

## ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 536.7; 621.56

**Переохолодження холодоагенту в парокомпресорній холодильній машині з проточним ресивером та повітряним конденсатором****Г. О. Горбенко<sup>1✉</sup>, Р. Ю. Турна<sup>2</sup>, О. В. Бучко<sup>3</sup>**<sup>1-3</sup>Національний аерокосмічний університет ім. Н. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», вул. Чкалова, 17, Харків, 61070, Україна✉ e-mail: <sup>1</sup>[gennadiy.gorbenko@ctph.com.ua](mailto:gennadiy.gorbenko@ctph.com.ua)ORCID: <sup>1</sup><http://orcid.org/0000-0002-7179-1618>; <sup>2</sup><http://orcid.org/0000-0001-5773-1400>;<sup>3</sup><http://orcid.org/0000-0003-4525-5157>

*У холодильній техніці розглядається процес переохолодження холодоагенту в підсистемі «конденсатор – проточний ресивер» парокомпресорної холодильної машини. Потік рідини на вході та виході з ресивера є стаціонарним та має однакове переохолодження. Таке уявлення про процес суперечить законам термодинаміки. У реальному процесі на виході з конденсатора (на вході в ресивер) потік завжди нестационарний (квазістаціонарний), пульсувальний. На вхід у ресивер надходить то переохолоджена рідина, то двофазний потік із конденсатора. У статті це обґрунтовано теоретичними викладками та підтверджено експериментом на холодильній машині. Проточні ресивери можуть використовуватися в різних двофазних контурах теплоперенесення, у тому числі з насосним прокачуванням рідини. Перед нами поставлено завдання розрахунку та забезпечення необхідної величини переохолодження рідини на виході з ресивера, яка залежить від безлічі режимних та конструктивних параметрів. Аналіз показав, що можна коректно вирішити задачу, використовуючи лише нестационарну математичну модель системи, що враховує тепло- та масообмінні процеси в ресивері, повне заправлення та теплову інерційність всіх елементів системи. Виконане дослідження дозволило створити основу для побудови моделі. Для підтвердження результатів аналізу було проведено ретельний експеримент на парокомпресорній холодильній машині з повітряним конденсатором та повітряним випарником, який встановлено у холодильній камері. Випробування були організовані на холодильному агрегаті «CAE9460T Tecumseh Europe», що працює на холодоагенті R22. Експеримент було проведено при повільному зниженні температури в холодильній камері, тому вимірювання виконувались практично за установлених режимах. Через оглядове скло на виході із конденсатора (на вході в ресивер) спостерігався двофазний пульсуючий потік високої частоти з періодом  $\Delta t < 1$  с.*

**Ключові слова:** Парокомпресорна холодильна машина; Насосний двофазний контур теплоперенесення; Проточний ресивер; Переохолодження холодоагенту; Опис математичної моделі

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i1.2312>

© The Author(s) 2022. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>**1. Вступ**

При описі роботи холодильних машин (ХМ) зазвичай оперують таким поняттям, як «переохолодження холодоагенту» на виході з конденсатора

або ресивера. У літературі холодильщиків, інженерів та практиків, існує спрощений підхід до викладу цього поняття, що призводить до логічних помилок, у тому числі і законів термодинаміки [1-3].

Метою статті є опис процесу переохолоджен-

ня рідини в холодильній машині, що не суперечить законам термодинаміки, та попередній аналіз впливу різних параметрів системи на величину переохолодження.

Холодильна машина за суттю є контуром теплоперенесення з двофазним теплоносієм (ДФК): тепло переноситься від джерела тепла до стоку тепла за рахунок використання циклу випаровування/конденсації холодоагенту. Циркуляція теплоносія у парокомпресорній холодильній машині здійснюється компресором, що дозволяє будувати зворотний термодинамічний цикл та переносити тепло від джерела з низькою температурою до стоку тепла з високою температурою.

Можлива циркуляція теплоносія у двофазних контурах теплоперенесення та з використанням механічного насоса. Такі контури використовуються, наприклад, у системах обігріву та фрикулінгу, системах терморегулювання космічних апаратів [4], охолодження потужної електроніки та ін.

