

Дакі О.А.

Дунайський інститут водного транспорту
Державного університету інфраструктури та технологій

Якусевич Ю.Г.

Дунайський інститут водного транспорту
Державного університету інфраструктури та технологій

Тришин В.В.

Дунайський інститут водного транспорту
Державного університету інфраструктури та технологій

Ліганенко В.В.

Дунайський інститут водного транспорту
Державного університету інфраструктури та технологій

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ Й ПАДІННЯ ТИСКУ ПРИ КИПІННІ ХОЛОДОАГЕНТІВ У ПЛАСКИХ ЗМІЙОВИКАХ

На суднах широкого розповсюдження набули змієвикові випарники та кожухотрубні випарники з внутрішньотрубним кипінням холодоагенту в горизонтальних трубах. Виходячи з необхідності зменшення викидів озоноруйнуючих холодоагентів, сьогодні вживаються заходи щодо створення холодильних систем з малим умістом холодоагенту. Цьому сприяє, зокрема, кипіння холодоагенту в трубах або інших каналах з невеликим прохідним перетином.

На забезпечення роботи значної кількості випарників при різних температурах кипіння витрачається багато електроенергії. З позиції енергоефективності при внутрішньотрубному кипінні холодоагентів необхідно досягати високої інтенсивності тепловіддачі та малого падіння тиску двофазного потоку. Розробка таких холодильних систем вимагає точного розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та падіння тиску холодоагентів. У статті проведено дослідження методик розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та падіння тиску при кипінні холодоагентів у плоских змієвиках. За результатами аналізу, удосконалену методику Domanski, Hermes можна вважати найбільш прийнятною для розрахунку падіння тиску двофазного потоку в колінах змієвиків, оскільки при наближенні масового паровмісту до одиниці спостерігається виражене зниження падіння тиску. Це відрізняє її від інших методик, що брали участь в аналізі, і відповідає фізиці процесу.

На підставі проведеного дослідження можна стверджувати, що на вже знайдені оптимальні значення масової швидкості й відповідної їй різниці впливають усі змінні, включаючи вид холодоагенту. У реальних умовах кількість сполучень змінних може бути досить значною, у зв'язку з цим кожен випадок повинен розглядатися й оброблятися окремо, завдання небагато спрощується, якщо накладені певні обмеження на деякі змінні. Успішному її вирішенню сприяє наявність програми спільного розрахунку тепловіддачі й падіння тиску при кипінні холодоагентів у трубах змієвика.

Ключові слова: змієвик, коефіцієнт тепловіддачі, тиск, суднові холодильні машини, холодоагент.

Постановка проблеми. У системах охолодження вантажних і житлових приміщень сучасних суден, а також технологічного обладнання, включаючи апарати для низькотемпературної обробки продуктів (наприклад, суден рибпромислової галузі), широко застосовуються теплообмінні апарати (випарники) із внутрішньотрубним кипінням холодоагенту. На забезпечення роботи значної кількості випарників при різних температурах кипіння витра-

чається багато електроенергії. З позиції енергоефективності при внутрішньотрубному кипінні холодоагентів необхідно досягати високої інтенсивності тепловіддачі та малого падіння тиску двофазного потоку. Ці величини залежать від багатьох факторів. Якщо, наприклад, збільшується масова швидкість холодоагентів w , то підвищується як середній коефіцієнт тепловіддачі (далі – КТВ), так і падіння тиску. З підвищенням КТВ зменшується різниця

між середніми температурами внутрішньої стінки труб і киплячого холодоагенту, що призводить до зниження втрат у випарнику. Збільшення ж падіння тиску супроводжується зниженням тиску й температури кипіння холодоагенту на виході з випарника, через що зменшуються продуктивність компресора та холодильний коефіцієнт. Виходячи з необхідності зменшення викидів озоноруйнуючих холодоагентів, сьогодні вживаються заходи щодо створення холодильних систем з малим умістом холодоагенту. Цьому сприяє, зокрема, кипіння холодоагенту в трубах або інших каналах з невеликим прохідним перетином. Розробка таких холодильних систем вимагає точного розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та падіння тиску холодоагентів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Значний внесок у дослідження тепловіддачі та гідродинаміки двофазних потоків зробили такі відомі вчені, як С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанський, Г.М. Данілова, Д.А. Лабунцов, О.О. Гоголін. Вивченням режимів плинну двофазних потоків при кипінні рідин у гладких трубах також займалися Л.С. Стерман, М.Г. Стюшин. Серед закордонних дослідників, що займалися цією темою, варто відзначити М.М. Shah, S.G. Kandlikar, J.R. Thome, P.A. Domanski, C. Wang, R.H.S. Winterton.

