

УДК 532+697.94

DOI 10.47049/2226-1893-2023-2-133-153

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОТОКІВ У ПЛОСКИХ КАНАЛАХ

В.М. Челабчі

к.т.н., професор кафедри «Технічна кібернетика
й інформаційні технології ім. професора Р.В. Меркта»

І.А. Тузова

доцент кафедри «Технічна кібернетика й інформаційні технології
ім. професора Р.В. Меркта»

Т.Д. Панченко, В.І. Стародуб, О.В. Тузов, В.В. Челабчі

старші викладачі кафедри «Технічна кібернетика
й інформаційні технології ім. професора Р.В. Меркта»

Одеський національний морський університет, Одеса, Україна

***Анотація.** У статті розглядається дослідження процесів перенесення в економічному охолоджувачі повітря непрямого випарного типу. Принцип роботи пропонованого охолоджувача повітря – використання ефекту випарного охолодження. Вода (прісна або морська) є робочим агентом, що витрачається. Охолоджувачі повітря випарного типу відрізняються низькою собівартістю та малими експлуатаційними витратами. Матриця охолоджувача організована системою щільних каналів. Для виготовлення насадки використовуються дешеві, екологічно безпечні та поширені матеріали: пластини або плівки на основі поліетилену, полістиролу чи поліпропілену та пористі неткані матеріали на основі поліпропілену або целюлози (флізелін).*

Описано організацію комп'ютерного моделювання тепло-масоперенесення у системі плоских каналів складного (у плані) профілю за малої величини зазору, який у 15-50 разів менше ширини каналу. В якості математичної моделі приймається система рівнянь: нерозривність, Нав'є-Стокс в проекції на координатні осі, тиску і Фур'є-Кірхгофа.

Для спрощення постановки завдання запропоновано прийом усереднення величини швидкості третьої координати (за зазором в каналі). Зосередження проводиться з урахуванням профілю швидкості. Таким чином, здійснюється перехід від тривимірної до двовимірної математичної моделі. Для вирішення отриманої системи рівнянь використано модифікований різницевий метод розв'язання. У цьому випадку використовується апроксимація за триточковою схемою одночасно членів рівняння з другою та першою похідними. Вирази для коефіцієнтів апроксимуючої формули виходять методом аналітичного рішення. Схема має абсолютну стійкість.

© Челабчі В.М., Тузова І.А., Панченко Т.Д., Стародуб В.І., Тузов О.В., Челабчі В.В., 2023

Під час комп'ютерного моделювання виділяються дві задачі. Одна – спільне вирішення рівнянь нерозривності та Нав'є-Стокса. Друга – розрахунок поля тиску. Виконується ітераційне узгодження рішень щодо визначення полів тисків та швидкостей потоків.

Проводились дослідження функціонування охолоджувача повітря, зібраного за схемою перехресного струму (схема Мунтерса). Описано організацію натурного експерименту на макеті охолоджувача повітря. Наводяться результати натурного та обчислювального експериментів, проведених авторами. Зазначається гарне узгодження результатів експериментів.

Ключові слова: *охолоджувач повітря, випарний, перехресна схема, тепло-масоперенесення, плоский канал, різницевий метод.*

UDC 532+697.94

DOI 10.47049/2226-1893-2023-2-133-153

COMPUTER SIMULATION OF FLOWS IN FLAT CHANNELS

V.M. Chelabchi

Candidate of Technical Science,
Professor of the Department «Technical Cybernetics
and Information Technologies named after Professor R.V. Merkt»

I.A. Tuzova

Associate Professor of the Department «Technical Cybernetics
and Information Technologies named after Professor R.V. Merkt»

T.D. Panchenko, V.I. Starodub, O.V. Tuzov, V.V. Chelabchi

Senior Lecturers of the Department «Technical Cybernetics
and Information Technologies named after Professor R.V. Merkt»

Odesa national maritime university, Odesa, Ukraine

Abstract. *The article deals with the study of transfer processes in an economical indirect evaporative air cooler. The principle of operation of the proposed air cooler is the use of the effect of evaporative cooling. Water (fresh or sea) is a consumable working agent. Evaporative air coolers are characterized by low cost and low operating costs. The cooler matrix is organized by a system of slotted channels. For the manufacture of nozzles, cheap, environmentally friendly and common materials are used: plates or films based on polyethylene, polystyrene or polypropylene and porous non-woven materials based on polypropylene or cellulose (non-woven).*

The organization of computer simulation of heat and mass transfer in a system of flat channels of a complex (in plan) profile with a small gap, which is 15–50 times smaller than the channel width, is described. As a mathematical model, a system of equations is adopted: continuity, Navier - Stokes in the projection onto the coordinate axes, pressure and Fourier-Kirchhoff.