ДФК з компресором та насосом вимагають наявності зовнішнього джерела енергії для прокачування теплоносія. Існує великий клас двофазних контурів теплоперенесення, що не потребують зовнішнього джерела енергії для прокачування. Це, так звані, «термоциркуляційні контури», в яких реалізується прямий термодинамічний цикл, а робота повністю витрачається на прокачування теплоносія [5]. Найбільш відомими прикладами таких контурів є двофазні термосифони, контурні теплові труби та турбонасосні агрегати.

ДФК всіх типів можуть мати у своєму складі різні гідроаккумулятори або розширювальні ємності різного типу: відкриті, сильфонні, з газонадувом, з тепловим регулюванням та ін. Використання в контурах проточного гідроаккумулятора, що подібний проточному ресиверу холодильних машин, має певні переваги, але і додаткові недоліки, наприклад, пов'язані із забезпеченням необхідного переохолодження рідини на виході з ресивера. Тому питання, поставлене в цій статті, актуальне для ширшого кола двофазних контурів теплоперенесення, ніж парокомпресорні холодильні машини.

## 2. Підсистема конденсатор-ресивер

Розглянемо частину парокомпресорної холодильної машини (ХМ) з проточним повітряним конденсатором і проточним ресивером, саме – підсистему «конденсатор – ресивер», як її зазвичай розглядають у літературі (рис. 1) [3].

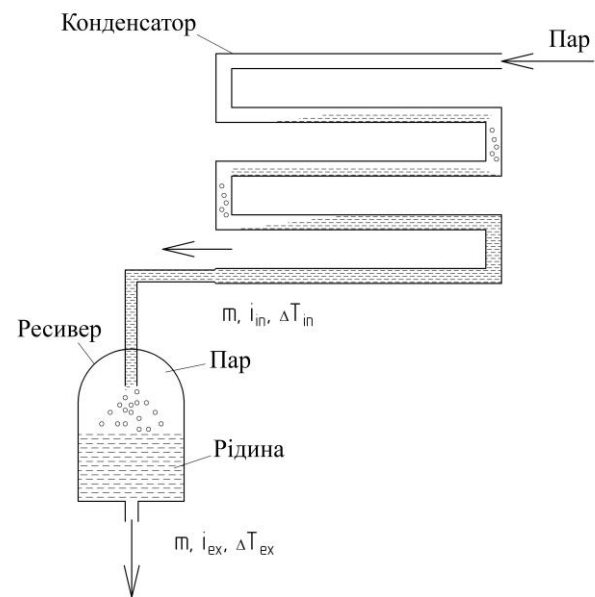


Рисунок 1 – Підсистема «конденсатор – ресивер»

На вхід у конденсатор надходить перегріта пара. У конденсаторі пара охолоджується, конденсується і переохолоджується. Переохолоджена рідина з температурою  $T_{in}$  подається в ресивер, в якому при нормальній заправці та роботі ХМ обов'язково є дві зони: парова та рідинна. Холодоагент залишає ресивер у рідкій фазі з температурою  $T_{ex}$ .

## 3. Стаціонарний режим роботи підсистеми «конденсатор-ресивер»

Розглянемо роботу підсистеми у стаціонарному режимі. Вважатимемо, що тиск уздовж каналу конденсатора і в ресивері змінюється мало і дорівнює  $P$ . Ресивер теплоізований, теплообміну з навколишнім середовищем не має. Витрата постійна і дорівнює  $m$ . Температура та ентальпія на вході в ресивер –  $T_{in}$ ,  $h_{in}$ ; температура та ентальпія на виході з ресивера –  $T_{ex}$ ,  $h_{ex}$ .

При нормальному заправленні та роботі ХМ рідина на виході з конденсатора (на вході в ресивер) зазвичай переохолоджена на:

$$\Delta T_{in} = T_s(P) - T_{in} = 3...7 \text{ K}, \quad (1)$$

де  $T_s(P)$  – температура насичення при тиску  $P$ .

Параметр  $\Delta T_{in}$  часто використовується для діагностики ХМ.