Постановка завдання. Метою статті є дослідження методик розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та падіння тиску при кипінні холодоагентів у пласких змійовиках.

Виклад основного матеріалу. На суднах широкого розповсюдження набули змієвикові випарники (повітроохолоджувачі) та кожухотрубно-випарники з внутрішньотрубним кипінням холодоагенту в горизонтальних трубах. Повітроохолоджувачі зазвичай складаються з ряду змієвиків (шлангів), виконаних із горизонтальних труб однакових розмірів. Коліна, за допомогою яких утворюються змієвики, можуть розташовуватися у вертикальній, горизонтальній або похилій площинах. Іноді не всі коліна мають однакову орієнтацію. У змієвиковому випарнику теплопритік до холодоагенту відбувається на прямих ділянках горизонтальних труб. Через коліна теплопритік виявляється незначним, оскільки вони знаходяться поза потоком повітря. Це дає змогу при визначенні КТВ розглядати змієвик як пряму трубу, що нагрівається. Довжина зони кипіння l_k визначається числом n_m та довжиною l_m окремих труб, у яких кипить холодоагент. Зона перегріву пари тут не розглядається. У горизонтальних трубах змієвика, як і в одиночній трубі, що нагрівається, локальні КТВ та обумовлені

тертям градієнти тиску dP_m/dz змінюються за нелінійним залежностями. Для розрахунку кожну трубу плаского змієвика необхідно поділити на короткі ділянки. Різноманіття конструкцій змієвиків і схем руху холодоагенту в них не дає змоги виконати розрахунки середнього КТВ та повне падіння тиску ΔP_n за єдиною методикою.

Для визначеності припустимо, що всі горизонтальні труби змієвика технічно гладкі, мають однакову довжину l_m та розташовуються в одній площині, усі коліна мають однаковий радіус R_k , щільність теплового потоку до всіх труб однакова, а коліна знаходяться поза потоком охолоджуваного середовища. При цьому пласкі змієвики можуть розташовуватися вертикально, горизонтально або мати однаковий кут нахилу θ відносно горизонталі.

Подача рідкого холодоагенту у вертикально або похило розташовані змієвики може здійснюватися зверху або знизу. Внутрішній діаметр d_m , довжина l_m та кількість труб n_m можуть варіюватися в широкому діапазоні за умови дотримання допустимого зниження температури насичення холодоагенту $\Delta t_s \leq 5^\circ\text{C}$. Припустимо, що внутрішній діаметр коліна співпадає з діаметром d_m труби. Радіус вісьової лінії коліна R_k не може бути меншим зовнішнього діаметру труби d_s . Зазвичай приймається співвідношення $\frac{2R_k}{d_m} = 2,5 \dots 6$. Його можна привести до вигляду $R_k = z \cdot d_m$, приймаючи $z = 1,25 \dots 3$.

При зроблених припущеннях труби змієвика, у яких відбувається кипіння холодоагенту, можна розглядати як суцільну трубу, яка обігривається, довжиною $L = l_m \cdot n_m$. Поділ її на короткі ділянки повинен здійснюватися з урахуванням місць розташування коліна. Оскільки теплопритік до холодоагенту в колінах не враховується, масовий паровміст x та ентальпія суміші i_c в них не змінюється.

Умовно можна вважати, що в колінах виконується падіння тиску без зміни термодинамічного стану холодоагенту. Необхідно кожну трубу конкретного змієвика поділити на однакову кількість ділянок n_y . Загальна кількість ділянок розглянутої суцільної труби становить: $n_{oy} = n_m \cdot n_y$. Щоб звести до мінімуму похибку усереднення локальних значень, рекомендується приймати його близьким до 100. Кількість перетинів першої труби становить: $n_{c1} = n_y + 1$. З урахуванням прийнятих допущень для наступних труб воно збігається з кількістю ділянок. Загальна кількість перетинів, для яких обчислюються шукані змінні, становить $n_c = n_{oy} + 1$.

