

## РОЗДІЛ 1

## ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

УДК 621.565

Ю. В. Байдак<sup>1</sup>, В. А. Смик<sup>2</sup><sup>1</sup> Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна<sup>2</sup> Одеська національна морська академія, вул. Дідріхсона, 8, Одеса, 65029, Україна**МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧІ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ З ПОВЕРХНІ ВИПАРНИКА ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО КОНТЕЙНЕРА**

*Результати роботи стосуються холодильної установки рефрижераторного контейнера і спрямовані на розв'язання задачі конвективного теплообміну навколо трубчатого випарника із вентилятором примусового обдування, які розташовано в металевому кожусі. Постановку задачі та її моделювання виконано для двомірної системи координат, а для її вирішення застосовано програмне середовище COMSOL Multiphysics, Femlab 3.0, Fluid Dynamics - Incompressible Navier-Stokes - Convection and Conduction. Отримані результати дозволяють встановити межові умови при вирішенні задачі розрахунку поля температур повітря у шафі рефрижераторного контейнера і, на їх основі, розрахунку розподілу поля температур.*

**Ключові слова:** Моделювання – Рефрижераторний контейнер – Холодильна установка – Випарник – Примусова конвекція – Поле температур

Ю. В. Байдак<sup>1</sup>, В. А. Смик<sup>2</sup><sup>1</sup> Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, Одесса, 65039, Украина<sup>2</sup> Одесская национальная морская академия, ул. Дидрихсона, 8, Одесса, 65029, Украина**МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАДАЧИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА С ПОВЕРХНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО КОНТЕЙНЕРА**

*Результаты работы касаются холодильной установки рефрижераторного контейнера и направлены на решение задачи конвективного теплообмена вокруг трубчатого испарителя с вентилятором принудительного обдува, расположенных в металлическом кожухе. Постановка задачи и ее моделирование выполнена для двумерной системы координат, а для ее решения применена программная среда COMSOL Multiphysics, Femlab 3.0, Fluid Dynamics - Incompressible Navier-Stokes - Convection and Conduction. Полученные результаты позволяют установить граничные условия при решении задачи расчета поля температур воздуха в шкафу рефрижераторного контейнера и, на их основе, расчета распределения поля температур.*

**Ключевые слова:** Моделирование – Рефрижераторный контейнер – Холодильная установка – Испаритель – Принудительная конвекция – Поле температур



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).  
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

**I. ВСТУП**

Перевезення швидкокопсувних продуктів на дальні відстані вимагають утворення для них штучних умов середовища, застосування особливих технічних засобів та розробки прогресивних технологій їх підтримання. Тривале збереження споживчої властивості швидкокопсувних продуктів є стратегічною задачею і відноситься до державної програми, яка регулюється Законом України від 23.12.1997 р. №771/97-ВР «Про безпечність та якість харчових продуктів». Дотримання більшості вимог діючого закону забезпечується точністю підтримання необхідних теплофізичних показників середовища утримання харчових продуктів упродовж тривалого часу їх транспортування і саме у рефрижераторному контейнері.

Технічні засоби та технології контейнерних перевезень швидкокопсувних продуктів водним транспортом постійно удосконалюються і, насамперед, завдяки впровадженню підвищених вимог світових стандартів щодо точності підтримання технологічних параметрів та їх тестуванню упродовж тривалого часу транспортування продуктів – температур, вологості, тиску, чистоти повітря у холодильному відсіку тощо. Впровадження сучасних мікропроцесорних систем моніторингу, тестування холодильних машин під час роботи завантаженого рефрижераторного контейнера повинне бути спрямованим і на прогнозування зміни у часі технологічних параметрів середовища в якому здійснюється зберігання швидкокопсувних продуктів під впливом зміни фізичних показників на тільки продукту але і оточуючого контейнер

середовища. Велика вага завантажених продуктів, в межах 20...40 тонн напряму відображається на значенні показника сталої часу перехідного процесу зміни температури продукту у холодильному відсіку

$$\tau' = \frac{cG}{\kappa_m F_{ox}} \approx 49...98(\text{год})$$

де  $c \approx 3500(\text{Вт} \cdot \text{с})/(\text{кг} \cdot \text{К})$  - питома теплоємність і  $G \approx 20000...40000(\text{кг})$  - вага продукту,  $\kappa_m \approx 10\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  і  $F_{ox} \approx 40(\text{м}^2)$  - коефіцієнт тепловіддачі та поверхня охолодження вантажу, а, відтак, загальний час виходу його в упорядкований за температурою режим роботи, який, у залежності від вже досягнутої у холодильнику температури, може коливатися в межах двох, чотирьох діб. Якщо закон регулювання продуктивності роботи холодильної машини по виходу температури на бажаний її рівень недосконалий за алгоритмом, математичною моделлю, то матиме місце недо- перерегулювання температури у холодильному відсіку і порушення умов зберігання швидкопсувних продуктів. Отже, застосування сучасних програмних продуктів або баз даних, сформованих за їх допомогою, які б покращили закон регулювання продуктивності роботи холодильних машин, є актуальним.

