ—1970

КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ І ОПТИМАЛЬНА РОБОТА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО КОНДЕНСАТОРА БРАЖНОЇ КОЛОНИ

У брагоректифікаційних апаратах непрямой дії, які переважно застосовуються тепер у спиртовій промисловості, конденсація спиртоводяної пари, що виходить з бражної колони, здійснюється спочатку в бражному підігрівнику, а потім у горизонтальному конденсаторі, що охолоджується водою. Частина спиртоводяної пари, що залишилася несконденсованою в горизонтальному конденсаторі, надходить у вертикальний конденсатор, де остаточно конденсується.

Нижче наводяться результати дослідження горизонтального конденсатора бражної колони, що охолоджується водою. Дослідження провадили на брагоректифікаційному апараті Андрушівського спиртового комбінату.

Схему досліджуваного конденсатора і рух теплообмінних середовищ показано на рис. 1. Температури робочих середовищ заміряли термометрами, встановленими у гільзах, приварених на трубопроводах. Витрату води визначали за допомогою нормальної гострої діафрагми, встановленої на трубопроводі перед конденсатором, і ртутного диференціального манометра. Вода в досліджуваний горизонтальний конденсатор надходила з вертикального конденсатора.

Поверхня теплообміну досліджуваного конденсатора — 30 м², кількість ходів — 6, кількість трубок в одному ході — 18, довжина трубок — 3000 мм, діаметр трубок — 28/32 мм, матеріал — мідь.

Досліди провадили через 10 днів після промивки конденсатора розчином соляної кислоти. Під час досліджень замірювання провадили через кожну годину.

Вміст спирту в бражному дистиляті, що виходить з конденсатора, в середньому становив 66 ваг. %, що відповідає температурі пари, яка конденсується, 80,5° С. Дослідний коефіцієнт теплопередачі K_d визначали за формулою

$$K_d = \frac{Q}{F \Delta t} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (1)$$

де Q — теплове навантаження конденсатора, вт; F — поверхня теплообміну, м²; Δt — середньологарифмічна різниця температур між спиртоводяною парою, що конденсується, і охолодною водою, град.

Теплове навантаження Q визначали з рівняння

$$Q = Wc(t_2 - t_1) \text{ вт}, \quad (2)$$

де W — витрата води, кг/сек; c — теплоємність води, дж/кг · град; t_2 — температура води на виході з конденсатора, °С; t_1 — температура води на вході в конденсатор, °С.

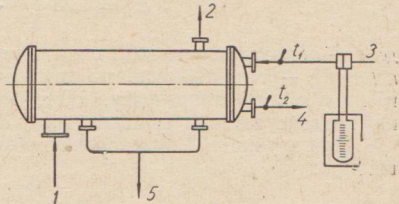


Рис. 1. Схема водяного барабана горизонтального конденсатора бражної колони Андрушівського спиртового комбінату:

1 — вхід спиртоводяної пари; 2 — вихід спиртоводяної пари; 3 — вхід води; 4 — вихід води; 5 — вихід бражного конденсату.

Одночасно було проведено аналітичне визначення теоретичного коефіцієнта теплопередачі за таким рівнянням:

$$K_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (3)$$

де α_1 — коефіцієнт тепловіддачі від спиртоводяної пари, що конденсується, до стінки трубок, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$; δ — товщина стінки труби, м; λ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби, $\text{вт/м} \cdot \text{град}$; α_2 — коефіцієнт тепловіддачі від стінки трубок до води, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Коефіцієнт тепловіддачі від спиртоводяної пари, що конденсується, до стінки α_1 визначали за формулою [3]

$$\alpha_1 = 1,28 \sqrt[4]{\frac{r\rho^2\lambda^3}{\mu\Delta t_1 d}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (4)$$

де r — теплота конденсації спиртоводяної пари, дж/кг ; ρ — густина конденсату, кг/м^3 ; λ — теплопровідність конденсату, $\text{вт/м} \cdot \text{град}$; μ — динамічний коефіцієнт в'язкості конденсату, $\text{кг/м} \cdot \text{сек}$; Δt_1 — різниця температур між паром, що конденсується, і стінкою, град ; d — зовнішній діаметр труби, м.

Для зручності і прискорення розрахунку рівняння (4) було подано в такому вигляді:

$$\alpha_1 = 1,28A \sqrt[4]{\frac{1}{\Delta t_1 d}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (5)$$

де $A = \sqrt[4]{\frac{r\rho^2\lambda^3}{\mu}}$ — коефіцієнт, що характеризує фізичні властивості конденсату і залежить від його температури.

За допомогою графіка функції $A = f(t_k)$ при концентрації спирту в конденсаті 66 ваг.% було одержано в межах температур, що нас цікавлять, такі рівняння для визначення коефіцієнта A :

$$A = 1440 + 10,5t_k, \quad (6)$$

де t_k — температура конденсату спиртоводяної пари, $^{\circ}\text{C}$.