Типова схема розподілу на ділянки змійовика, що складається з чотирьох труб і трьох колін показана на рис. 1. Якщо прийняти $n_y = 25$, то $n_{oy} = 100$.

Коліна знаходяться в перетинах з номерами 26, 51, 76. Як бачимо, входу та виходу чергового коліна присвоюється однаковий номер. Чітка нумерація перетинів змійовика важлива також з позиції усереднення локальних значень КТВ та градієнта тиску.

Падіння тиску відбувається на коротких ділянках труб і в колінах. Тому доводиться підсумовувати результати, отримані в перетинах від другого до останнього. При підсумовуванні падінь тиску в колінах можна використовувати той самий підхід,

оскільки відсутність даних у проміжних рядках не впливає на результат додавання.

Не завжди труби змійовика вдається розділити на цілу кількість ділянок n_y , щоб загальна їх кількість становила $n_{oy} = 100$. Поділ змійовиків на короткі ділянки залежно від кількості труб n_m з указуванням номерів перетинів на вході-виході колін змійовика наведено в таблиці 1. У цій таблиці також наведена кількість перетинів труби n_c та колін n_k . Загальна кількість ділянок варіюється від 95 до 108 одиниць. Вона становить рівно сто лише в п'ятьох змійовиках, що містять від 2 до 20 труб. Можливі й інші варіанти розподілу змійовиків на короткі ділянки.

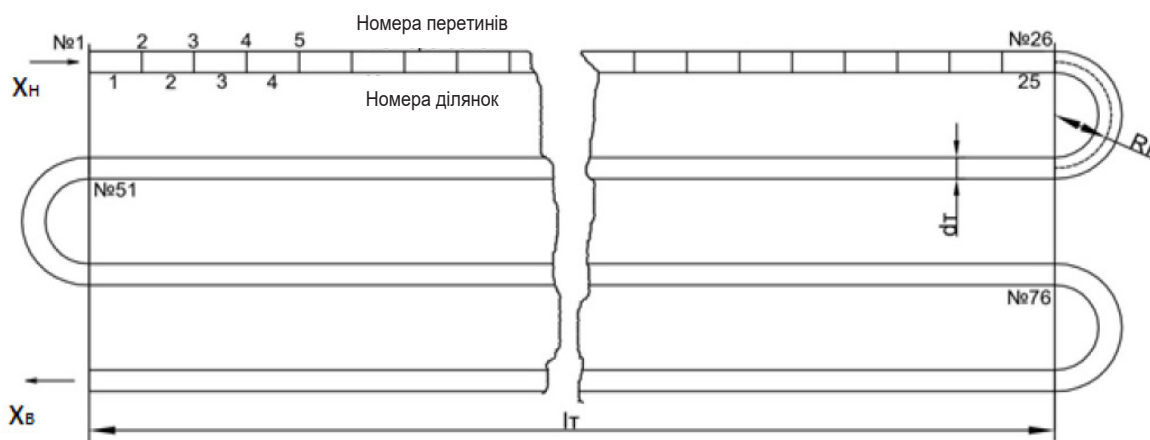


Рис. 1. Умовна схема поділу змійовика з чотирьох труб на ділянки

Таблиця 1

Поділ змійовика на ділянки та нумерація перетинів

Кількість					Номера перетинів на вході-виході колін змійовика
n_m	n_k	n_y	n_{oy}	n_c	
2	1	50	100	101	51
3	2	33	99	100	34, 67
4	3	25	100	101	26, 51, 76
5	4	20	100	101	21, 41, 61, 81
6	5	17	102	103	18, 35, 52, 69, 86
7	6	14	98	99	15, 29, 43, 57, 71, 85
8	7	12	96	97	13, 25, 37, 49, 61, 73, 85
9	8	11	99	100	12, 23, 34, 45, 56, 67, 78, 89
10	9	10	100	101	11, 21, 31, 41, 51, 61, 71, 81, 91
11	10	9	99	100	10, 19, 28, 37, 46, 55, 64, 73, 82, 91
12	11	8	96	97	9, 17, 25, 33, 41, 49, 57, 65, 73, 81, 89
13	12	8	104	105	9, 17, 25, 33, 41, 49, 57, 65, 73, 81, 89, 97
14	13	7	98	99	8, 15, 22, 29, 36, 43, 50, 57, 64, 71, 78, 85, 92
15	14	7	105	106	8, 15, 22, 29, 36, 43, 50, 57, 64, 71, 78, 85, 92, 59
16	15	6	96	97	7, 13, 19, 25, 31, 37, 43, 49, 55, 61, 67, 73, 79, 85, 91
17	16	6	102	103	7, 13, 19, 25, 31, 37, 43, 49, 55, 61, 67, 73, 79, 85, 91, 97
18	17	6	108	109	7, 13, 19, 25, 31, 37, 43, 49, 55, 61, 67, 73, 79, 85, 91, 97, 103
19	18	5	95	96	6, 11, 16, 21, 26, 31, 36, 41, 46, 51, 56, 61, 66, 71, 76, 81, 86, 91
20	19	5	100	101	6, 11, 16, 21, 26, 31, 36, 41, 46, 51, 56, 61, 66, 71, 76, 81, 86, 91, 96