## II. МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧІ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ У СЕРЕДОВИЩІ ВИПАРНИКА

На рисунку 1 наведено пристрій вентилятора трубчастого випарника холодильної машини рефрижераторного контейнера.



**Рисунок 1** – Зовнішній вигляд вентилятора і трубчастого випарника холодильної установки від виробника Carrier Transicold

Фізичний процес теплообміну охоплює увесь комплекс явищ переносу теплоти у просторі і обумо-

влений градієнтом температури в окремих комірках середовища, яке розглядається. Складний процес теплообміну пов'язують із різноманітними фізичними явищами, серед яких конвективний теплообмін – сумісний перенос теплоти конвекцією і теплопровідністю – є вирішальним у більшості випадків. Якщо конвекція є можливою тільки в рухомому середовищі і пов'язана з його рухом, то теплопровідність пов'язують з рухом маси в середовищі, що призводить до його неоднорідності, а, відтак, до дифузії речовини і додатковому переносу теплоти молекулами – дифузійній теплопровідності. У більшості випадків дифузійною теплопровідністю нехтують.

Вивчення конвективного теплообміну вимагає встановлення зв'язків між визначальними фізичними величинами у середовищі і, по перше - поля температур і поля швидкості речовини та динаміки її руху. Конвективний теплообмін формалізується диференціальними рівняннями, що встановлюють закони збереження маси, кількості руху і енергії речовини у середовищі, крізь поверхню якого здійснюється її рух. Саме одне з них – диференційне рівняння переносу енергії і є відображенням закону її збереження у середовищі, оскільки вимагає рівності підсумкової енергії, що перетікає через поверхню виділеного об'єму до її зміни в самому об'ємі. Отже, швидкість зміни повної – внутрішньої і кінетичної енергії дорівнює сумі потужностей масових та поверхневих сил, діючих в об'ємі та на поверхні середовища, а також енергії потоку від руху молекул у середовищі [1].

Будь яка термодинамічна система має певний запас повної енергії  $E = K + U$ , де  $K = E_k + E_n$  – кінематична енергія, що складається з кінетичної енергії руху системи  $E_k = \rho \frac{\vec{v}^2}{2}$  або швидкісного

напору і потенціальної енергії робочого тіла системи  $E_n = \rho gh \approx 0$ , в яких  $\rho, \vec{v}, g, h$  – густина і вектор швидкості речовини середовища, прискорення вільного падіння та висота тіла над рівнем моря, відповідно. Величина  $U = U_k + U_n + U_0$  має назву внутрішньої енергії і складається з кінетичної енергії руху молекул, їх потенціальної енергії взаємодії і енергії при температурі абсолютного нуля, від якої відраховують усі зміни енергії, а відтак вважають  $U_0 = 0$ . Зазвичай в термодинаміці розглядають питому внутрішню енергію  $u_{\text{пит.}} = \frac{U}{\rho}$ , тобто внутрішню енергію

речовини масою у 1 кг, оскільки показник внутрішньої енергії залежить від маси системи [2]. Відтак, рівняння енергії, що переноситься конвективним теплообміном може бути складеним на підставі рівняння переносу маси речовини

$$\frac{d\rho}{d\tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = -\nabla \cdot \vec{J}_\rho + I_\rho,$$

в якому  $\rho, \vec{v}, \vec{J}_\rho, I_\rho, \tau$  – густина речовини, вектор її швидкості, густина потоку молекул речовини, потужність джерела речовини, час [1]. Якщо замість густини речовини застосувати повну енергію її одиничного

