

РОЗДІЛ 1

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

УДК 621.565

В. А. Смик¹, Ю. В. Байдак²¹ Одеська національна морська академія, вул. Дідріхсона, 8, Одеса, 65029, Україна² Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна**МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧІ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ В ХОЛОДИЛЬНІЙ ШАФІ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО КОНТЕЙНЕРА**

Матеріали роботи спрямовані на вирішення польової задачі із розрахунку швидкості руху повітря у замкненому об'ємі холодильної шафи 20 футового рефрижераторного контейнера із примусовою конвекцією повітря від виробника фірми Carrier Transicold і, на її підставі, – конвективного теплообміну. Моделювання задачі виконано у двомірній системі координат із застосуванням програмного продукту COMSOL Multiphysics, Femlab 3.0, Fluid Dynamics - Incompressible Navier-Stokes – Convection and Conduction. Отримані результати дозволяють наблизитись до теоретичної оцінки ефективності роботи холодильної машини в упорядкованому режимі при зміні теплофізичних показників і об'єму вантажу та навколишнього середовища під час транспортування швидкокопсувних продуктів.

Ключові слова: Моделювання; Рефрижераторний контейнер; Холодильна машина; Холодильна шафа; Примусова конвекція; Поле швидкостей; Поле температур.

В. А. Смык¹, Ю. В. Байдак²¹ Одесская национальная морская академия, ул. Дидрихсона, 8, Одесса, 65029, Украина² Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, Одесса, 65039, Украина**МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАДАЧИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В ХОЛОДИЛЬНОМ ШКАФУ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО КОНТЕЙНЕРА**

Материалы работы направлены на решение полевой задачи по расчету скорости движения воздуха в замкнутом объеме холодильного шкафа 20 футового рефрижераторного контейнера с принудительной конвекцией воздуха от производителя фирмы Carrier Transicold и, на его основе, – конвективного теплообмена. Моделирование задачи выполнено в двухмерной системе координат с использованием программного продукта COMSOL Multiphysics, Femlab 3.0, Fluid Dynamics - Incompressible Navier-Stokes – Convection and Conduction. Полученные результаты позволяют приблизиться к теоретической оценке эффективности работы холодильной машины в упорядоченном режиме при изменении теплофизических показателей и объема груза, а также окружающей среды во время транспортировки быстропортящихся продуктов.

Ключевые слова: Моделирование; Рефрижераторный контейнер; Холодильная машина; Холодильный шкаф; Принудительная конвекция; Поле скоростей; Поле температур.

DOI: 10.15673/0453-8307.3/2015.39280



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

I. ВСТУП

Морські перевезення швидкокопсувних продуктів у рефрижераторних контейнерах типорозміру 1CC (TEU – 20 foot equivalent unit) до будь-якого порту світу, при температурі їх утримання в межах 25...-18°С і температурі навколишнього середовища 32...-10°С, є найбільш швидкими, безпечними, гнучкими і економічними [4,6]. У зв'язку зі змінами температури навколишнього середовища, відносної вологості повітря, інтенсивності сонячного випромінювання, завантаження судна, наван-

таження на холодильну машину, схованої і фізичної теплоти упродовж перевезень, стан швидкокопсувних продуктів в рефрижераторному контейнері також змінюється. Відтак, в практиці перевезень, для надійного задоволення вимогам можливого максимального теплового навантаження, компресор холодильної машини, вентилятори примусового повітряного охолодження випарника і конденсатора працюють з максимальною швидкістю обертання, потужністю, щоб запобігти зіпсуванню швидкокопсувних продуктів в умовах неконтрольованих, швидких змін зовнішніх та внутрішніх фі-

