

ТЕПЛОБМІН В КОНДЕНСАТОРІ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Метою даної роботи є спроба проаналізувати, як змінюється інтенсивність процесу теплопередачі в конденсаторі парокompресійного теплового насоса при використанні в контурі різних робочих рідин: фреону 12, фреону 22 і води.

Найбільш точним, відповідним до практики виразом, який характеризує вплив фізичних властивостей робочих рідин на теплообмін при конденсації їх парів на горизонтальних і вертикальних трубах, є формула Нуссельта [1, 2]:

$$\alpha_{k,1} = C \sqrt[4]{(r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g) / (\mu \cdot \Theta \cdot l)}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (1)$$

де C – коефіцієнт: $C = 0,72$ для горизонтальних труб, $C = 0,943$ для вертикальних труб; r – прихована теплота пароутворення, (Дж/кг); ρ – густина робочого агента, (кг/м³); λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·°C); μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, (Па·с); g – прискорення вільного падіння, (м/с²); Θ – різниця температур:

$$\Theta = t_s - t_k, ^\circ\text{C},$$

t_s – температура насичення парів робочого тіла, °C; t_k – середня температура охолоджувальної води в конденсаторі, °C, при невеликій зміні температури вздовж труби може бути визначена:

$$t_k = (t_{k,1} - t_{k,2}) / 2, ^\circ\text{C}.$$

l – характерний розмір, м; $l = d_3$ – зовнішній діаметр горизонтально розташованої труби; $l = H$ – довжина вертикально розташованої поверхні.

З урахуванням порівняно невеликого діапазону зміни температур насичених парів у конденсаторі теплового насоса (50–90 °C) фізичні величини, що характеризують властивості робочих рідин, які входять до

залежності (1), можуть бути представлені у вигляді залежностей від температури конденсації t , отриманих авторами на основі обробки табличних значень цих величин в указаному діапазоні зміни температур [4].

Прихована теплота пароутворення (конденсації):

фреон 12

$$r = -8,2838 \cdot t^2 + 145868,2968, \quad (2)$$

фреон 22

$$r = (-4,4988 \cdot 10^8 \cdot t + 14,6408 \cdot 10^{10})^{0,5}, \quad (3)$$

(залежність апроксимована в температурному діапазоні 50–80 °С)

вода

$$r = e^{14,757 - 1,266 \cdot 10^{-3} \cdot t}. \quad (4)$$

Густина:

фреон 12

$$\rho = -0,0410 \cdot t^2 + 1315,7204, \quad (5)$$

фреон 22

$$\rho = 10^{(-3,276 \cdot 10^{-3} \cdot t + 3,2081)}, \quad (6)$$

вода

$$\rho = e^{6,942 - 7,76 \cdot 10^{-4} \cdot t}. \quad (7)$$

Коефіцієнт теплопровідності:

фреон 12

$$\lambda = -3,4637 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 0,0699, \quad (8)$$

фреон 22

$$\lambda = (-8,8915 \cdot 10^{-5} \cdot t + 9,4876 \cdot 10^{-3})^{0,5}, \quad (9)$$

вода

$$\lambda = e^{4,12 \cdot 10^{-4} \cdot t - 0,427}. \quad (10)$$

Динамічна в'язкість:

фреон 12

$$\mu = e^{-4,94 \cdot 10^{-3} \cdot t - 8,1459}, \quad (11)$$

фреон 22

$$\mu = 10^{(-2,0455 \cdot 10^{-3} \cdot t - 3,5767)}, \quad (12)$$

вода

$$\mu = e^{-7,192 - 9,613 \cdot 10^{-3} \cdot t}. \quad (13)$$

Похибка, отримана при порівнянні фізичних величин, визначених за залежностями (2)–(13), з їх табличними значеннями [4], не перевищує 1%, що достатньо для інженерних розрахунків.

Після підстановки відповідних значень фізичних величин з виразів (2)–(13) до формули (1), отримуємо залежності коефіцієнтів конвективного теплообміну від температури насичених парів у конденсаторі з горизонтальним та вертикальним розташуванням труб.

При використанні фреону 12:

для горизонтальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,72 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot d_H)^{0,25} \cdot (1,9959 \cdot 10^{-15} \cdot t_B^2 - 17608,8627) \cdot (t_s^2 - 32090,7415)^2 \cdot (t_s^2 - 20180,7316)^3 \times e^{4,94 \cdot 10^{-3} \cdot t_s}, \quad (14)$$

для вертикальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,943 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot H)^{0,25} \cdot (1,9959 \cdot 10^{-15} \cdot (t_s^2 - 17608,8627) \cdot (t_s^2 - 32090,7415)^2 \cdot (t_s^2 - 20180,7316)^3 \times e^{4,94 \cdot 10^{-3} \cdot t_s}), \quad (15)$$

При використанні фреону 22:

для горизонтальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,72 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot d_H)^{0,25} \cdot 115,0079 \cdot ((103,1564 - t_s)^{0,5} \times (106,7042 - t_s)^{1,5} \cdot 10^{(-4,5065 \cdot 10^{-3} \cdot t_s)})^{0,25}, \quad (16)$$

для вертикальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,943 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot H)^{0,25} \cdot 115,0079 \cdot ((103,1564 - t_s)^{0,5} \times (106,7042 - t_s)^{1,5} \cdot 10^{(-4,5065 \cdot 10^{-3} \cdot t_s)})^{0,25}. \quad (17)$$

При використанні води:

для горизонтальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,72 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot d_f)^{0,25} \cdot 1,0133 \cdot 10^{15} \times e^{8,031 \cdot 10^{-3} \cdot t_s}, \quad (18)$$

для вертикальних труб

$$\alpha_{k,1} = 0,943 \cdot 9,81^{0,25} / ((t_s - t_k) \cdot H)^{0,25} \cdot 1,0133 \cdot 10^{15} \times e^{8,031 \cdot 10^{-3} \cdot t_s} \quad (19)$$

Для розрахунків розглянуто конденсацію парів робочих рідин на горизонтальних трубах, що найбільш характерно для конструкцій конденсаторів теплових насосів.

Приведемо значення коефіцієнтів тепловіддачі ($\alpha_{k,1}$) при конденсації парів робочих агентів на горизонтальній трубі (табл. 1), діаметри труби: $d_{вн} / d_{зн} = 51 / 57$ мм; $\Theta = 10$ °С. При цьому відомо, що значення коефіцієнта тепловіддачі для однієї горизонтальної труби відрізняється від середнього коефіцієнта тепловіддачі сукупності труб, який залежить від компонування сукупності та змінюється в широких межах: для коридорного пучка він складає 63% коефіцієнта тепловіддачі однієї горизонтальної труби; для ромбічного пучка відповідно 77%; для пучка Жинаба – 93% [5].

Таблиця 1

№	t , °С	Фреон 12, (R 12)	Фреон 22, (R 22)	H ₂ O	$\frac{\alpha_{k,1} (H_2O)}{\alpha_{k,1} (R 12)}$	$\frac{\alpha_{k,1} (H_2O)}{\alpha_{k,1} (R 22)}$
		$\alpha_{k,1} (R 12)$ Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_{k,1} (R 22)$ Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_{k,1} (H_2O)$ Вт/(м ² ·°С)		
1	50	964,2	1106,6	9147,7	9,49	8,27
2	52	951,6	1080,9	9184,5	9,65	8,50
3	54	938,2	1055,1	9221,5	9,83	8,74
4	56	924,8	1029,2	9258,6	10,01	9,00
5	58	910,5	1003,1	9295,8	10,21	9,27
6	60	895,7	976,8	9333,2	10,42	9,56
7	62	880,3	950,3	9370,8	10,65	9,86
8	64	864,3	923,5	9408,5	10,89	10,19
9	66	847,8	896,4	9446,4	11,14	10,54
10	68	830,8	869,1	9484,4	11,42	10,91
11	70	813,2	841,4	9522,5	11,71	11,32
12	75	767,0	770,2	9618,6	12,54	12,49
13	80	717,7	695,7	9715,6	13,54	13,97
14	85	665,5		9813,7	14,75	
15	90	610,5		9912,7	16,24	

Як видно з таблиці, заміна таких робочих рідин, як фреон 12, фреон 22 в циркуляційному контурі теплового насоса водою при достатньо високих температурах конденсації, дає можливість значно інтенсифікувати теплообмін в конденсаторі. Для оцінки впливу цієї інтенсифікації на зниження металоємності конденсатора необхідно проаналізувати характер зміни коефіцієнта теплопередачі від робочого агента до води, що нагрівається в трубках конденсатора.

Для оцінки коефіцієнта конвективної тепловіддачі ($\alpha_{k,1}$) від внутрішньої поверхні труби до води, що нагрівається, використовуємо вираз [3], який в критеріальній формі є таким:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_k^{0,43} \cdot (Pr_k / Pr_s)^{0,25} \quad (20)$$

Розв'язання цього рівняння відносно коефіцієнта конвективного теплообміну залежить:

$$\alpha_{k,2} = 0,021 \cdot v^{-0,8} \cdot \lambda \cdot Pr_k^{0,68} \cdot Pr_s^{-0,25} \cdot w^{0,8} \cdot d_s^{-0,2}, \quad (21)$$

де v – коефіцієнт кінематичної в'язкості (m^2/c) при температурі t_k з похибкою не більше 1%, в діапазоні температур 50–90 v може бути визначена за залежністю, отриманою авторами:

$$v = e^{-0,0134 \cdot t - 13,746}, \quad (22)$$

Pr_s – критерій Прандтля (з урахуванням високої теплопровідності матеріалу стінки для даного аналізу приймаємо температуру стінки, що дорівнює t_s) взятий при температурі t_s ; Pr_k – критерій Прандтля при середній температурі води, t_k , що нагрівається. З похибкою не більше 3% табличні дані можуть бути апроксимовані:

$$Pr = e^{-0,0158898 \cdot t + 2,0806699}, \quad (23)$$

λ – коефіцієнт теплопровідності води, для даного діапазону температур визначається за залежністю:

$$\lambda = e^{0,00138 \cdot t - 0,5138}, \quad (24)$$

w – швидкість руху теплоносія в трубі, (м/с); $d_{вн}$ – внутрішній діаметр труби, (м).