об'єму  $\rho \equiv E$ , то така підстановка дозволяє записати повну енергію речовини як

$$E = \rho e = \rho \left( u_{\text{пит.}} + \frac{\bar{v}^2}{2} \right), \text{ де } e - \text{питома повна енергія, що приходиться на 1 кг речовини. Оскільки обмін теплом із оточуючим середовищем здійснюється через поверхню об'єму речовини конвекцією та дифузійною, а також за рахунок поверхневих сил, то густина потоку енергії із урахуванням потоку внутрішньої енергії речовини } \bar{J}_U, \text{ утвореного ним тензору механічних напруг } \bar{\sigma} \text{ на поверхні об'єму і вектора її швидкості } \bar{v} \text{ становить } \bar{J}_E = \bar{J}_U + \bar{\sigma} \cdot \bar{v}. \text{ Джерела енергії, розташовані в об'ємі, характеризуються роботою масових сил як } I = \rho \bar{F} \cdot \bar{v}. \text{ Звідси диференційне рівняння переносу повної енергії, із урахуванням того, що потік внутрішньої енергії теплового характеру внаслідок неізотермічності речовини } \bar{J}_U = \bar{q}, \text{ має вигляд}$$

$$\frac{d(\rho e)}{d\tau} + \nabla \cdot (\rho e \bar{v}) = -\nabla \cdot \bar{q} - \nabla \cdot (\bar{\sigma} \cdot \bar{v}) + \rho \bar{F} \cdot \bar{v}. \quad (1)$$

З попереднього витікає, що ліва частина виразу є повною енергією  $E = \frac{d(\rho e)}{d\tau} + \nabla \cdot (\rho e \bar{v})$ , а права – внутрішня  $U = -\nabla \cdot \bar{q}$  і кінетична  $K = -\nabla \cdot (\bar{\sigma} \cdot \bar{v}) + \rho \bar{F} \cdot \bar{v}$  енергії.

Оскільки вектор швидкості речовини пов'язаний з її температурою, встановимо цю залежність. Так, із диференційного рівняння переносу кінетичності руху [1]

$$\frac{d(\rho \bar{v})}{d\tau} + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) = -\nabla \cdot \bar{\sigma} + \rho \bar{F},$$

після його скалярного множення на вектор швидкості  $\bar{v}$ , матимемо диференційне рівняння кінетичної енергії

$$E_k = \left[ \frac{d(\rho \bar{v})}{d\tau} + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) \right] \bar{v} = -\nabla \cdot \bar{\sigma} \cdot \bar{v} + \rho \bar{F} \cdot \bar{v}.$$

Після перетворення лівої частини виразу, отримуємо її у вигляді

$$\begin{aligned} \left[ \frac{d(\rho \bar{v})}{d\tau} + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) \right] \bar{v} &= \left[ \rho \frac{\partial \bar{v}}{\partial \tau} + (\rho \bar{v} \cdot \nabla) \bar{v} \right] \cdot \bar{v} = \\ &= \rho \frac{\partial (\bar{v}^2 / 2)}{\partial \tau} + (\rho \bar{v} \cdot \nabla) \bar{v}^2 / 2 = \frac{\partial (\rho \bar{v}^2 / 2)}{\partial \tau} + \\ &+ \nabla \cdot [\rho \bar{v} (\bar{v}^2 / 2)] = \frac{\partial E_k}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\bar{v} E_k), \end{aligned}$$

а саме диференційне рівняння кінетичної енергії як

$$\frac{\partial E_k}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\bar{v} E_k) = -\nabla \cdot \bar{\sigma} \cdot \bar{v} + \rho \bar{F} \cdot \bar{v}.$$

Виконуючи заміну тензора напруг  $\bar{\sigma}$  сумою кульового тензора, пов'язаного зі зміною елементарного об'єму під термодинамічним тиском речовини  $p$ , і девіатора напруг (тензора в'язких напруг), пов'язаного зі зміною форми елементарного об'єму внаслідок його деформацій під впливом зміни в'язкості речовини  $\gamma$ , отже її течії, тобто у вигляді  $\bar{\sigma} = p \bar{\delta} + \bar{\gamma}$ , отримаємо диференційне рівняння кінетичної енергії у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{dE_k}{d\tau} + \nabla \cdot (\bar{v} E_k) &= -\nabla \cdot (p \bar{v}) - \nabla \cdot (\bar{\gamma} \cdot \bar{v}) + \\ &+ \rho \bar{F} \cdot \bar{v} + p (\nabla \cdot \bar{v}) + \bar{\gamma} : (\nabla \cdot \bar{v}), \end{aligned} \quad (2)$$

в якому  $\bar{\delta} = 1$  – дельта-тензор Кронекера (сума двох змінних – одинична діагональна і розріджена матриця), а символ  $(:)$  подвійна скалярна множина

$$\nabla \cdot \bar{\sigma} \cdot \bar{v} = \nabla \cdot (\bar{\sigma} \bar{v}) - \bar{\sigma} : (\nabla \bar{v}).$$