To simplify the formulation of the problem, a method of averaging the value of the velocity over the third coordinate (over the gap in the channel) is proposed. Averaging is carried out taking into account the velocity profile. Thus, the transition from a three-dimensional to a two-dimensional mathematical model is carried out. To solve the resulting system of equations, a modified difference solution method was used. In this case, an approximation by a three-point scheme is used simultaneously for the terms of the equation with the second and first derivatives. Expressions for the coefficients of the approximating formula are obtained by the method of analytical solution. The scheme is absolutely stable.

There are two problems in computer simulation. One is the joint solution of the continuity and Navier-Stokes equations. The second calculation of the pressure field. An iterative coordination of solutions to determine the fields of pressures and flow rates is carried out.

Research was carried out on the functioning of an air cooler assembled according to the cross-current circuit (Munters circuit). The organization of a full-scale experiment on an air cooler model is described. The results of full-scale and computational experiments carried out by the authors are presented. There is good agreement between the experimental results.

Keywords: *air cooler, evaporative, cross-flow, heat and mass transfer, flat channel, difference method.*

Вступ. Підвищення ефективності теплообмінних пристроїв вимагає надійної інформації про процеси перенесення флюїдів в каналах. У промисловості та у морських енергетичних установках використовуються теплообмінники плоского (щільного) типу. Теплообмінники такого типу відрізняються малими проміжками між поверхнями теплообміну. Технічно складно, а іноді неможливо, здійснити детальне експериментальне дослідження особливостей течії робочих середовищ в плоских каналах.

Обчислювальний (комп'ютерний) експеримент на основі математичного моделювання дозволяє провести дослідження швидше й дешевше [1]. Особливо важливо забезпечити достатню вірогідність одержуваних в експерименті результатів при мінімізації витрат. Вірогідність інформації, що отримано в обчислювальному експерименті, в першу чергу залежить від адекватності математичних моделей. Методи моделювання мають бути з абсолютною стійкістю і зниженою методичною похибкою.

Тому розробка методів математичного моделювання процесів перенесення в плоских каналах представляється актуальною.

Як об'єкт моделювання обрана установка охолодження повітря непрямого випарного типу. У цих установках у якості робочої речовини, що витрачається, використовується вода. Подібні установки дозволяють істотно економити на споживанні електроенергії. Крім того ці установки екологічно безпечні.

Окрім того, такий вибір пояснюється тим, що в установках охолодження повітря випарного типу відбувається сукупність взаємозалежних процесів переносу маси, імпульсу й концентрації. Тому методики, що розробляються для комп'ю-

терного моделювання процесів в установках випарного охолодження повітря можуть бути використані для тепломасообмінників різного типу.

Аналіз основних публікацій з проблеми. Охолоджувачам повітря непрямо-випарювального типу присвячено багато робіт, зокрема [1-13]. У більшості випадків, наприклад, у роботах Матьюса (Mathews), Жана (Zhan), Бінду (Bindu) і Панделіса (Pandelidis), розглядалися випарники, що побудовані за перехресною схемою Мунтерса (Munters circuit).

При математичному моделюванні процесів у випарниках завжди використовувалася математична модель, що базується на системі рівнянь: нерозривності, Нав'є-Стокса у проекції на координатні осі, тиску і Фур'є-Кірхгофа, що підтверджує правильність вибору математичної моделі авторами.

Найбільш гостро постає питання оптимізації параметрів конструкції та робочого тіла охолоджувача. Панделіс та Анісімов (Pandelidis and Anisimov) проводили оптимізацію на основі трьох індивідуальних критеріїв якості. Оптимізація проводилася за п'ятьма факторами впливу (температура та відносна вологість на вході, масова витрата первинного повітря, співвідношення робочого та первинного повітря та відносна довжина початкової ділянки). Оптимізація проводилася двома методами: однопараметричним та багатопараметричним методом компромісу. Оптимізація одного параметра призвела до незадовільних результатів через різні тенденції, показані критеріями якості при однакової зміні вхідних параметрів. Багатопараметрична оптимізація була заснована на аналізі функції бажаності Харрінгтона. Результати оптимізації дозволили встановити оптимальний діапазон експлуатаційних та геометричних умов для представленого теплообмінника та встановити оптимальні умови для його ефективної роботи.

Особливою проблемою вважається створення простого і в той же час надійного програмного забезпечення, що дозволяє у відносно короткий час отримати результати ефективності роботи обраної конфігурації охолоджувача. Великий час розрахунку суттєво ускладнює оптимізацію конструкції.