Відповідно до першого закону термодинаміки при прийнятих припущеннях

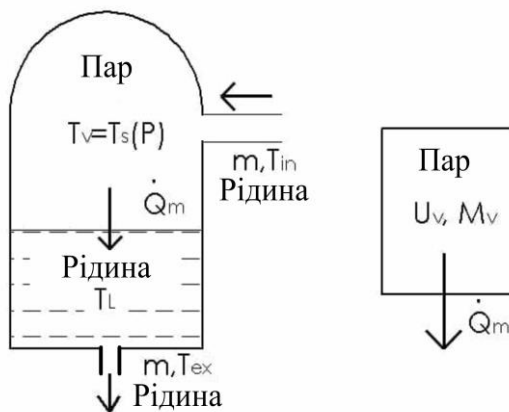
$$h_{in} = h_{ex}; T_{in} = T_{ex}; \Delta T_{in} = \Delta T_{ex}. \quad (2)$$

**Висновок перший:** У стаціонарному режимі роботи підсистеми «конденсатор – теплоізований ресивер» ентальпія (температура, величина переохолодження) потоку холодоагента на вході та виході з ресивера однакова.

Як буде показано нижче, більш правильно говорити про середні за часом параметри потоку.

#### 4. Стаціонарний режим роботи ресивера

Розглянемо докладніше параметри холодоагенту в ресивері (рис. 2) у нерівноважному наближенні.



**Рисунок 2** – Параметри ресивера та парового об'єму. Стаціонарна модель

Вважатимемо, що пара і рідина в ресивері характеризуються постійними значеннями маси і єдиними середніми за обсягом значеннями температур  $T_v$  і  $T_L$ . Загальновідомо, що пара, що контактує з рідиною в ресивері, має температуру, близьку до температури насичення  $T_v = T_s(P)$ ; а рідина, в принципі, може бути переохолоджена і мати середню температуру  $T_L = T_{ex}$ .

За наявності різниці температур між паром та рідиною ( $T_v > T_L$ ) згідно з другим законом термодинаміки, неминуче виникає тепловий потік між фазами  $\dot{Q}_m$ .

Парову та рідинну області можна представити як дві відкриті термодинамічні системи. Для парової області можна записати нестационарне рівняння першого закону термодинаміки:

$$\frac{dU}{d\tau} = -\dot{Q}_m, \quad (3)$$

де  $U_v$  – повна внутрішня енергія пари;  $\tau$  – час.

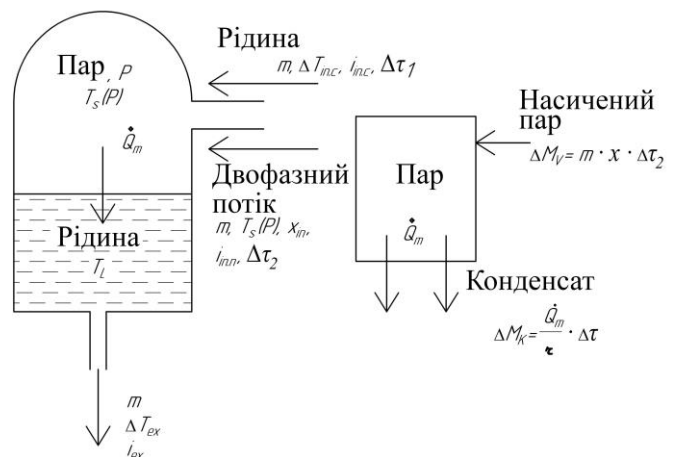
Для того, щоб існував стаціонарний стан па-

рового обсягу, права частина рівняння (3) повинна дорівнювати нулю. Однак у правій частині є лише один явний член – тепловий потік  $\dot{Q}_m$ . При прийнятих припущеннях немає інших членів, інших зовнішніх впливів, які компенсують тепловий потік. Тому внутрішня енергія  $U_v$  і маса пари  $M$  з часом зменшуватимуться, а пара конденсуватиметься.

**Висновок другий:** Термодинамічна система «паровий об'єм» у прийнятих вище припущеннях (стаціонарний режим) не може існувати.