Із урахуванням виразів повної енергії (1) та кінетичної енергії (2), внутрішня енергія становитиме  $U = E - E_k$  або:

$$\frac{d(\rho u_{\text{num}})}{d\tau} + \nabla \cdot (\rho u_{\text{num}} \bar{v}) = -\nabla \cdot \bar{q} - p \nabla \cdot \bar{v} - \bar{\gamma} : (\nabla \bar{v}),$$

Із загального курсу термодинаміки [2] відомо, що ентальпія одиниці маси речовини встановлюється рівнянням

$$h = u_{\text{num}} + p / \rho,$$

а, відтак, рівняння переносу ентальпії матиме вигляд

$$\frac{d(\rho h)}{d\tau} + \nabla \cdot (\rho h \bar{v}) = -\nabla \cdot \bar{q} + \frac{\partial p}{\partial \tau} + p (\nabla \cdot \bar{v}) - \bar{\gamma} : (\nabla \bar{v}).$$

Якщо теплообмін здійснюється при ізобаричній течії речовини,  $p = \text{const}$ , рівняння спрощується до виду

$$\frac{dh}{d\tau} + \nabla \cdot (h \bar{v}) = -\frac{1}{\rho} \nabla \cdot \bar{q} - \frac{1}{\rho} \bar{\gamma} : (\nabla \bar{v}).$$

Застосовуючи заміну змінних

$$dh = c_p dT, \quad \bar{q} = -\lambda dT,$$

де  $c_p, \lambda = \text{const}$  ізобарна теплоємність одиниці маси речовини і її теплопровідність, матимемо рівняння переносу енергії в найбільш розповсюдженій формі

$$c_p \frac{dT}{d\tau} + \nabla \cdot (c_p T \bar{v}) = \frac{\lambda}{\rho} \nabla^2 T - \frac{\bar{\gamma}}{\rho} : (\nabla \bar{v}).$$

Для усталеного режиму локальна похідна є нульовою, а відтак

$$\nabla \cdot (T \bar{v}) - \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 T = -\frac{\bar{\gamma}}{\rho c_p} : (\nabla \bar{v}), \quad (3)$$

де складова, що праворуч визначає в'язку дисипацію і враховує незворотну частину переносу енергії. Одержане рівняння співпадає з його аналогом, наведеним у програмному продукті COMSOL Multiphysics Femlab 3,0, а саме його частині Heat Transfer – Convection and Conduction яка застосовується для розрахунку задач конвективного теплообміну.

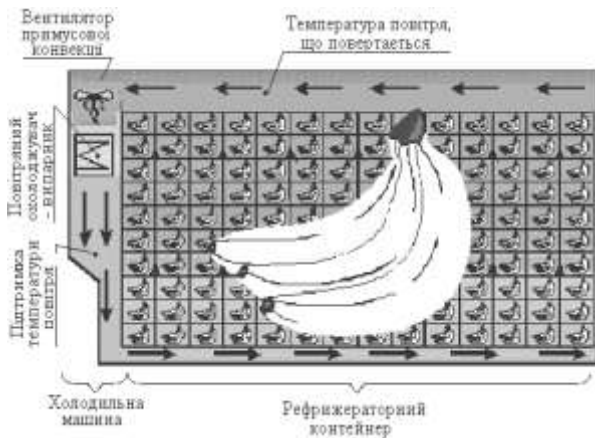
У декартових координатах і для усталеного режиму рівняння переносу енергії має вигляд

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) - \frac{\dot{\gamma}}{\rho c_p} : (\nabla \cdot \vec{v}) \quad (4)$$

а, отже, розрахунок поля температур у рухомому середовищі (речовині, газі, повітрі) повинен мати попередній розрахунок в ньому поля швидкостей і навпаки.