Спростивши рівняння (21), з урахуванням рівнянь (22), (23), (24), отримаємо:

$$\alpha_{k,2} = 11810,7 \cdot w^{0,8} \cdot d_s^{-0,2} \cdot e^{65,2674 \cdot 10^{-3} \cdot t_s}, \quad (25)$$

де t_s – температура насичення робочого агента, що використовується в контурі, °C.

Визначаємо значення коефіцієнта $\alpha_{k,2}$ за умов: $w = 1$ м/с, $d_{\text{вн}}/d_{\text{зн}} = 51/57$ мм; $\Theta = 10$ °C; отримані результати заносимо в таблицю 2.

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо з відомого рівняння для циліндричних поверхонь:

$$K_{\text{вн}} = \frac{1}{1/(\alpha_{k,1} \cdot d_{\text{вн}}) + (1/2\lambda) \cdot \ln(d_{\text{вн}}/d_{\text{зн}}) + (1/\alpha_{k,2} \cdot d_{\text{зн}})}, \quad (26)$$

де δ/λ – термічний опір сталевій трубці конденсатора, приймаємо $\delta/\lambda = 5 \cdot 10^{-5}$, (м·°C)/Вт; $\alpha_{k,1}$ – з рівнянь (14–19); $\alpha_{k,2}$ – з рівняння (25).

Згідно з даними, наведеними в [3], при відношенні $d_{\text{вн}}/d_{\text{зн}} > 0,5$, похибка розрахунку не перевищує 4%, якщо замінити вираз (26) виразом для плоскої стінки.

Таблиця 2

№	t_s , °C	$\alpha_{k,2}$ Вт/(м ² ·°C)
1	50	4272,8
2	52	4318,1
3	54	4363,8
4	56	4410,0
5	58	4456,7
6	60	4503,9
7	62	4551,6
8	64	4599,8
9	66	4648,6
10	68	4697,8
11	70	4747,5
12	75	4874,2
13	80	5004,3
14	85	5137,9
15	90	5275,0

Спільне розв'язання рівнянь дає змогу визначити величину коефіцієнта теплопередачі для різних агентів. Результати розрахунку в табл. 3 показали, що в зазначеному діапазоні температур інтенсивність теплопередачі в 3,92–6,91 разів більша для установки, яка працює на воді, ніж для установки що, працює на галоген-похідних сполуках (фреону 12, фреону 22).

Таблиця 3

№	t, °C	Фреон R12 K_{R12} , Вт/(м ² ·°C)	Фреон R22 K_{R22} , Вт/(м ² ·°C)	Вода K_{H_2O} , Вт/(м ² ·°C)	K_{H_2O}/K_{R12}	K_{H_2O}/K_{R22}
1	50	45,75	51,24	179,21	3,92	3,50
2	52	45,35	50,39	181,02	3,99	3,59
3	54	44,91	49,52	182,85	4,07	3,69
4	56	44,46	48,63	184,70	4,15	3,80
5	58	43,97	47,70	186,57	4,24	3,91
6	60	43,45	46,76	188,45	4,33	4,03
7	62	42,90	45,78	190,36	4,44	4,16
8	64	42,31	44,78	192,29	4,54	4,29
9	66	41,69	43,74	194,24	4,66	4,44
10	68	41,04	42,67	196,20	4,78	4,60
11	70	40,36	41,57	198,19	4,91	4,77
12	75	38,51	38,65	203,25	5,28	5,26
13	80	36,45	35,45	208,46	5,72	5,88
14	85	34,19	51,24	213,81	6,25	3,50
15	90	31,72	50,39	219,29	6,91	3,59

Висновок

Заміна робочих агентів – фреонів водою дає змогу інтенсифікувати процес теплопередачі. У діапазоні температур 50–90°C інтенсивність теплопередачі більша для установки, яка працює на воді, ніж для установки що працює на галоген-похідних сполуках (фреону 12, фреону 22). Між тим умови в яких повинен знаходитись робочий агент – вода – (абсолютний тиск в контурі теплового насоса нижчий за барометричний тиск) викликають деякі труднощі в конструюванні такої пароконпресійної установки.

Використана література

1. Nusselt W/ Zeitschrift der Vereines Deutscher Ingenieure, 1916, Bd 60, S. 541, 569.
2. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
3. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М., Энергия, 1977. – 344 с.
4. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М., Наука, 1972. – 720 с.
5. Холодильные машины и аппараты / Под ред. В. Б. Цыдзика – М., Машгиз, 1946.