#### 5. Квазістаціонарний режим роботи ресивера

Розглянемо квазістаціонарний режим роботи теплоізованого проточного ресивера (рис. 3). Під квазістаціонарним режимом розумітимемо режим роботи системи, коли середні значення параметрів холодоагенту за невеликий період часу (циклу)  $\Delta\tau$  залишаються постійними, хоча в межах цього періоду вони можуть змінюватися.



**Рисунок 3** – Квазістаціонарна модель ресивера та парового об'єму

Проаналізуємо спрощену квазістаціонарну модель такого виду. На вхід ресивера періодично надходить то переохолоджена рідина з температурою  $\Delta T_{in,c}$  протягом часу  $\Delta\tau_1$ , то двофазний рівноважний потік з температурою насичення  $T_s(P)$  і масовим вмістом пари  $x_{in}$  протягом часу  $\Delta\tau_2$ . Потік переохолодженої рідини на виході із ресивера – стаціонарний. Витрату холодоагента  $m$  вважатимемо постійною; об'єм ресивера, об'єм пари та рідини – досить великими, щоб протягом періоду часу  $\Delta\tau = \Delta\tau_1 + \Delta\tau_2$  не відбувалося суттєвої зміни параметрів пари та рідини в ресивері. По завершенню циклу жодних змін у ресивері немає, тиск, темпе-

ратури фаз не змінюються – квазістаціонарний процес.

Ентальпія вхідної переохолодженої рідини протягом часу  $\Delta\tau_1$ :

$$h_{in.c} = h'(P) - C_p \cdot \Delta T_{in.c}, \quad (4)$$

де:  $h'(P)$  – ентальпія насиченої рідини при тиску  $P$ ;  $C_p$  – теплоємність рідини;  $\Delta T_{in.c}$  – переохолодження рідини, що надходить у ресивер в період часу  $\Delta\tau_1$ .

Ентальпія вхідного двофазного потоку протягом часу  $\Delta\tau_2$

$$h_{in.h} = h'(P) + x \cdot r(P), \quad (5)$$

де  $r(P)$  – прихована теплота пароутворення при тиску  $P$ ;  $x$  – масовий паровміст потоку, що надходить у ресивер у період часу  $\Delta\tau_2$ .

Середня за часом ентальпія вхідного потоку  $\bar{h}_{in}$  за період  $\Delta\tau = \Delta\tau_1 + \Delta\tau_2$

$$\bar{h}_{in} = \frac{h_{in.c} \cdot \Delta\tau_1 + h_{in.h} \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\tau_1 + \Delta\tau_2}$$

або

$$\bar{h}_{in} = h_{in.c} \cdot \left(1 - \frac{\Delta\tau_2}{\Delta\tau}\right) + h_{in.h} \cdot \frac{\Delta\tau_2}{\Delta\tau}. \quad (6)$$

Підставляючи (4) та (5) в (6) отримаємо:

$$\bar{h}_{in} = h'(P) - C_p \cdot T_{in.c} \cdot \left(1 - \frac{\Delta\tau_2}{\Delta\tau}\right) + r \cdot x \cdot \frac{\Delta\tau_2}{\Delta\tau}. \quad (6.1)$$

Зауважимо, що середня ентальпія та переохолодження вхідного потоку  $\Delta T_{in}$  будуть меншими, ніж ентальпія  $h_{in.c}$  та максимальне переохолодження  $\Delta T_{in.c}$  в період часу  $\Delta\tau_1$ . Ентальпія переохолодженої рідини, що виходить з ресивера

$$h_{ex} = h'(P) - C_p \cdot T_{ex}. \quad (7)$$

Ентальпія, температура і переохолодження потоку, що виходить з ресивера, будуть рівні середнім значенням ентальпії, температурі і переохолодженню вхідного потоку (див. рівняння (2)):

$$h_{ex} = \bar{h}_{in}; T_{ex} = \bar{T}_{in}; \Delta T_{ex} = \Delta \bar{T}_{in}. \quad (8)$$