### III. МОДЕЛЮВАННЯ РОЗПОДІЛУ ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУРИ ПОВІТРЯ В ВІДСІКУ ВИПАРНИКА

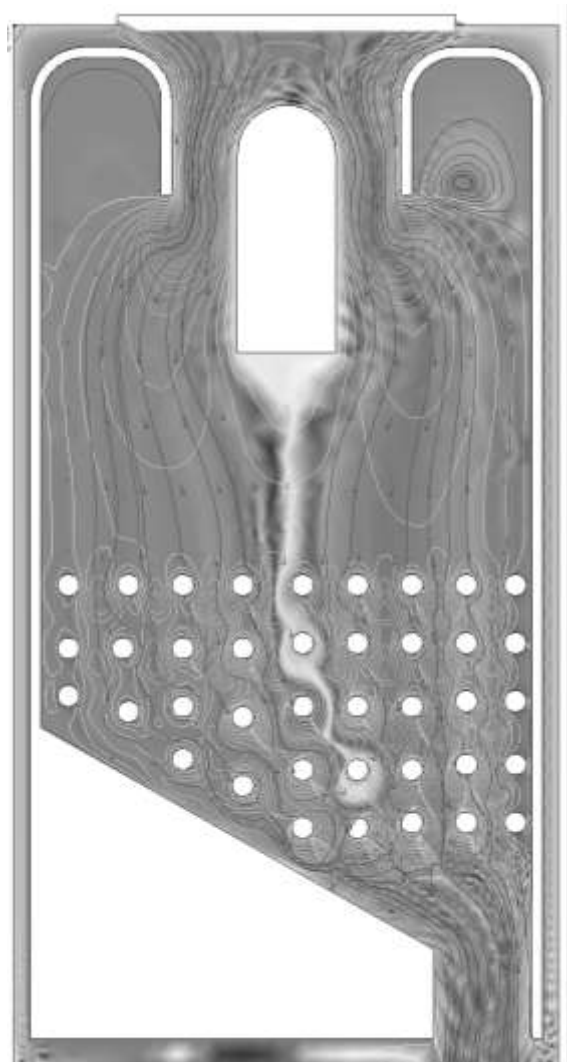
Метою роботи є визначення межових значень поля температур повітря на виході після випарника холодильної машини або на початку камери рефрижераторного контейнера та такого, який, розташований у металевому кожусі із звуженням перерізу вихідного отвору і оснащено системою примусової подачі повітря від вентилятора, що приводиться у дію однофазним асинхронним двигуном, рисунок 2.



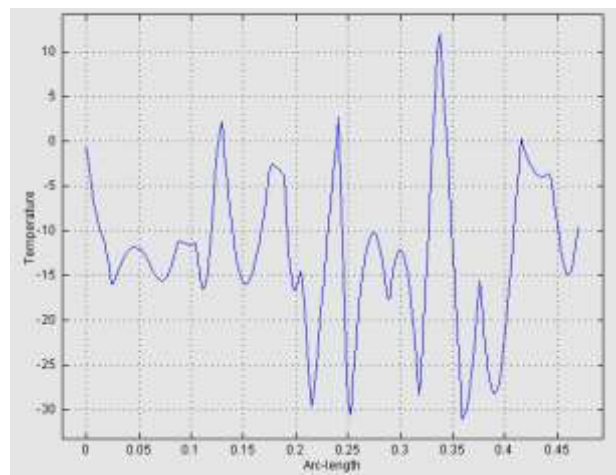
**Рисунок 2** – Рух повітряного потоку в холодильній машині і холодильному контейнері упродовж циклу охолодження

Вирішити комплексно обидві задачі по визначенню поля температури із спільними межовими умовами можливо, але недоцільно за втратою точності розрахунку, внаслідок значних геометричних розмірів камери рефрижераторного контейнера по відношенню до відсіку холодильної машини. Оскільки на розподіл температури у повітрі суттєво впливає швидкість його руху, то на початку розрахунку поля температур виконується розрахунок поля швидкостей повітря на підставі вирішення диференційного

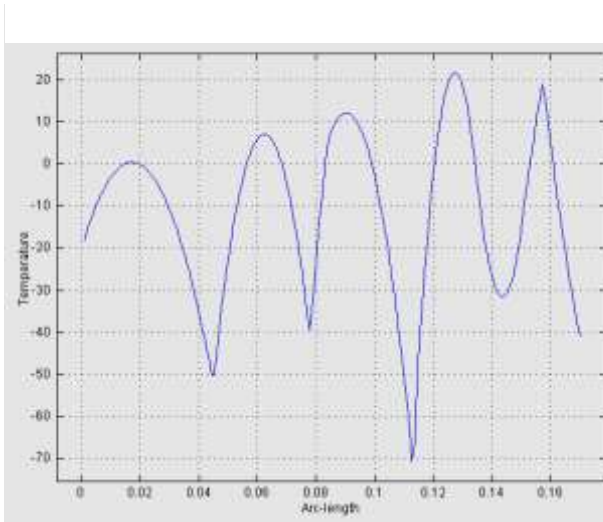
рівняння Нав'є-Стокса. Отримані швидкості руху повітря в пристрої випарника, відповідно до виразу (4), було покладено як межові умови для вирішення задачі конвективного теплообміну.