З таблиці 1 можна зробити висновок, що зі збільшенням кількості труб змійовика n_m , зменшується кількість ділянок n_y кожної з них. На точність усереднення локальних значень цей факт впливає слабо, оскільки загальна кількість коротких ділянок змійовика зберігається близькою до 100. Для обмеження повного падіння тиску в змійовику ΔP_n зі збільшенням його труб n_m , як правило, зменшують їх довжину l_m . В іншому випадку значне падіння тиску ΔP_n призведе до зниження температури насичення холодоагенту ϑ_s .

Оскільки змійовикові випарники складаються з горизонтальних труб і колін, проводилася порівняльна оцінка методик розрахунку падіння тиску в колінах [1–6] з метою визначення найбільш достовірної методики. Чисельні значення падіння тиску двофазного потоку R22 та R404A при $t_0 = -30^\circ\text{C}$

в коліні з параметрами: $d_m = 0,012$ м; $R_x = 0,018$ м при масовій швидкості $\omega_p = 60 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$, отримані за цими методиками, наводяться в таблиці 2 для шести значень масового паровмісту x .

За наведеними методиками зі зростанням паровмісту падіння тиску збільшується, що можна пояснити зниженням щільності двофазної суміші. Характерні значні розбіжності втрат тиску в коліні при низькому паровмісті $x = 0,01$. Вони відрізняються в $5,3/0,41=13$ разів для R22 та у $3,22/0,29=11$ разів для R404A.

На рис. 2, 3 побудовані криві, отримані за розрахунковим значенням з таблиці 2 для холодоагенту R404A й температури кипіння $t_0 = -30^\circ\text{C}$.

У діапазоні паровмістів $x=0,8\dots 0,99$ за методикою [6] спостерігається зниження втрат тиску, за методикою [3] вони змінюються слабо, а за іншими

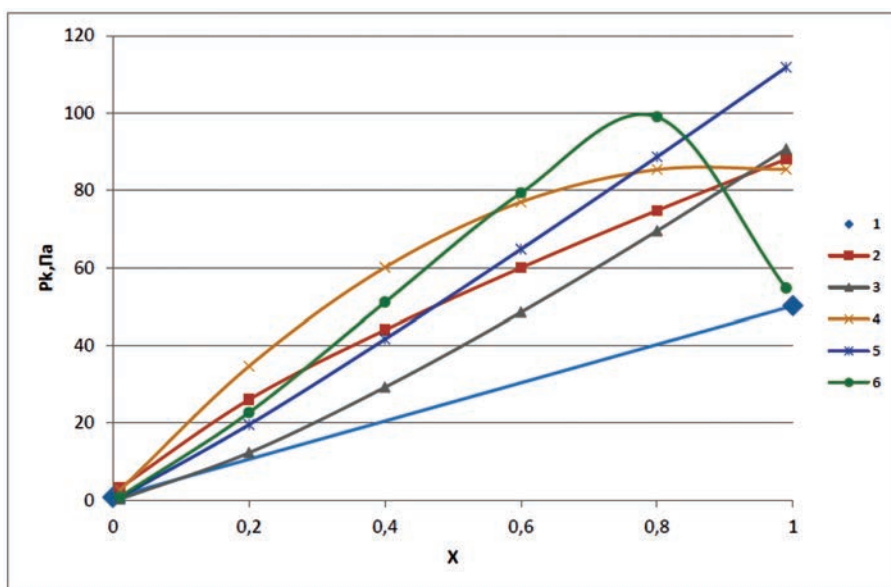


Рис. 2. Залежність падіння тиску в коліні змійовика від масового паровмісту при $\omega_p = 60:3 / (\text{с}^2 \cdot \text{А})$