Прирівнюючи (7) та (6.1), отримаємо

$$\Delta T_{ex} = \Delta T_{in.c} - \Delta T_{in.c} \cdot \frac{\Delta\tau_2}{\Delta\tau} - \frac{r \cdot x}{C_p} \cdot \frac{\Delta\tau_2}{\Delta\tau}. \quad (9)$$

У квазістаціонарному режимі маса пари в ресивері  $M_V$  за період  $\Delta\tau$  не повинна змінюватися. Рівняння збереження маси пари в ресивері можна представити як:

$$\Delta M_C = \frac{\dot{Q}_m}{r} \cdot \Delta\tau = m \cdot x \cdot \Delta\tau_2 = \Delta M_V, \quad (10)$$

ліворуч  $\Delta M_C$  – маса пари, що конденсується, за період  $\Delta\tau$  внаслідок теплообміну пари і рідини; праворуч  $\Delta M_V$  – маса пари, що поступає у ресивер у період часу  $\Delta\tau_2$ .

Таким чином, зменшення кількості пари в результаті конденсації заповнюється надходженням насиченої пари в період  $\Delta\tau_2$ . З (10)

$$\frac{\Delta\tau_2}{\Delta\tau} = \frac{\dot{Q}_m}{m \cdot r \cdot x}. \quad (11)$$

Підставимо (11) до (9). Тоді

$$\Delta T_{ex} = \Delta T_{in.c} - \Delta T_{in.c} \cdot \frac{\dot{Q}_m}{m \cdot r \cdot x} - \frac{\dot{Q}_m}{m \cdot C_p}. \quad (12)$$

Тепловий потік між фазами в ресивері пропорційний інтенсивності теплообміну (повному коефіцієнту теплопередачі)  $kF$  та характерній різниці температур (переохолодженню рідини)  $\Delta T_{ex}$ . Його можна уявити у вигляді:

$$\dot{Q}_m = kF \cdot \Delta T_{ex}. \quad (13)$$

Поеднуючи рівняння (12) і (13) знайдемо переохолодження рідини на виході з ресивера

$$\Delta T_{ex} = \frac{1}{\frac{1}{\Delta T_{in.c}} \cdot \left(1 + \frac{kF}{m \cdot C_p}\right) + \frac{kF}{m \cdot r \cdot x}}. \quad (14)$$

**Висновок третій:** Квазістаціонарний режим роботи термодинамічної системи «паровий об'єм» цілком можливий, коли на вхід до ресивера періодично надходить то переохолоджена рідина, то

двофазний рівноважний потік. Такий квазістаціонарний процес не суперечить законам термодинаміки.

## 6. Величина переохолодження рідини на виході з ресивера

Досліджуємо вираз (14).

Переохолодження на виході з ресивера  $\Delta T_{ex}$  залежить від величини переохолодження на вході  $\Delta T_{in,c}$  в період часу  $\Delta t_1$ , паровмісту потоку  $x$  в період часу  $\Delta t_2$ , інтенсивності теплообміну між парою і рідиною  $kF$ , витрати  $m$  і теплофізичних властивостей  $C_p$  і  $r$  холодоагенту.

Видно, що у вираз (14) не входять періоди часу  $\Delta t_1$  і  $\Delta t_2$ , що говорить про мимовільне налаштування системи на коливальний процес з певними періодами подачі переохолодженої рідини і двофазного середовища, виходячи з параметрів цих потоків і динамічних властивостей підсистеми «конденсатор-ресивер».

Чим більше  $\Delta T_{in,c}$ , тим більше  $\Delta T_{ex}$ , що фізично зрозуміло.

Видно суттєвий вплив на  $\Delta T_{ex}$  інтенсивності теплообміну між фазами  $kF$ : чим більша інтенсивність теплообміну, тим менше переохолодження  $\Delta T_{ex}$  за інших рівних умов. У межі, за дуже великої інтенсивності теплообміну,  $\Delta T_{ex}$  прагне до нуля за будь-якого значення  $\Delta T_{in,c}$ . Цим пояснюється те, що в реальних нормально заправлених і працюючих холодильних машинах, (у ресивері знаходиться одночасно насичена пара і переохолоджена рідина) переохолодження не буває дуже високим, незалежно від розмірів конденсатора. Зазвичай на практиці впорскування холодоагенту з конденсатора в ресивер виконується в парову область ресивера. Таке впорскування збільшує інтенсивність теплообміну і дозволяє системі перерозподіляти рідкий холодоагент по елементах холодильної машини в залежності від теплового навантаження та температури джерела та стоку тепла.