Підставляючи значення A з рівняння (6) у рівняння (5) і виражаючи температуру конденсату через температуру стінки за формулою

$$t_k = \frac{t_n + t_{ст1}}{2},$$

одержимо для конденсатора із зовнішнім діаметром трубок $d = 0,032$ м таке розрахункове рівняння для визначення коефіцієнта α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{5630 + 15,8t_{ст1}}{(t_n - t_{ст1})^{0,25}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (7)$$

де t_n — температура спиртоводяної пари, $^{\circ}\text{C}$; $t_{ст1}$ — температура стінки з боку пари, $^{\circ}\text{C}$.

Температуру стінки $t_{ст1}$ спочатку приймали, а потім перевіряли за формулою

$$t_{ст1} = t_n - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t. \quad (8)$$

Режим руху води в трубах конденсатора в усіх випадках був турбулентним, тому коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води визначали за рівнянням [4]

$$\text{Nu} = 0,023\text{Re}^{0,8}\text{Pr}^{0,4}. \quad (9)$$

Таблиця 1

Витрата води W , м ³ /год	Швидкість води w , м/сек	Температура води на вході в конденсатор t_1 , °C	Температура води на вході з конденсатора t_2 , °C	Середньогарифмічна різниця температур між паром і водою Δt , град	Теплове навантаження Q , вт	Дослідний коефіцієнт теплопередачі K_D	вт/м ² · град			Коефіцієнт використан-ня поверхні нагріву $\phi = \frac{K_D}{K_T}$
							Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінок труб α_1	Коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до води α_2	Теоретичний коефіцієнт теплопередачі K_T	
33,18	0,830	24,0	42,0	46,9	694 000	492 *	2860	3780	1610	0,31 **
33,27	0,830	24,0	42,5	46,6	715 000	511	2870	3420	1600	0,32
33,50	0,839	24,0	44,0	45,8	776 000	568	2870	3840	1625	0,35
34,46	0,862	23,0	41,0	47,9	720 000	500	2820	3860	1615	0,31
36,10	0,904	17,5	30,0	56,5	524 000	308	2680	3590	1520	0,20
35,94	0,899	18,0	33,5	54,4	646 000	398	2710	3740	1555	0,25
35,59	0,891	18,0	34,0	54,1	661 000	408	2710	3720	1555	0,26
34,80	0,871	18,0	33,0	54,7	606 000	369	2710	3640	1540	0,24
35,25	0,882	19,8	36,0	52,2	662 000	424	2740	3760	1575	0,27
34,72	0,869	24,0	42,0	46,9	725 000	515	2840	3290	1625	0,32
33,64	0,842	22,7	41,0	48,1	715 000	511	2840	3780	1600	0,32
34,63	0,867	22,5	40,0	48,7	703 000	488	2810	3840	1610	0,30
34,63	0,867	22,5	40,5	48,4	723 000	496	2810	3850	1610	0,31
33,83	0,846	22,5	40,0	48,7	687 000	470	2810	3780	1600	0,29
29,66	0,742	20,0	35,0	52,6	516 000	326	2900	3270	1500	0,22
29,66	0,742	19,0	34,0	53,6	516 000	322	2790	3220	1490	0,22
29,86	0,747	20,0	34,0	53,2	485 000	304	2790	3260	1490	0,20
26,94	0,674	23,0	43,0	46,8	626 000	446	2920	3200	1520	0,29
26,48	0,663	26,0	45,0	44,3	585 000	439	2970	3230	1530	0,29
21,33	0,534	22,0	41,0	48,5	470 000	324	3000	2620	1380	0,23
21,33	0,534	21,0	40,0	49,4	470 000	318	2990	2590	1375	0,23
21,90	0,548	20,5	40,0	49,6	496 000	334	2970	2640	1390	0,24
23,66	0,592	19,5	39,5	50,3	550 000	364	2930	2790	1415	0,26
23,53	0,589	19,4	39,0	50,7	535 000	352	2930	2760	1405	0,25
23,53	0,589	23,0	43,0	46,8	546 000	389	3000	2870	1450	0,27
22,73	0,569	23,0	44,0	46,2	554 000	399	3000	2890	1460	0,27
22,32	0,559	23,0	43,0	46,8	518 000	369	3010	2750	1430	0,26

* Середнє значення $K_D = 412$ ** Середнє значення $\phi = 0,27$.

Усі розрахунки провадили на ЕЦОМ «Промінь». Результати розрахунків наведено в табл. 1.

Як видно з табл. 1, дослідні коефіцієнти теплопередачі значно нижчі, ніж теоретичні.