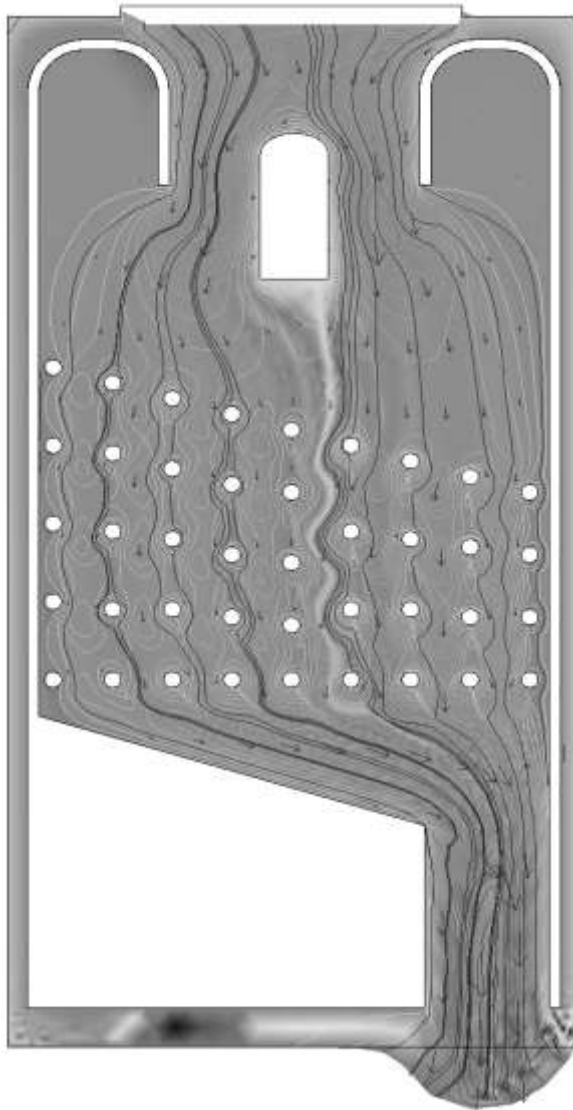
**Рисунок 3** – Характер конвективного теплообміну у пристрої багатосферного випарника від виробника Thermo King Corporation



**Рисунок 4** – Графік температури повітря на вході у випарник



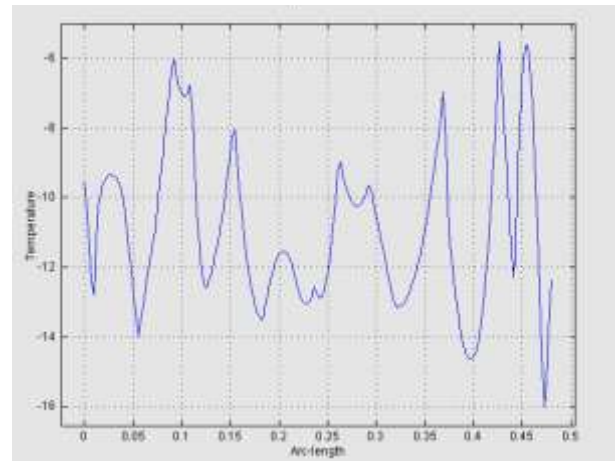
**Рисунок 5** – Графік температури повітря на виході з випарника



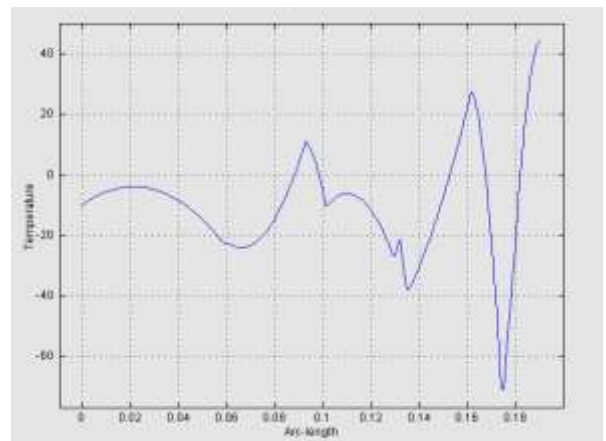
**Рисунок 6** – Характер конвективного теплообміну у пристрої багатощарового випарника від виробника Carrier Transicold

Розрахунки задачі конвективного теплообміну і поля температур у пристрою випарника виконані шляхом вирішення рівняння (3) із застосуванням програмного продукту COMSOL Multiphysics Femlab 3.0 в його частині Heat Transfer – Convection and Conduction.