зичних властивостей середовища. Отже, керування роботою холодильної машини потребує всебічного і системного аналізу фізичного процесу примусового охолодження, урахування його можливих наслідків на процес зберігання продуктів у рефрижераторному контейнері і, тим більше, що стала часу динамічного процесу охолодження, нагріву значна - сягає кількох діб але, при цьому, зберігається можливість впливу на тривалість робочого циклу холодильної машини через регулювання продуктивності вузлів її топології. Нажаль регулювання продуктивності роботи холодильної машини, у більшості випадків під час перевезень продуктів, йде всупереч з бажанням утримувати її в стані найбільшої ефективності хоча б за показником COP (Coefficient Of Performance) $\varepsilon = Q_o/W$ в якому Q_o – потужність охолодження, W – спожита холодильною машиною потужність [3]. Для оперативної оцінки показника ефективності герметичної холодильної машини можливо застосувати метод запропонований у [1] та його аналізатор [2] але його алгоритм започатковано на показаннях трьох температур упродовж робочого циклу холодильної машини, а саме на ділянці випаровування хладону у випарнику, на ділянці виходу охолодженого повітря з коробчастого пристрою випарника до рефрижераторного контейнера та у реперній точці об'єму контейнера, яка інтегрально враховує температурний стан в ньому. Отже, у цьому випадку, необхідно спиратися або на показання трьох датчиків температури упродовж проведення фізичного експерименту або отримати їх значення розрахунком польової задачі зміни температурного стану у рефрижераторному контейнері в динаміці на протязі одного циклу роботи холодильної машини в упорядкованому режимі. Відтак, метою роботи на даному етапі є апробація методу чисельних розрахунків поля температур на відповідних ділянках холодильної установки, через вирішення стаціонарної задачі.

II. МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧІ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛОБМІНУ У РЕФРИЖЕРАТОРНОМУ КОНТЕЙНЕРІ

На рисунку 1 наведено загальний вид холодильної установки (приєднана ліворуч) і порожнього рефрижераторного контейнера TEU-20 (камера праворуч), в якому здійснюється теплообмін примусовою конвекцією.

Замкнений цикл обертання повітря між випарником холодильної машини і об'єктом охолодження у камері та навпаки забезпечується дією вентиляторів, що обдувають поверхню випарника, утворюючи тим тиск повітря на виході із звуженого коробчастого каналу унизу камери, та всмоктує його з камери охолодження під стелею. Отже стан руху повітря у камері охолодження не стаціонарний, та такий, що залежить від межових умов обумовлених лінійними розмірами камери та від обраного розміщення в неї об'єктів охолодження.

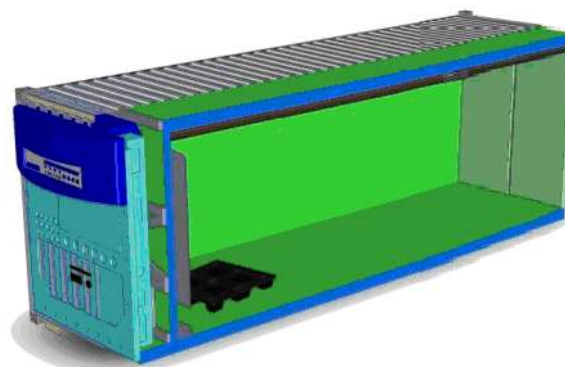


Рисунок 1 – Холодильна установка у зборі з рефрижераторним контейнером

Оскільки розподіл поля температури у камері є залежним від швидкості розподілу повітря, то розрахунок її значень потребує попереднього розрахунку поля швидкості повітря, а відтак моделювання задачі конвективного теплообміну є результатом спільного вирішення рівнянь переносу імпульсу сили

$$\rho(\nabla \cdot \vec{v})\vec{v} = \nabla \cdot \left[-p + \eta(\nabla \cdot \vec{v} + (\nabla \cdot \vec{v})^T) \right] + \rho \vec{F}$$

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (1)$$

та енергії

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

де ρ – щільність повітря; $\nabla = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y}$ – вектор

градієнту; $\nabla \cdot \vec{v}$ – дивергенція вектору швидкості повітря \vec{v} ; p – тиск повітря; η – динамічна в'язкість повітря; $(\nabla \cdot \vec{v})^T$ – тензор спряжений від тензора $\nabla \cdot \vec{v}$ (транспонована матриця); $\nabla \cdot \vec{v} = 0$ у випадку не стискуваної речовини; F – масове зусилля, яке визначає розподіл силового поля – гравітаційного; T – температура; $c_p, \lambda = const$ – ізобарна теплоємність одиниці маси речовини і її теплопровідність; γ – в'язкість речовини; $(\frac{\gamma}{\rho c_p}) : (\nabla \cdot \vec{v})$ – в'язка дисипація речовини, якою враховується незворотна частина переносу енергії; символ $(:)$ означає подвійну скалярну множину.