Розрахунок оптимального режиму роботи горизонтального конденсатора бражної колони полягав у визначенні найвигіднішої швидкості руху води в трубках конденсатора і температури води на виході з конденсатора.

Оптимальна швидкість руху води відповідає мінімуму функції

$$Z = \frac{K}{P} + E, \quad (10)$$

де Z — сумарні затрати на виготовлення і експлуатацію конденсатора, віднесені до одного року роботи, крб.; K — капітальні затрати на виготовлення конденсатора, крб.; P — нормативна кількість років роботи конденсатора; E — річні експлуатаційні витрати, крб.

Задачу знаходження оптимальної швидкості води розв'язували графічним методом. При цьому капітальні затрати визначали так: задаючись різною швидкістю руху води, методом ітерацій визначали теоретичний коефіцієнт теплопередачі K_T . Потім за допомогою експериментально одержаного коефіцієнта використання поверхні теплообміну $\phi = 0,27$ визначали розрахунковий коефіцієнт теплопередачі K_p з рівняння

$$K_p = \phi K_T. \quad (11)$$

Після цього визначали необхідну поверхню теплообміну за формулою

$$F = \frac{Q}{K_p \Delta t}. \quad (12)$$

Капітальні затрати на виготовлення конденсатора обчислювали за формулою

$$K = C_F F, \quad (13)$$

де C_F — вартість 1 м² поверхні конденсатора, крб.

Величину C_F визначали за прейскурантом оптових цін на хімічне устаткування, введеним у дію з 1 липня 1967 р. [1]. Оскільки в прейскуранті ціни на теплообмінні апарати дано залежно від ваги апарата, то вартість 1 м² поверхні визначали виходячи з припущення, що вага апарата змінюється пропорційно зміні поверхні. При цьому виявилось, що $C_F = 84$ крб.

Кількість труб в одному ході конденсатора визначали з рівняння

$$n = \frac{W}{3600 \cdot 0,785 d^2 \omega}, \quad (14)$$

де W — витрата води, м³/год; d — внутрішній діаметр трубок конденсатора, м; ω — швидкість руху води в трубках, м/сек.

Потрібну кількість ходів у конденсаторі обчислювали за формулою

$$z = \frac{F}{\pi d_p l n}, \quad (15)$$

де d_p — розрахунковий діаметр трубок конденсатора, м; l — довжина трубок, м.

За нормативну кількість років роботи мідного конденсатора взято $P = 10$.

Гідрравлічний опір конденсатора при заданій швидкості руху води визначали за загальновідомою формулою

$$H = \left(\lambda \cdot \frac{lz}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{\omega^2 \rho}{2} n / m^2. \quad (16)$$

Значення коефіцієнта тертя при розрахунку приймали $\lambda = 0,035$, а величину коефіцієнтів місцевих опорів брали за таблицею [2].

Проте, як показали досліди, проведені на Барському спиртовому комбінаті, внаслідок утворення накипу на внутрішній поверхні трубок дійсна величина H значно вища від одержуваної за формулою (16). Тому розрахунковий гідравлічний опір визначали за формулою

$$H_p = \psi H, \quad (17)$$

де ψ — дослідний коефіцієнт, одержаний в результаті експериментального вимірювання дійсного гідравлічного опору і порівняння його з теоретичним опором.

Виходячи з даних дослідів, можна взяти $\psi = 2,93$.

Потужність, затрачувану на перемагання гідравлічного опору під час протікання води через конденсатор, визначали за рівнянням

$$N = \frac{WH_p}{3600 \cdot 1000\eta} \text{ квт}, \quad (18)$$

де η — загальний к. к. д. насосної установки.

Беремо $\eta = 0,6$.

З запасом на можливі перевантаження двигун до насоса установлюють трохи більшої потужності $N_{\text{уст}}$, ніж потрібна N :

$$N_{\text{уст}} = \beta N. \quad (19)$$

Коефіцієнт запасу потужності β брали з таблиці залежно від величини N [3].

Якщо конденсатор протягом року працюватиме, наприклад, 300 днів, річні експлуатаційні витрати становитимуть

$$E = B_e N_{\text{уст}} \cdot 24 \cdot 300 \text{ крб}, \quad (20)$$

де B_e — вартість 1 квт · год електроенергії, крб.

За даними Барського і Андрушівського спиртових комбінатів можна взяти $B_e = 0,008$.