Таблиця 2

Падіння тиску двофазного потоку R22 та R404A у коліні змійовика, Па

Автори	Паровміст x					
	0,01	0,2	0,4	0,6	0,8	0,99
методик	R22	R22	R22	R22	R22	R22
	R404A	R404A	R404A	R404A	R404A	R404A
[2]	4,3	37,6	63,8	87,2	108,8	128,2
	3,22	26,01	43,99	59,95	74,75	88,03
[3]	0,4	17,2	41,0	68,1	97,6	127,4
	0,29	12,28	29,21	48,49	69,48	90,68
[4]	3,5	51,0	89,1	115,0	129,0	130,0
	2,61	34,63	60,04	76,94	85,33	85,42
[5]	1,0	27,7	59,0	91,7	125,0	158,0
	0,75	19,55	41,62	64,76	88,61	111,78
[6]	1,2	37,0	84,1	130,9	163,5	90,3
	0,87	22,68	51,05	79,27	98,95	54,70

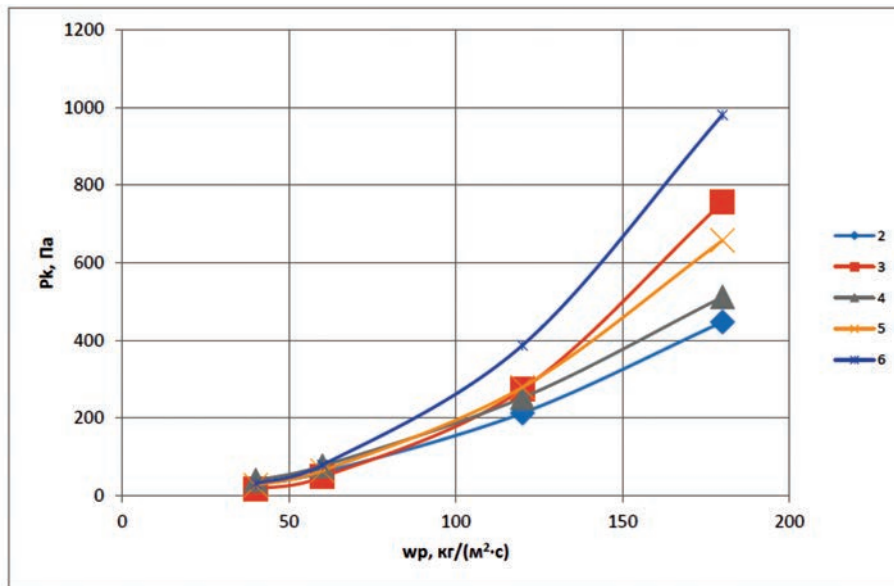


Рис. 3. Залежність падіння тиску в коліні від масової швидкості холодоагенту при $x = 0,6$

методиками продовжується збільшення втрат тиску майже за лінійною залежністю (див. рис. 2).

Наведені в таблиці 2 втрати тиску холодоагенту R22 виявляються вищими, ніж у R404A. Завищені значення втрат тиску при паровмістах, близьких до одиниці, указують на недоліки методик. Лише за однією з них при високих паровмістах утрати тиску в колінах ΔP_n зменшується.

На рис. 3 можна побачити, що зі збільшенням масової швидкості холодоагенту ростуть і втрати тиску. При більш високих температурах кипіння та менших відношеннях діаметра труби d_m та радіусу осьової лінії R_k методика [3] надає недостовірні дані.

Утрати тиску знижуються з підвищенням температури кипіння, це пояснюється зниженням щільності суміші потоку при її підвищенні. Зі збільшенням відношення: $z = R_k / d_m$ збільшуються й утрати тиску. Швидше за все це пов'язано з тим, що збільшуються лінійні втрати напору. За більшістю методик, зі збільшенням діаметра труби d_m та радіуса осьової лінії коліна R_k простежується підвищення втрат тиску, виняток ста-

новить методика [3], що має складний характер зміни параметрів.

Висновки. За результатами аналізу, удосконалену методику Domanski, Hermes [6] можна вважати найбільш прийнятною для розрахунку падіння тиску двофазного потоку в колінах змійовиків, оскільки при наближенні масового паровмісту до одиниці спостерігається виражене зниження падіння тиску. Це відрізняє її від інших методик, що брали участь в аналізі, і відповідає фізиці процесу.