Для сумісного вирішення рівняння переносу імпульсу сили та енергії застосовано програмний продукт COMSOL Multiphysics, Femlab 3.0 в його частині Fluid Dynamics - Incompressible Navier-Stokes – Convection and Conduction. Для оцінки відмінностей, які можуть впливати на характер розподілу поля швидкості повітря і температури у рефрижераторному контейнері, розрахунки виконані для розвантаженої камери та при її завантаженні м'ясними тушками.

При моделюванні задачі конвективного теплообміну комплексно враховано: відведення тепла від конденсатора холодильної машини, температуру якого встановлено на рівні 55 °C; температуру

оточуючого середовища, яка залежить від нахилу сонячного випромінювання на поверхню контейнера і коливається в межах 30...50 °С; температуру кипіння хладону у випарнику на рівні -30 °С; швидкість 1 м/с і тиск повітря 0,15МПа, які повинні бути забезпечені вентиляторами конденсатора та випарника у контейнері; шлях руху охолодженого повітря у передбачених для цього каналах до камери рефрижераторного контейнера; температури вентиляторів і компресора на рівні 60 °С; дійсні лінійні розміри пристрою та фізичні властивості повітря, тощо. Моделювання виконано у двовірній постановці задачі за методом кінцевих елементів (комірок). Згідно методу - диференційні рівняння Нав'є – Стокса та Конвекції і Теплопередачі замінені сукупністю лінійних алгебраїчних рівнянь, що враховують розміри комірок і їх зв'язок, властивості середовища в них. Алгебраїзація диференційних рівнянь (1,2) призводить до утворення двовірної діагональної розрідженої нулями матриці з шаром, що облямовує діагональ. Розмір матриці дорівнює квадрату кількості комірок, а вирішення її здійснюється за методом релаксації. Нажаль, застосований у програмному середовищі COMSOL Multiphysics, Femlab 3.0 метод релаксації при вирішенні матриці, не враховує вид матриці коефіцієнтів комірок, а саме в частині компактного їх зберігання за методом квадратного кореня [3] і, тим, суттєво обмежує оперативну пам'ять комп'ютера, розмірність вирішуваної задачі і негативно впливає на її збіжність, час та точність розрахунку.

III. РОЗРАХУНОК ПОЛЯ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯ І ТЕМПЕРАТУРИ У РЕФРИЖЕРАТОРНОМУ КОНТЕЙНЕРІ

На рисунку 2 наведено розрахункову модель холодильної установки не завантаженого рефрижераторного контейнера, рисунок 1, у двовірній постановці задачі моделювання.

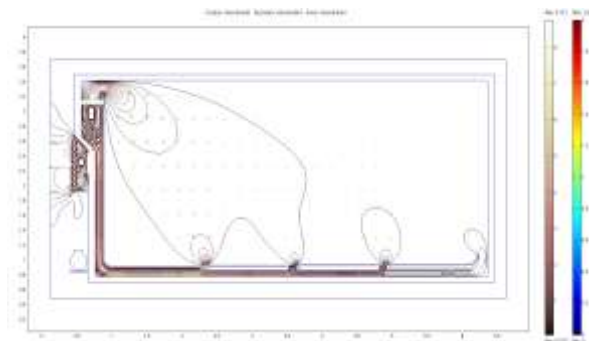


Рисунок 2 – Розрахункова модель холодильного рефрижераторного контейнера і поле швидкості повітря без завантаження

При моделюванні поля швидкості повітря навколо рефрижераторного контейнера та всередині його корисного об'єму застосовано геометричні та фізичні межові умови: $\vec{v} = \vec{v}_0$ – на вході повітря до розрахункового об'єму (inflow); $\vec{n}[-p + \eta(\nabla \cdot \vec{v} + (\nabla \cdot \vec{v})^T)] = -\vec{n} \cdot p_0$ – на виході повітря із розрахункового об'єму (outflow/pressure) в якому $\vec{n} = (n_x, n_y)$ – вектор нормалі до поверхні об'єму (орт); $\vec{v} = 0$ – на інших межах, для яких усі компоненти швидкості нульові (no slip).