Висновок четвертий: Переохолодження рідини на виході з ресивера  $\Delta T_{ex}$  зменшується зі збільшенням інтенсивності теплообміну між парою та рідиною в ресивері  $kF$ . У практиці експлуатації холодильних машин зазвичай вимірюють переохолодження потоку на вході в ресивер, а не на виході. Через інерційність засобів вимірювання фіксують стаціонарну середню температуру на виході з конденсатора, яка близька до температури потоку на виході з теплоізовованого ресивера, хоча в

реальності параметри потоку на вході в ресивер пульсують.

## 7. Вплив конструктивних та режимних параметрів на величину переохолодження рідини

У реально працюючих ХМ при нормальній їх заправці холодоагентом величина переохолодження на виході з ресивера  $\Delta T_{ex}$  може змінюватися в досить широких межах (3...10 К). Задамося питанням, від чого залежить ця величина? Виконаний аналіз не дає відповіді на це запитання. Очевидно, що на  $\Delta T_{ex}$ , крім режимних параметрів, впливають конструктивні параметри та динамічні властивості всіх елементів підсистеми.

Для того, щоб отримати чисельні дані за величиною переохолодження, необхідно використувати нестаціонарну математичну модель підсистеми, що враховує конструктивні параметри та теплову інерцію всіх елементів, граничні умови на вході та виході з підсистеми, повне заправлення системи. Можливо, для аналізу квазістаціонарного режиму необхідно розширити межі підсистеми, перейти до розгляду системи вищого рівня ієрархії. У разі холодильної машини така система може включати також дросель (терморегулювальний вентиль), випарник, компресор або весь контур холодильної машини.

Більш детальний аналіз процесу переохолодження рідини в холодильних машинах та насосних контурах теплоперенесення з проточним ресивером – завдання майбутніх досліджень.

## 8. Експериментальне підтвердження теоретичного аналізу

Для якісного підтвердження результатів теоретичного аналізу був проведений експеримент на пароконденсаторній холодильній машині з повітряним конденсатором і повітряним випарником, встановленим в холодильній камері. Агрегат «CAE9460T Tecumseh Europe» працює на холодоагенті R22 (рис. 4). На виході з конденсатора (на вході в ресивер) і на виході з ресивера було встановлено оглядове скло. Ресивер був теплоізований. Вимірювалися такі показники: тиск у ресивері; середня температура потоку на вході та виході з ресивера поверхневими давачами з досить великим постійним часом (див. таблицю). Експеримент проведений при повільному зниженні тем-

ператури в холодильній камері, так що вимірювання виконувались практично на установлених режимах.

Результати експерименту виявилися такими:

- Середні температури потоків на вході та виході з ресивера мають близькі значення. Відмінність  $\sim 1\text{K}$ . Швидше за все це пов'язано з похибкою вимірювань.
- Через оглядове скло на виході з конденсатора (на вході в ресивер) можна було спо-

стерігати двофазний потік високої частоти з періодом  $\Delta t < 1\text{ c}$ .

- Спостереження за потоком на виході з ресивера показало, що через оглядове скло протікає однофазна рідина.
- Переохолодження потоку на вході та виході з ресивера мало близькі значення (4...5 K).

Експеримент повністю підтвердив висновки теоретичного аналізу.