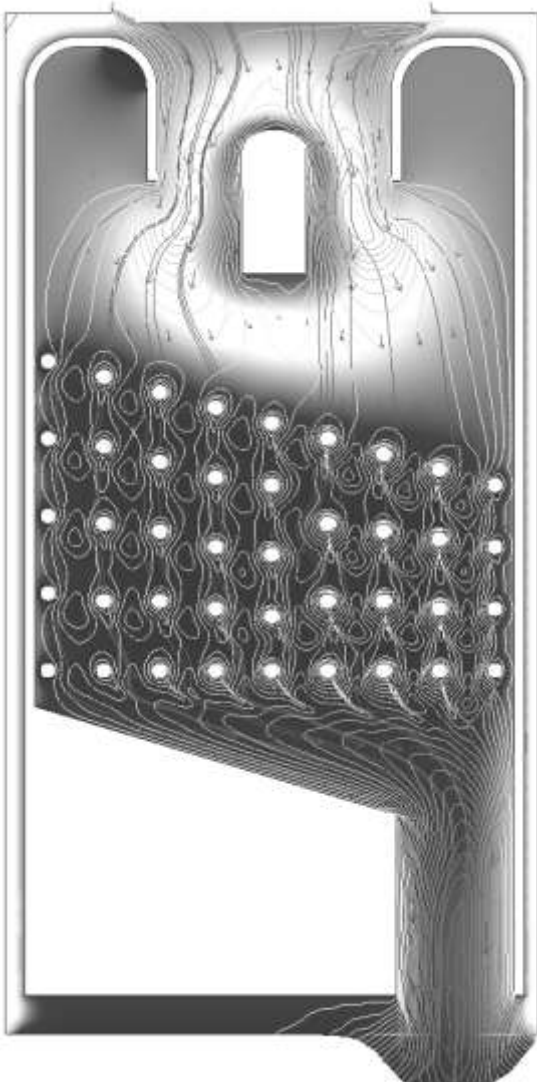
Результати розрахунків задачі конвективного теплообміну для двох конструкцій випарника від виробників Thermo King Corporation і Carrier Transicold наведені на рисунках 3 і 6. В розрахункових моделях враховано відмінності геометричних розмірів вентилятора і його температур, конфігурації повітря, кута нахилу його поверхні до потоку повітря, що надходить після вентилятора, кут нахилу каналу звуження потоку повітря на виході з пристрою випарника до рефрижераторного контейнера та температура оточуючого середовища. На рисунках 4, 5, 7, 8 наведені побудовані графіки температури повітря на вході і виході з випарників, конструкцій відповідних виробників.



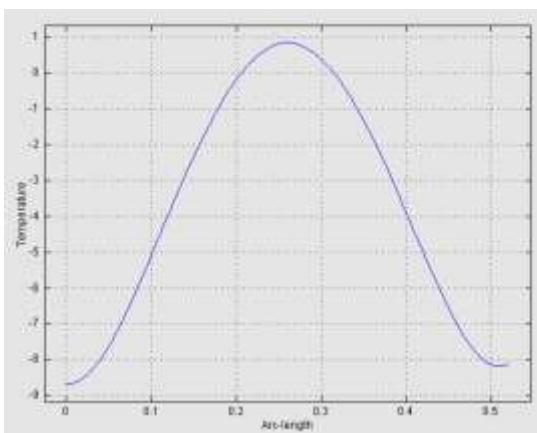
**Рисунок 7** – Графік температури повітря на вході у випарник



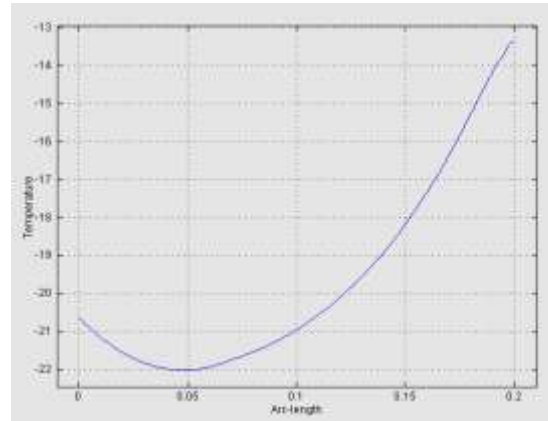
**Рисунок 8** – Графік температури повітря на виході з випарника



**Рисунок 9** – Характер конвективного теплообміну у пристрої багатосферового випарника від виробника Carrier Transicold для нульової швидкості повітря