Отримані розрахункові швидкості повітря - по довжині та по висоті у рефрижераторному контейнері наведено на рисунках 3 і 4.

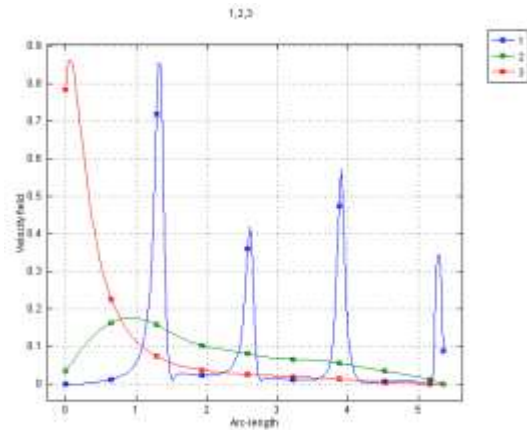


Рисунок 3 – Графік розподілу швидкості повітря вздовж довжини контейнера на висоті від підлоги 0,1; 1,16; 2,24 метри (позначки 1,2 і 3 відповідно)

При моделюванні поля температури навколо та у рефрижераторному контейнері застосовано геометричні та фізичні початкові межові умови: $T = T_0$ – на зовнішньому периметрі поверхні контейнера, випарника, конденсатора, електричних двигунів вентиляторів, компресорі та $T(\tau_0)$ – у зовнішньому середовищі навколо контейнера і всередині його корисного об'єму на початку розрахунку (temperature); $\rho c_p T \vec{v} - \lambda \nabla T = \vec{q}$ та $\vec{n} \cdot \vec{q} = 0$ – на зовнішньому периметрі розрахункового об'єму та всередині контейнера (thermal insulation); $\vec{n} \cdot \vec{q} = 0$ та $\vec{q} = -\lambda \nabla T$ – на межах, що утворюють нормальне проходження тепла під дією конвекції (convective flux).

На рисунках 5, 6 наведено розрахункові значення температури у порожньому контейнері рефрижератора та такі, що відповідають полю швидкості повітря в ньому.

Оскільки рефрижераторні контейнери призначено для тимчасового утримання в їх корисному об'ємі будь-яких швидкопсувних продуктів із визначеною, за умов зберігання якості, температурою, на рисунку 7 наведено

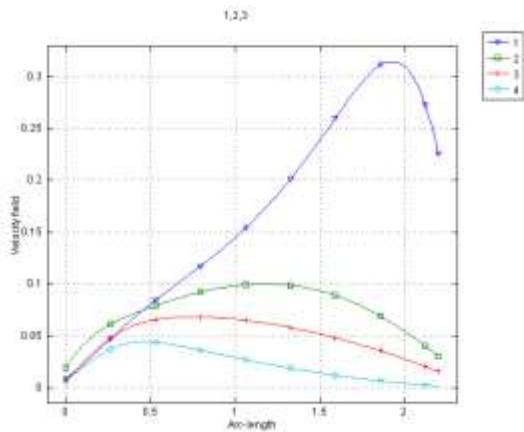


Рисунок 4 – Графік розподілу швидкості повітря вздовж висоти контейнера на відстані від холодильної установки 1,6; 3; 4,4; 5,8 метри (позначки 4,3,2,1 відповідно)

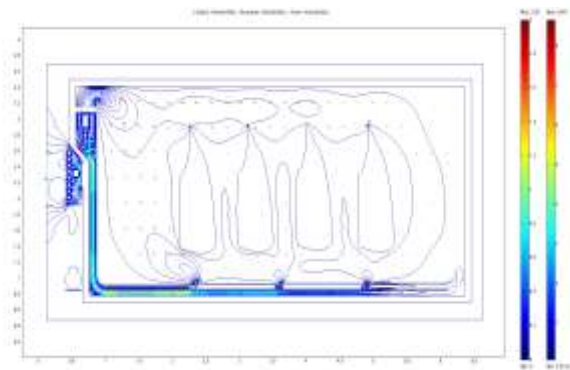


Рисунок 7 – Розрахункова модель холодильного рефрижераторного контейнера і поле швидкості повітря при завантаженні м'ясними тушками