**Таблиця – Протокол експерименту**

| Температура в холодильній камері, °C | Температура на вході в ресивер, °C | Температура на виході з ресивера, °C | Тиск у ресивері $P_1$ , бар | Температура насичення тиску $P_1$ , °C | Переохолодження, K |             |
|--------------------------------------|------------------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|----------------------------------------|--------------------|-------------|
|                                      |                                    |                                      |                             |                                        | Після ресивера     | До ресивера |
| 1,8                                  | 23,0                               | 22,0                                 | 10,1                        | 27,3                                   | 5,3                | 4,3         |
| 1,5                                  | 23,0                               | 22,0                                 | 10,1                        | 27,3                                   | 5,3                | 4,3         |
| 1,2                                  | 23,2                               | 22,2                                 | 10,2                        | 27,6                                   | 5,4                | 4,4         |
| 1,0                                  | 23,2                               | 22,1                                 | 10,1                        | 27,3                                   | 5,2                | 4,1         |
| 0,8                                  | 23,2                               | 22,2                                 | 10,1                        | 27,3                                   | 5,1                | 4,1         |
| 0,7                                  | 23,2                               | 22,2                                 | 10,1                        | 27,3                                   | 5,1                | 4,1         |
| 0,5                                  | 23,1                               | 22,1                                 | 10,1                        | 27,3                                   | 5,2                | 4,2         |
| 0,4                                  | 22,9                               | 22,0                                 | 10,0                        | 26,9                                   | 4,9                | 4,0         |
| 0,3                                  | 22,7                               | 21,8                                 | 9,9                         | 26,6                                   | 4,8                | 3,9         |
| 0,2                                  | 22,6                               | 21,7                                 | 9,9                         | 26,6                                   | 4,9                | 3,9         |

\* Атмосферний тиск 1,0028 бар. Фреон R22.



**Рисунок 4 – Холодильний агрегат CAE9460T. Вид зверху.**

Видно два оглядових скла, що встановлені після конденсатора перед ресивером (1) і після ресивера (2).

У першому оглядовому склі видно наявність бульбашок пари, у другому – чиста рідина

## 9. Висновок

При описі процесу переохолодження холодоагенту в підсистемі «конденсатор – проточний ресивер» парокомпресорної холодильної машини зазвичай вважається, що потік на вході та виході з ресивера стаціонарний і має однакове переохолодження. Такий опис суперечить законам термодинаміки. Теоретичний аналіз та експеримент показують, що реальний потік на виході з конденсатора (на вході в ресивер) завжди нестаціонарний (квазістаціонарний), пульсувальний. На вхід в ресивер надходить то переохолоджена рідина, то двофазний потік.

Якщо в літературі для холодильщиків-практиків спрощений виклад процесу переохолодження припустимий і виправданий, то в підручниках і монографіях необхідно описувати процес переохолодження більш суворо, не ігноруючи закони термодинаміки, які зазвичай викладаються в навчальних курсах паралельно з описом холодильних машин. Як мінімум, необхідно давати короткі роз'яснення у примітках. Для цього можна використати матеріал цієї статті.

У більш широкому плані стоїть завдання розрахунку та забезпечення необхідної величини переохолодження рідини на виході з проточного ресивера парокомпресорних холодильних машин та двофазних насосних контурів теплоперенесення. Це завдання можна коректно вирішити, використовуючи нестаціонарну модель системи, що враховує тепло- та масообмінні процеси в ресивері, повне заправлення та теплову інерційність всіх елементів системи. Побудова такої моделі є метою майбутніх досліджень.

*Автори висловлюють подяку проф. Сапожнікову В.Б. за участь в обговоренні цієї статті.*

## Особистий внесок авторів CRediT

**Горбенко Г.О.:** перевірка, формальний аналіз, написання – оригінальний проект, адміністрування. **Турна Р.Ю.:** еволюція загальних цілей та завдань, концептуалізація, методологія, дослідження, написання – огляд та редагування. **Бучко О.В.:** формальний аналіз, візуалізація, верифікація, програмне забезпечення, написання – огляд та редагування.

## Література

1. Доссат Рой Дж. Основи холодильної техніки. Перев. з англ. – М.: Легка та харчова промисловість, 1984. – 520с.
2. Маак В., Еккерт Г.-Ю., Кошпен Ж.-П. Польман. Підручник з холодильної техніки. Перекл. із фр. – М: Вид. МГУ, 1998. – 1142 с.
3. Котзаогланіан П. Посібник для ремонтника. Практичний посібник з ремонту холодильного обладнання з конденсаторами повітряного охолодження. Перекл. із фр. – М.: ЗАТ «Острів», 1997. – 340 с.
4. Ніконов А. А., Горбенко Г. О., Блінков В. Н. Теплообмінні контури з двофазним теплоносієм для систем терморегулювання космічних апаратів. – М.: Центр НТД "Пошук", 1991. – 302 с.
5. Горбенко Г. О. Основи синтезу термоциркуляційних контурів для систем терморегулювання літальних апаратів та енергоустановок. Дис. на здоб. вч. ст. докт. техн. наук. – Харків, 1992. – 201с.