На підставі проведеного дослідження можна стверджувати, що на вже знайдені оптимальні значення масової швидкості та відповідної їй різниці впливають усі змінні, включаючи вид холодоагенту. У реальних умовах кількість сполучень змінних може бути досить значною, у зв'язку з цим кожен випадок повинен розглядатися й оброблятися окремо, завдання дещо спрощується, якщо накладені певні обмеження на деякі змінні. Успішному її вирішенню сприяє наявність програми спільного розрахунку тепловіддачі та падіння тиску при кипінні холодоагентів у трубах змійовика.

Список літератури:

1. Ito H. Pressure losses in smooth pipe bends. *Journal of Basic Engineering*. 1960. Vol. 82, P. 131–143.
2. Gronnerud R. Investigation in liquid hold-up, Flow resistance and Heat Transfer in Circular Type Evaporators, part IV: Two-phase Resistance in boiling refrigerants. *Bulletin de l'Inst. du Froid, Annexe*. 1972. № 1. P. 127–138.
3. Chisholm D. Two-phase flow in pipelines and heat exchangers. London, 1983. 304 p.
4. Geary D.F. Return bend pressure drop in refrigeration systems. *ASHRAE Transaction*. 1975. Vol. 81. № 1. P. 250–265.
5. Chen I.Y. Single-phase and two-phase frictional characteristics of small U-type wavy tubes. *International Journal Heat Mass Transfer*. 2004. Vol. 47. P. 2241–2249.

6. Domanski P.A. An improved correlation for two-phase pressure drop of R22 and R410A in 180° return bends. *Proceedings of the 11-th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*. 2006. P. 1006–1051.
7. Wojtan L. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II- Development of new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes. *International Journal Heat Mass Transfer*. 2005. Vol. 48. P. 2970–2985.
8. Da Silva Lima R.J. Flow boiling in horizontal smooth tubes: new heat transfer results for R-134a at three saturation temperatures. *Applied Thermal Engineering*. 2009. Vol. 29. Iss. 7. P. 1289–1298.
9. Huo X. Boiling two-phase pressure drop in small diameter tubes. Brunel University Research Archive, 2007. 11 p.
10. Colombo L.P.M. Flow patterns, heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation of R134A in microfin tubes. *International Journal Refrigeration*. 2012. Vol. 35. P. 2150–2165.

Daki O.A., Yakusevich Yu.G., Trishin V.V., Liganenko V.V. RESEARCH OF METHODS OF CALCULATION OF HEAT RELEASE COEFFICIENTS AND PRESSURE DROPPING AT BOILING OF REFRIGERATORS IN FLAT COILS

Coil evaporators and shell-and-tube evaporators with intra-tube boiling of refrigerant in horizontal pipes have become widespread on ships. Based on the need to reduce emissions of ozone-depleting refrigerants, measures are currently being taken to create refrigeration systems with low refrigerant content. This is facilitated, in particular, by the boiling of the refrigerant in pipes or other channels with a small cross-section. A lot of electricity is used to ensure the operation of a significant number of evaporators at different boiling points. From the standpoint of energy efficiency in the in-tube boiling of refrigerants, it is necessary to achieve a high intensity of heat transfer and a small pressure drop of the two-phase flow. The development of such refrigeration systems requires accurate calculation of heat transfer coefficients and pressure drop of refrigerants. In the article the research of methods of calculation of coefficients of heat transfer and pressure drop at boiling of refrigerants in flat coils is carried out. According to the results of the analysis, the improved Domansky method, Hermes can be considered the most acceptable for calculating the pressure drop of two-phase flow in the knees of the coils, because when approaching the mass vapor content to one, there is a marked decrease in pressure drop. This distinguishes it from other methods involved in the analysis and corresponds to the physics of the process. Based on the study, it can be argued that the already found optimal values of mass velocity and the corresponding difference are influenced by all variables, including the type of refrigerant. In real conditions, the number of combinations of variables can be quite significant, in this regard, each case must be considered and processed separately, the task is slightly simplified if certain restrictions are imposed on some variables. Its successful solution is facilitated by the presence of a program for the joint calculation of heat transfer and pressure drop during the boiling of refrigerants in the coil pipes.

Key words: coil, heat transfer coefficient, pressure, ship refrigerators, refrigerant.