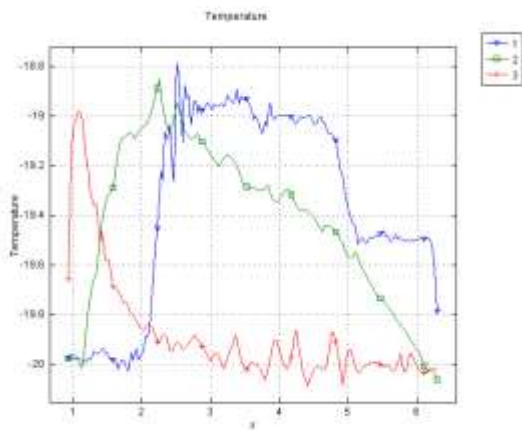


Рисунок 5 – Графік розподілу температури вздовж довжини контейнера на висоті від підлоги 0,1; 1,16; 2,24 метри (позначки 1,2 і 3 відповідно)

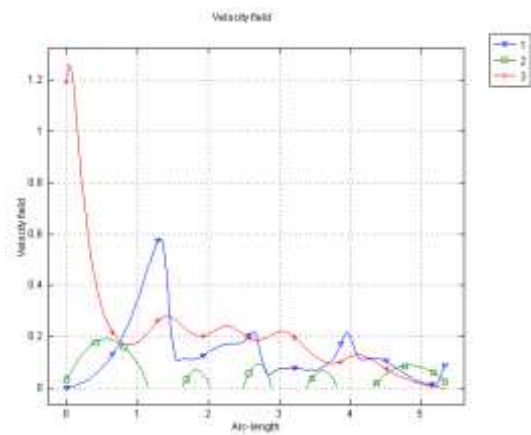


Рисунок 8 – Графік розподілу швидкості повітря вздовж довжини завантаженого контейнера на висоті від підлоги 0,1; 1,16; 2,24 метри (позначки 1,2 і 3 відповідно)

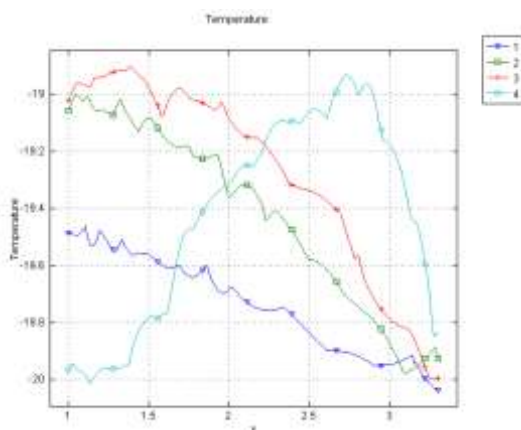


Рисунок 6 – Графік розподілу температури вздовж висоти контейнера на відстані від холодильної установки 1,6; 3; 4,4; 5,8 метри (позначки 4,3,2,1 відповідно)

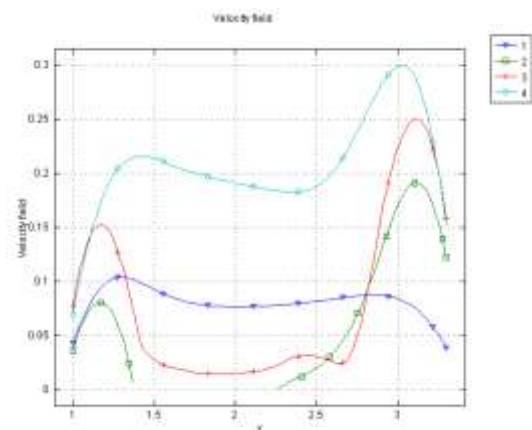


Рисунок 9 – Графік розподілу швидкості повітря вздовж висоти завантаженого контейнера на відстані від холодильної установки 1,6; 3; 4,4; 5,8 метри (позначки 4,3,2,1 відповідно)