Отримана в редакції 23.12.2021, прийнята до друку 19.01.2022

## Refrigerant subcooling in a vapor-compression refrigeration machine with a flow receiver and an air condenser

Gennadiy Gorbenko<sup>1✉</sup>, Rustem Turna<sup>2</sup>, Oleksii Buchko<sup>3</sup>

<sup>1-3</sup>National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Chkalov str., 17, Kharkiv, 61070, Ukraine

✉ e-mail: <sup>1</sup>gennadiy.gorbenko@ctph.com.ua

ORCID: <sup>1</sup><http://orcid.org/0000-0002-7179-1618>; <sup>2</sup><http://orcid.org/0000-0001-5773-1400>;

<sup>3</sup><http://orcid.org/0000-0003-4525-5157>

*Process of refrigerant subcooling in subsystem «condenser-flow receiver» of vapour compression refrigerating machine is addressed in refrigeration engineering. The fluid flow at the inlet and outlet of the receiver is considered as stationary and has same subcooling. Such formulation of process contradicts the thermodynamic laws. In real process, at the condenser outlet (at the receiver inlet) flow is always nonstationary (quasi-stationary), pulsating. Subcooled liquid and two-phase flow alternately come to the*



receiver from the condenser. In the article it is substantiated theoretically and confirmed experimentally on the refrigeration machine. Flow receivers can be used in a variety of two-phase heat transfer loops, including mechanical pumped loop. There is the task of calculating and obtaining the necessary value of liquid subcooling at the receiver outlet, which depends on many operating and design parameters. The analysis showed that the problem can be correctly solved using only nonstationary mathematical model of the system, which takes into account heat and mass transfer processes in the receiver, system refrigerant charging and thermal inertia of all system elements. Carried out investigations allowed to build-up the basis for such mathematical model. To confirm the results of the analysis, a detailed experiment was carried out on a vapor-compression refrigeration machine with an air condenser and an air evaporator, which was installed in the refrigeration chamber. Tests were carried out on «CAE9460T Tecumseh Europe» refrigeration unit with R22 as working refrigerant. Experiment was carried out with a slow temperature decrease in refrigeration chamber, so the measurements were carried out at almost stationary modes. Through the sight glass at the condenser outlet (at the receiver inlet) a two-phase pulsating flow of high frequency with a period of  $\Delta\tau < 1$  s is observed.

**Keywords:** Vapor-compression refrigeration machine; Two-phase heat transfer mechanical pumped loop; Flow receiver; Refrigerant subcooling; Mathematical model description

## References

1. Dossat, Roy J. (1984) Basics of refrigeration technology. Translation from English. M.: *Light and food industry*, 520.
2. Maak, V., Eckert, G.-Yu., Koshpen, Zh.-P. Polman. (1998) Textbook of refrigeration equipment. Translation from Fr. M: *Publisher MSU*, 1142.
3. Kotzaoglanian, P. (1997) Repairman's Guide. A practical guide to repairing refrigeration equipment with air-cooling condensers. Translation from French. M.: *CJSC "Ostrov"*, 340.
4. Nikonov, A.A., Gorbenko, G.O., Blinkov, V.N. (1991) Heat exchange circuits with a two-phase heat carrier for thermoregulation systems of space vehicles. M.: *NTD Center "Poisk"*, 302.
5. Gorbenko, G.O. (1992) Fundamentals of the synthesis of thermocirculation circuits for thermoregulation systems of aircraft and power plants. *Diss. for an academic degree Dr. technical science, Kharkiv*, 201.

Received 23 December 2021

Approved 19 January 2022

Available in Internet 30 March 2022