На основі проведених розрахунків побудовано серію графіків, кожний з яких відповідає певній витраті води і певній температурі води на виході з конденсатора. Оскільки побудова цих графіків ідентична, наводимо лише один з них (рис. 2). Оптимальні значення швидкості руху води, одержані з графіків при інших витратах води і температурах її на виході з конденсатора, наведено у табл. 2. Прийнято,

Таблиця 2

Температура води на виході з конденсатора $t_2, ^\circ\text{C}$	Витрата води $W, \text{ м}^3/\text{год}$	Оптимальна швидкість руху води $w, \text{ м/сек}$	Витрати, крб/рік		
			амортизаційні	експлуатаційні	сумарні
55	18,5	0,7	350	50	400
60	16,3	0,7	375	55	430
65	14,4	0,7	410	60	470
70	12,9	0,72	450	70	520
75	11,7	0,72	540	75	615
77	11,3	0,72	600	80	680

що температура води на вході у конденсатор стала і дорівнює 22°C . Теплове навантаження також прийнято сталим. Оскільки під час проведення дослідів на Андрушівському спиртовому комбінаті теплове навантаження не було сталим, для розрахунку прийнято одне з максимальних теплових навантажень $Q = 720 \text{ квт}$.

Як видно з табл. 2, оптимальна швидкість руху води майже не залежить від температури води на виході і зв'язаної з нею витрати води. З цієї таблиці також видно, що оптимальна швидкість води мало відрізняється від фактичної, яку наведено в табл. 1.

Визначення оптимальної температури води на виході з конденсатора також провадили графічним методом. При цьому розрахунки провадили, виходячи з оптимальної швидкості руху води. Чим більші витрати охолодної води, тим більші експлуатаційні витрати, але тим нижча буде температура води на виході з конденсатора. А із зменшенням температури води збільшуватиметься середня різниця

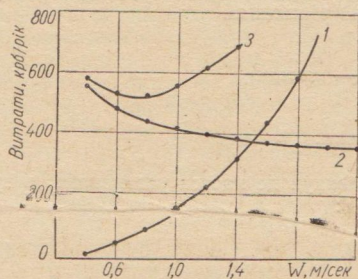


Рис. 2. Графік для визначення оптимальної швидкості руху води при температурі води на виході з конденсатора 70°C і витраті води $12,9 \text{ м}^3/\text{год}$:

1 — експлуатаційні затрати; 2 — амортизаційні затрати; 3 — сумарні затрати.

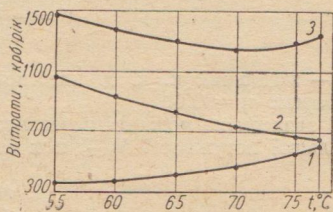


Рис. 3. Графік для визначення оптимальної температури води на виході з конденсатора:

1 — амортизаційні витрати; 2 — експлуатаційні затрати; 3 — сумарні затрати.

температур і зменшуватиметься поверхня конденсації. Таким чином, із збільшенням витрати охолодної води збільшуватимуться експлуатаційні і зменшуватимуться амортизаційні витрати. Із зменшенням витрати охолодної води матимемо зворотну картину. Завдання полягало в тому, щоб знайти оптимальну температуру води на виході з конденсатора, при якій загальні витрати були б мінімальними.

Побудову графіка для визначення оптимальної температури на виході з конденсатора (70°C) при вартості 1 м^3 води $0,008 \text{ крб.}$, показано на рис. 3.

Порівняно з фактичною температурою води на виході з конденсатора, одержаною під час проведення дослідів на Андрушівському спиртовому комбінаті (табл. 1), оптимальна температура значно вища.

Витрата води при оптимальній температурі становить $12,9 \text{ м}^3/\text{год}$, що значно менше від фактичної витрати.

Коли ж враховувати, що з підвищенням температури води на виході з конденсатора збільшуються можливості її використання для різних господарських потреб, то економічно вигідно цю температуру ще більше підвищувати.

При прийнятій авторами вихідних даних оптимальній температурі води на виході з конденсатора відповідає конденсатор з поверхнею теплообміну $54,5 \text{ м}^2$, кількістю ходів — 24 і кількістю трубок у одному ході — 8. Отже, для забезпечення оптимальних умов роботи потрібен конденсатор з іншими конструктивними параметрами порівняно з дослідженим на Андрушівському спиртовому комбінаті.

Література

1. Государственный Комитет цен при Госплане СССР. Прейскурант № 23—03. Оптовые цены на оборудование химическое. Ч. II. Нефтехимическая аппаратура. М., Прейскурантгиз, 1967.
2. Домашнев А. А. Конструирование и расчет химических аппаратов. М., Машгиз, 1961.
3. Павлов К. Ф. и др. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Изд. 6. М.—Л., «Химия», 1964.
4. Стабников В. Н. и др. Процессы и аппараты пищевых производств. М., «Пищевая промышленность», 1966.
5. Цыганков П. С., Маложик И. Ф. Коэффициенты теплопередачи подогревателей для паточной бражки.— «Ферментная и спиртовая промышленность», 1964, № 3.

Надійшла 4 березня 1969 р.