**Рисунок 10** – Графік температури повітря на вході у випарник



**Рисунок 11** – Графік температури повітря на виході з випарника

## ВИСНОВКИ

1. Для наведеного на рисунку 6 пристрою випарника можливо визначити, що повітря під дією примусової конвекції, утворюваної вентилятором, обтікає, встановлену під кутом до напрямку руху повітря, поверхню випарника і проходить в каналі звуження де його швидкість і тиск зростають. Отже, швидкість руху повітря у корисному об'ємі рефрижераторного контейнера є залежними від початкових значень швидкості повітря і його тиску на виході випарника, а також від продуктивності двигуна вентилятора. Для порівняння на рисунку 9 наведено рішення задачі конвективного теплообміну в середовищі випарника при неврахуванні швидкості повітря, а на рисунках 10, 11 графіки температури повітря на вході та на виході пристрою випарника. Порівняння рисунків 3, 6 з рисунком 9 вказує на суттєву розбіжність результатів фізичного процесу конвективного теплообміну із урахуванням і без урахування швидкості повітря при моделюванні роботи холодильної машини рефрижераторного контейнера.

2. Інтегральне значення температури на виході з пристрою випарника, розраховане із урахуванням швидкості повітря, є нижчим за її значення отримані без урахування руху повітря.

## ЛІТЕРАТУРА

1. **Беляев Н. М.** Основы теплопередачи: Учебник. – К.: Выща шк., 1989. – 343 с.
2. **Беляев Н. М.** Термодинамика. – К.; Выща шк., 1987. – 344 с.
3. Руководство по эксплуатации и техобслуживанию холодильных агрегатов Carrier моделей 69 NT40-489 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://container.ru/about/refcontainer/page/alias=ref4>. Дата обращения: 07.05.2015.
4. Инструкция по эксплуатации рефрижераторных контейнеров SABRU «THERMO KING» модели ТК 50825-4-ММ [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://www.refcont.ru/index.php?option=com\\_content&task=view&id=12&Itemid=10](http://www.refcont.ru/index.php?option=com_content&task=view&id=12&Itemid=10). Дата обращения: 07.05.2015.

Отримана в редакції 09.10.2015, прийнята до друку 18.12.2015

*Yu. V. Baidak*<sup>1</sup>, *V. A. Smyk*<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, 65082, Ukraine

<sup>2</sup> Odessa National Maritime Academy, 8 Didrikhson str., Odessa, 65029, Ukraine

## CONVECTIVE HEAT EXCHANGE FROM THE REFRIGERATING CONTAINER REFRIGERATION UNIT EVAPORATOR SURFACE PROBLEM SIMULATION

*The study is aimed at solving the problem of convective heat transfer calculating in the tubular evaporator unit of refrigerating container, which is equipped with fan forced convection. The mathematical model of the problem as a differential equation that establishes the energy conservation law in the air cells through the surface of which its movement is carried out is given. In the process of the convective heat transfer around the evaporator problem calculating the link between the basic physical quantities in the air – temperature fields and velocity of its movement was considered. Close relationship of obtained temperature values and air velocity at the outlet from evaporator unit as boundary conditions for further calculation of temperature field in the refrigerator compartment of refrigerating container was proved. Statement of the problem and its simulation were performed in a two-dimensional coordinate system, and software environment COMSOL Multiphysics, Femlab 3.0, Fluid Dynamics - Incompressible Navier-Stokes - Convection and Conduction was applied for its solution. The accomplished calculations have shown that the integral temperature value at the outlet of the evaporator unit, was calculated taking into account air velocity, which is lower than its values obtained without air movement consideration. The results of the study should be useful during the research of the convective heat transfer phenomenon in the different refrigerating devices, allow to choose evaporator and fan capacity more reasonably under conditions of obtaining the desired cooling mode for perishable products as well as in the learning process.*

**Key words:** *Simulation – Refrigerating container – Refrigeration unit – Evaporator – Forced convection – Temperature field*

### REFERENCES

1. **Belyaev N. M.** 1989. Osnovyi teploperedachi: Ucheb-nik. Kiev, Vyscha shkola, 343 p.
2. **Belyaev N. M.** 1987. Thermodynamic. Kiev, Vyscha shkola, 344 p.
3. Rukovodstvo po ekspluatatsii i tehobsluzhivaniyu holodilnyih agregatov Carrier modeley 69 NT40-489 [Elektronik source]. Access mode: <http://container.ru/about/refcontainer/page/.alias=ref4>. Date of access: 07.05.2015.
4. Instruktsiya po ekspluatatsii refrizheratornyih konteynerov SABRU «THERMO KING» modeli TK 50825-4-MM [Elektronik source]. Access mode: [http://www.refcont.ru/index.php?option=com\\_content&task=view&id=12&Itemid=10](http://www.refcont.ru/index.php?option=com_content&task=view&id=12&Itemid=10). Date of access: 07.05.2015.

---

Received 28 August 2015  
Approved 18 December 2015  
Available in Internet 28.02.2016