

ТЕПЛОБМІН У ВИПАРНИКУ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Протягом всього розвитку людства виникало питання щодо економії енергії. Нині одним з шляхів її заощадження є використання вторинних та поновлених енергетичних ресурсів. Як вторинне джерело енергії можна використовувати низькопотенційну теплоту потоку рідини (після технологічного процесу) або теплоту потоку димових газів. Найчастіше трансформатором теплової енергії виступає парокомпресійний тепловий насос принцип дії якого полягає в прийомі низькопотенційної теплоти від джерела проміжним робочим агентом, підвищенні потенціалу теплоти (підвищення температури) шляхом виконання над робочим агентом роботи та передачі трансформованої теплоти споживачу з подальшим поверненням проміжного робочого агента до первинних параметрів [1].

Традиційно як робочі агенти використовувались галоген-похідні сполуки від метану, наприклад фреони 12,22 тощо, однак негативний вплив парів фреонів на озоновий шар Землі закликає до пошуків варіантів з використанням в контурі теплового насоса інших неагресивних сполук.

У роботі розглядається питання зміни ефективності процесу теплопередачі у випарнику теплового насоса внаслідок заміни одних робочих агентів іншими. Відомо, що кількісною мірою ефективності процесу теплопередачі виступає коефіцієнт теплопередачі, тому даний аналіз базується на зіставленні коефіцієнтів теплопередачі при використанні в контурі теплового насоса різних робочих агентів (умови, за яких відбувається процес теплопередачі, для всіх агентів прийняті однаковими).

Для даного аналізу, авторами представлено коефіцієнти теплопередачі як функцію від температури насичення робочих агентів, що використовуються, $K = f(t_s)$.

Для циліндричних поверхонь лінійний коефіцієнт теплопередачі, віднесений до 1 м довжини труби, визначається за виразом [2]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{к,1} \cdot d_{зн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{зн}}{d_{зн}} + \frac{1}{\alpha_{к,2} \cdot d_{зн}}} . \quad (1)$$

Термічний опір сталевій трубці випарника, можна прийняти рівним:

$$\delta/\lambda = 5 \cdot 10^{-5}, \quad (\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт} .$$

Середній коефіцієнт конвективного теплообміну при кипінні хладонів у великому об'ємі на сукупності горизонтально розташованих гладких труб:

$$\alpha = \alpha_{от} \cdot \varepsilon_{\pi} . \quad (2)$$

де $\alpha_{от}$ – коефіцієнт конвективного теплообміну при кипінні хладонів на горизонтальній трубці [1], $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$:

$$\alpha_{от} = C_o \cdot q_{зн}^{0,75} \cdot F(\pi) \cdot (R_z/R_{z,ст.})^{0,2} . \quad (3)$$

$$C_o = 550 \cdot p_{кр.}^{0,25} \cdot T_{кр.}^{-0,875} \cdot M^{-0,125} . \quad (4)$$

$$\pi = p_o / p . \quad (5)$$

R_z – абсолютна середня висота нерівностей на шорсткій поверхні, мкм; для сталевих труб $R_z = 3 \dots 6$ мкм; $R_{z,ст.}$ – абсолютна, середня висота нерівностей на гладкій еталонній поверхні, мкм; для еталонної поверхні $R_{z,ст.} = 1$ мкм; M – молекулярна маса хладону; $p_{кр.}, T_{кр.}$ – відповідно критичний тиск (Па) та критична температура (К); p_o – тиск, під яким знаходиться робочий агент, Па; $q_{зн}$ – густина теплового потоку від зовнішньої поверхні труби, $\text{Вт}/\text{м}^2$; ε_{π} – коефіцієнт, який враховує вплив сукупності горизонтально розташованих гладких труб на середній коефіцієнт конвективного теплообміну при кипінні хладонів на горизонтальній трубці, в даній роботі вважаємо рівним одиниці; F – параметр, що є функцією відношення $\pi = p_o/p$:

$$F(\pi) = 0,14 + \left(1,6 + \frac{0,4}{1-\pi} \right) \pi. \quad (6)$$

Авторами визначені залежності тиску від температури на лінії насичення $p_o = f(t_s)$, апроксимовані за табличними даними [3,4]. Залежності вірні в температурному діапазоні 40–49 °С:

для фреону 12:

$$p_o = \exp(2,3688 \cdot 10^{-2} \cdot t + 12,8371), \quad (7)$$

для фреону 22:

$$p_o = \exp(2,3617 \cdot 10^{-2} \cdot t + 13,2980). \quad (8)$$

Значення величини C_o , отримані за залежністю (4) занесені в таблицю 1:

Таблиця 1

Хладон	Критичний тиск $P_{кр.}$, бар (Па)	Критична температура $T_{кр.}$, К(°С)	Молекулярна маса, М	C_o
Фреон 12	41,32 (4,132·10 ⁶)	384,8 (111,8)	120,92	4,18803
Фреон 22	49,86 (4,986·10 ⁶)	369 (96)	86,48	4,748301

З урахуванням того, що

$$q_{зн} = \alpha_{от} \cdot (t_k - t_s) \quad (9)$$

отримаємо

$$\alpha_{от} = C_o^4 \cdot (t_k - t_s)^3 F^4. \quad (10)$$

Зведемо дані, отримані за залежністю (10) до таблиці 2, прийнявши різницю $(t_k - t_s) = 2$ °С

№	t, °C	t _c -t _с , °C	R ₂ /R ₂ ет., МКМ	Фреон 12			Фреон 22		
				ρ ₀ /ρ _{кр}	F ₀	α _{к,2} , Вт/(м ² ·°C)	ρ ₀ /ρ _{кр}	F ₀	α _{к,2} , Вт/(м ² ·°C)
1	40	2	3	0,2346	0,6380	982,6	0,3074	6,8095	4205,83
2	41	2	3	0,2402	0,6509	1064,3	0,3147	6,8274	4590,9
3	42	2	3	0,2460	0,6641	1153,5	0,3223	6,8460	5015,8
4	43	2	3	0,2519	0,6778	1251,1	0,3300	6,8651	5484,6
5	44	2	3	0,2579	0,6918	1357,8	6,3379	6,8848	6002,4
6	45	2	3	0,2641	0,7062	1474,6	0,3459	6,9052	6574,8
7	46	2	3	0,2704	6,7211	1602,6	0,3542	6,9262	7208,4
8	47	2	3	0,2769	0,7363	1742,9	6,3627	6,9482	7910,6
9	48	2	3	0,2836	0,7521	1896,9	0,3714	6,9705	8689,6
10	49	2	3	0,2904	0,7683	2066,0	0,3803	6,9939	9555,1

Для розрахунку тепловіддачі при кипінні води на горизонтальних нагрітих поверхнях коефіцієнт конвективного теплообміну визначаємо за залежністю, запропонованою авторами [2], всі теплофізичні величини приймаються при температурі насичення:

$$\alpha = b(\lambda^2 / (\nu \cdot \sigma \cdot T_s))^{1/3} \cdot q_{F_{зон}}^{2/3}, \quad (11)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м²·°C); ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с; σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м; T_s – температура насичення, К; $q_{F_{зон}}$ – густина теплового потоку від зовнішньої поверхні, Вт/м²; b – коефіцієнт:

$$b = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{2/3} \right], \quad (12)$$

де ρ', ρ'' – відповідно густина рідини та густина водяної пари на лінії насичення, кг/м³.

З урахуванням залежності (9) залежність (11) набуває вигляду:

$$\alpha = b^3 \cdot \frac{\lambda^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_s} \cdot (t_k - t_s)^2. \quad (13)$$

Для спрощення розрахунків усі фізичні величини представлені як залежності від температури насичення. Залежності були апроксимовані авторами за табличними даними [3, 4] в температурному діапазоні 40...50 °С з точністю, достатньою для інженерних розрахунків (максимальне відхилення апроксимованих даних від табличних становить 5%).

$$\lambda = e^{1,383 \cdot 10^{-3} \cdot t - 0,05131} \quad (14)$$

$$\nu = e^{-0,01606 \cdot t - 13,5934} \quad (15)$$

$$\sigma = e^{-2,7371 \cdot 10^{-3} \cdot t - 2,5531} \quad (16)$$

$$\rho' = e^{6,942 - 7,76 \cdot 10^{-4} \cdot t} \quad (17)$$

$$\rho'' = e^{4,0673 \cdot 10^{-2} \cdot t - 4,4849} \quad (18)$$

Результати розрахунку коефіцієнта конвективного теплообміну зведені в таблицю 3:

Таблиця 3

№	$t, ^\circ\text{C}$	$t_c - t_s, ^\circ\text{C}$	b	$\alpha_{k,2}$ Вт/(м ² ·°С)
1	40	2	0,07611	8492,2
2	41	2	0,07614	8653,3
3	42	2	0,07618	8817,5
4	43	2	0,07621	8985,1
5	44	2	0,07624	9156,1
6	45	2	0,07628	9330,5
7	46	2	0,07631	9508,5
8	47	2	0,07635	9690,1
9	48	2	0,07639	9875,4
10	49	2	0,07643	10064,4

Для оцінки коефіцієнта конвективного теплообміну $\alpha_{k,2}$, що характеризує інтенсивність процесу передачі теплоти від потоку рідини до внутрішньої поверхні стінки, використовуємо критеріальне рівняння Нуссельта [2]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_k^{0,43} \cdot (Pr_k / Pr_s)^{0,25} \quad (19)$$

Рівняння (19) відносно коефіцієнта конвективного теплообміну має вигляд:

$$\alpha_{k,1} = 0,021 \cdot v^{-0,8} \cdot \lambda \cdot Pr_k^{0,68} \cdot Pr_s^{-0,25} \cdot w^{0,8} \cdot d_{\text{вн}}^{-0,2}, \quad (20)$$

де Pr_s – критерій Прандтля, взятий при температурі t_s ;

Pr_k – критерій Прандтля при середній температурі води t_k :

$$Pr = e^{-0,0182 \cdot t + 2,1962}; \quad (21)$$

w – швидкість руху теплоносія в трубі, м/с;

$d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр труби, м.

Спростивши рівняння (20), з урахуванням рівнянь (14)–(16), отримаємо:

$$\alpha_{k,1} = 1713,6436 \cdot w^{0,8} \cdot d_s^{-0,2} \cdot e^{6,405 \cdot 10^{-3} \cdot t_s}. \quad (22)$$

Визначаємо значення коефіцієнта $\alpha_{k,1}$ за умов: $w = 1$ м/с, $d_{\text{зн}}/d_{\text{вн}} = 57/51$ мм; $(t_k - t_s) = 2$ °С. Отримані результати заносимо до таблиці 4.

Таблиця 4

№	t_s , °С	$\alpha_{k,1}$ Вт/(м ² ·°С)
1	40	40141,9
2	41	4040,7
3	42	4066,6
4	43	4092,8
5	44	4119,1
6	45	4145,5
7	46	4172,2
8	47	4199,0
9	48	4220,0
10	49	4253,1

Після підстановки значень коефіцієнтів $\alpha_{k,1}$, $\alpha_{k,2}$ та величини термічного опору стінки труби випарника до залежності (1) отримаємо значення коефіцієнта теплопередачі як функцію від температури наси-

чення. Значення коефіцієнтів теплопередачі для різних робочих агентів та їх порівняння зведемо до таблиці 5:

Таблиця 5

№	t, °C	Фреон R12 K, Вт/(м ² ·°C)	Фреон R22 K, Вт/(м ² ·°C)	Вода K, Вт/(м ² ·°C)	K _{H₂O} /K _{R12}	K _{H₂O} /K _{R22}
1	40	759,4	1862,7	2399,1	3,16	1,29
2	41	808,3	1940,6	2421,0	3,00	1,25
3	42	860,0	2019,1	2443,1	2,84	1,21
4	43	914,4	2097,9	2465,3	2,70	1,18
5	44	971,6	2176,9	2487,6	2,56	1,14
6	45	1631,6	2255,7	2510,1	2,43	1,11
7	46	1094,5	2334,2	2532,6	2,31	1,08
8	47	1166,2	2412,2	2555,3	2,20	1,06
9	48	1228,8	2489,3	2578,0	2,10	1,04
10	49	1300,1	2565,6	2600,9	2,00	1,01

Висновок

Як бачимо, заміна робочих агентів – фреонів водою дає змогу інтенсифікувати процес теплопередачі. При переході від фреону 12 до води (див. табл. 5) така заміна виявляється ефективнішою ніж при переході від фреону 22 до води. Слід пам'ятати про те, що умови, в яких знаходяться галоген-похідні сполуки, з одного боку, та вода, з іншого – різні. Абсолютний тиск в першому випадку більший за барометричний тиск. У другому випадку абсолютний тиск менший за барометричний. Цю особливість необхідно враховувати при конструюванні парокомпресійної установки з робочим тілом – водою.

Використана література

1. Холодильные машины. Под ред. / А. Л. Сакуна: Машиностроение, 1985.
2. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977.
3. Вукалович М. П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М., 1969.
4. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М., Наука, 1972.