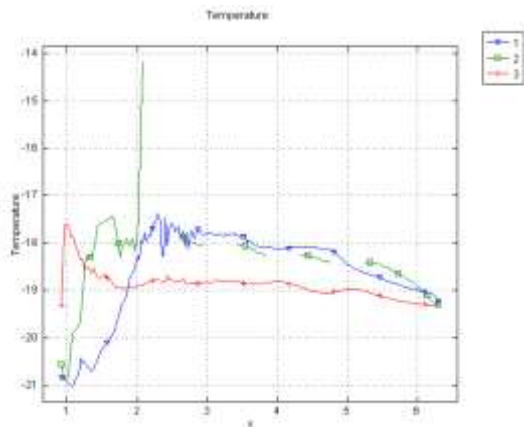


Рисунок 10 – Графік розподілу температури вздовж довжини завантаженого контейнера на висоті від підлоги 0,1; 1,16; 2,24 метри (позначки 1,2 і 3 відповідно)

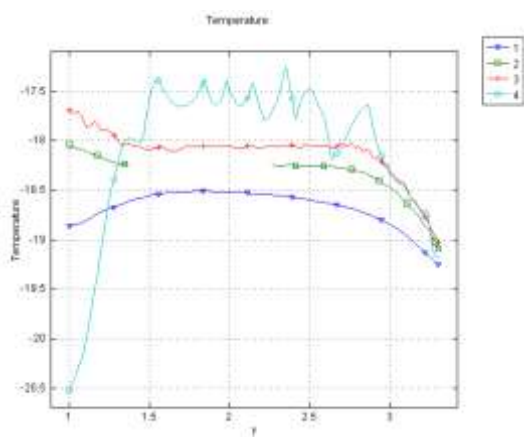


Рисунок 11 – Графік розподілу температури вздовж висоти завантаженого контейнера на відстані від холодильної установки 1,6; 3; 4,4; 5,8 метри (позначки 4,3,2,1 відповідно)

розрахункову модель холодильної установки умовно завантаженого рефрижераторного контейнера - чотирма м'ясними тушками, тобто без урахування їх теплофізичних властивостей - при $\vec{n} \cdot \vec{q} = 0$ і у двовірній постановці задачі моделювання.

Розрахункові значення поля швидкості повітря – по довжині та по висоті у завантаженому рефрижераторному контейнері наведено на рисунках 8 і 9. Переривання ліній поля швидкостей або температури обумовлено їх перетином із об'єктом утримання у контейнері – м'ясними тушками.

ВИСНОВКИ

1. Апробовано алгоритм і метод комплексного розрахунку польових задач – швидкості \vec{i} , на її підставі, температури навколо та всередині ре-

фрижераторного контейнера, який є базовим при вирішенні проблеми із визначення продуктивності холодильної машини і встановлення: будь-якого закону управління її роботою; енергетичної ефективності холодильної установки за непрямим методом – по показникам температури та енергоспоживанню, тощо [5].

2. Наступним кроком, щодо удосконалення наведеного рішення задачі, є вирішення нестационарної задачі процесу охолодження швидкопсувних продуктів – у часі та у 3D зображенні [9,10].

ЛІТЕРАТУРА

1. **Байдак Ю. В.** Методика непрямого визначення питомої електричної холодильної продуктивності малопотужного холодильного апарату / Ю. В. Байдак // Холодильна техніка і технологія. – 2010. – №3 (125). – С. 4 – 11.
2. **Байдак, Ю. В.** Аналізатор енергетичної ефективності холодильного апарату / Ю. В. Байдак, О. П. Шпурыка // Холодильна техніка і технологія. – 2010. – №4 (126). – С. 4 – 11.
3. Моделирование и автоматизация проектирования измерительных преобразователей тока / [Стогний Б. С., Кириленко А. В., Байдак Ю. В. и др.] АН УССР. Ин-т электродинамики. – К.: Наук. думка, 1989. – 272 с.
4. **Chen Deming.** Retrospect and prospect of the international container shipping market, *World Shipping*, 2002(1): 1-5
5. **Huang Zhen, Huang Jin, Shi Jinshan.** Remote monitoring software design of refrigerated containers, *China water transport*, 2005(12):48-50
6. **Zhang Jianfei, Fu Junlu.** Development of maritime communication satellite and its application to ocean going ships, *Radio communications technology*, 2004(30), 46-49
7. **Huang Zhujun.** Immersed fleet system in ship-shore communication and its application Prospect, *World shipping*, 2004 (27): 47-48
8. **Yue Xin.** Immersed-F system theory and its application to security communication in the maritime distress, *Proceedings of 2004 Academic Symposium of Professional Committee of communications and navigation of Chinese Institute of Navigation*, 2004: 30-33
9. **Houde Han.** Dynamical simulation and energy-saving of cooling system for maritime air conditioning. *Spring Press* 2002
10. **Houde Han.** Dynamic Simulation Investigation of The Central Cooling System For Container Ships, *International Congress of Refrigeration In USA2003.8*

V. A. Smyk¹, Yu. V. Baidak²

¹ Odessa National Maritime Academy, 8 Didrikhson str., Odessa, 65029, Ukraine

² Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, 65082, Ukraine

ORCID: 0000-0001-7594-0564

CONVECTIVE HEAT EXCHANGE FROM THE REFRIGERATING CONTAINER PROBLEM SIMULATION

Materials of the study are directed on the solving the problem of air velocity calculating in a confined volume of refrigerating chamber of 20 foot refrigerated container with forced air convection from Carrier Transicold producer firm and on this basis –of convective heat transfer. Problem simulation has been performed in a two-dimensional coordinate system using COMSOL Multiphysics, Femlab 3.0, Fluid Dynamics - Incompressible Navier-Stokes - Convection and Conduction software. As an object of research differential equations of air movement impulse and transfer of energy with it were applied. As a subject of research was selected thermal physical phenomena inside and around the net volume of empty and loaded refrigerated container at air movement. Significant impact of the air movement on the temperature distribution inside the refrigerating container chamber has been established.

The obtained results allow to get closer to the theoretical evaluation of the refrigerating machine efficiency in an ordered mode during changes of thermophysical parameters of cargo volume and the environment during perishable products transportation. Tested method is useful for application by scientists and post-graduate students engaged in theoretical simulation of heat transfer problems in the field of refrigeration engineering.

Keywords: Simulation; Refrigerating container; Refrigerating machine; Refrigerating chamber; Forced convection; Velocities field; Temperatures field.

REFERENCES

1. **Baydak Yu. V. 2010.** Metodika nepryamogo viznachennya pitomoyi elektrichnoyi kholodilnoyi produktivnosti malopotuzhnogo holodilnogo aparatu. *Kholodylna tehnika i tehnologiya [Refrigeration engineering and technology]*, 3 (125), 4-11 (in Ukrainian)
2. **Bajdak, Yu.V., Shpuryaka, O.P. 2010.** Analizator energetychnoji efektyvnosti kholodylnogo aparatu. *Kholodylna tehnika i tehnologiya [Refrigeration engineering and technology]*, 4 (126), 4-11 (in Ukrainian)
3. **Stogniy, B. S., Kirilenko, A. V., Baydak, Yu. V. 1989.** Modelirovaniye i avtomatizatsiya proektirovaniya izmeritelnykh preobrazovateley toka. AN USSR. In-t elektrodinamiki. – K.: *Nauk. dumka*, 272 p. (in Russian)
4. **Chen Deming. 2002.** Retrospect and prospect of the international container shipping market. *World Shipping*, 2002 (1): 1-5
5. **Huang Zhen, Huang Jin, Shi Jinshan. 2005.** Remote monitoring software design of refrigerated containers. *China water transport*, 2005 (12), 48-50
6. **Zhang Jianfei, Fu Junlu. 2004.** Development of maritime communication satellite and its application to ocean going ships. *Radio communications technology*, 2004 (30), 46-49
7. **Huang Zhujun. 2004.** Immersed fleet system in ship-shore communication and its application Prospect. *World shipping*, 2004 (27), 47-48
8. **Yue Xin. 2004.** Immersed-F system theory and its application to security communication in the maritime distress. *Proceedings of 2004 Academic Symposium of Professional Committee of communications and navigation of Chinese Institute of Navigation*, 2004, 30-33
9. **Houde Han. 2002.** Dynamical simulation and energy-saving of cooling system for maritime air conditioning. *Spring Press* 2002.
10. **Houde Han. 2003.** Dynamic Simulation Investigation of The Central Cooling System For Container Ships. *International Congress of Refrigeration In USA* 2003.8

Отримана в редакції 10.03.2015, прийнята до друку 23.04.2015