Матьюс (Mathews) зазначає, що існуючі комп'ютерні програми або занадто складні, або занадто спрощені для успішного застосування в дизайні. Відсутність інструментів проектування пояснюється складністю спрощення моделювання пасивних теплових характеристик будівлі. Спрощена, але досить точна процедура моделювання пасивних будівель нещодавно була розроблена та реалізована у комп'ютерній програмі EASY. У статті показано, як процедуру аналізу систем випарного охолодження було розроблено та пов'язано зі спрощеним тепловим моделюванням будівлі. Новий інструмент швидкий, простий у використанні та досить точний для цілей проектування.

У Жана і Жао (Zhan and Zhao) чисельна модель, яка використовувалась, була створена шляхом вирішення пов'язаних рівнянь тепло- та масопереносу між продуктом та робочим повітрям з використанням методу кінцевих елементів. Модель була розроблена з використанням середовища EES (Engineering Equation Solver) та підтверджена опублікованими експериментальними даними. Модель такого роду є новою та ще не описаною в літературі.

Особлива увага приділяється екологічній безпеці пристроїв. Матьюс (Mathews) зазначає, що випарне охолодження може успішно використовуватися для охолодження внутрішніх приміщень у багатьох регіонах світу. Ці охолоджувачі недорогі, екологічно безпечні та енергоефективні в порівнянні зі звичайними кондиціонерами, а також, що системи випарного охолодження можуть забезпечити тепловий комфорт у добре спроектованих будинках більш ніж у 80 % країн Південної Африки. Ці висновки підкріплені експериментальними даними, які дозволяють авторам розширити область розрахункових значень у виконанні своїх робіт.

Актуальність проблеми. Мікроклімат суднових приміщень – один з найважливіших фізичних факторів населеності від якого багато в чому залежать здоров'я й працездатність членів екіпажів. Оптимальний рівень фізіологічних функцій організму забезпечується при створенні теплового комфорту, коли суб'єктивні відчуття людини нормальні.

Більшість дослідників вважає, що границею погіршення розумової працездатності є температура в приміщенні від 28 до 30 °С, вище якої зростає число помилкові реакції у операторів. Фізична працездатність в умовах високих температур повітря знижується пізніше, ніж розумова (починаючи з температури від 35 до 36 °С).

Особливе значення для здоров'я людини має температурний перепад між зовнішнім повітрям і повітрям внутрішніх приміщень. Як показує досвід плавання кораблів і суден у низьких широтах, перепад температур перевищуючий 10 °С негативно позначається на самопочутті людей, викликає дискомфортні відчуття й сприяє збільшенню випадків захворюваності.

Аналіз існуючих способів виробництва холоду для комфортного кондиціонування повітря на судах дозволяє виділити в якості перспективної екологічно чистої й економічної технології непряме випарне охолодження повітря, коли морська вода використовується як паркий агент.

Основою апарату є тепломасообмінна насадка, що утворена сукупністю водонепроникних пластин (плівок), покритих зволожуваним пористим матеріалом. Зовнішнє повітря поступає в сухі канали, де воно охолоджується за рахунок теплообміну з сухою поверхнею пластини. Частина його прямує споживачу, а частина, що залишилася, прямує у вологі канали, де насичається парами води та випаровується з поверхні пористого матеріалу. На випаровування води відбирається тепло від повітря, що проходить у сухому каналі. Вода (прісна, мінералізована або морська) є робочим агентом, що витрачається.

Основним значущим параметром при виборі конструкції охолоджувача є абсолютна вологість повітря, значення якої залежить від кліматичної зони й періоду року. Найбільш важкими для повітроохолоджувачів випарного типу є умови в низьких широтах. Наприклад у районі Перської затоки, Червоного моря й у зоні вологих тропіків, де в літні місяці абсолютна вологість повітря d може досягати від 0,02 до 0,022 кг вологи/кг.сухого повітря при температурі повітря по сухому термометрі від 50 до 55 °С.

Попередні дослідження показали, що при значеннях абсолютної вологості атмосферного повітря $d > 0.018$ кг/кг і температурі $t > 40^{\circ}\text{C}$ важливо використати схему протитечії руху сухого й вологого повітря в каналах повітроохолоджувача. Витрата паркої прісної води становить до 2 літрів на виробництво однієї кіловат-години холоду.

Використання морської води, як паркового агента, для запобігання засолення елементів повітроохолоджувача вимагає завдання витрати морської води у два-три рази більше, ніж витрата прісної води.

Оскільки в повітроохолоджувачах випарного типу теоретично неможливо охудити повітря нижче точки роси, було проведено ряд досліджень для встановлення технічно досяжних меж охолодження повітря в повітроохолоджувачі. Результати наведені на рис. 1.

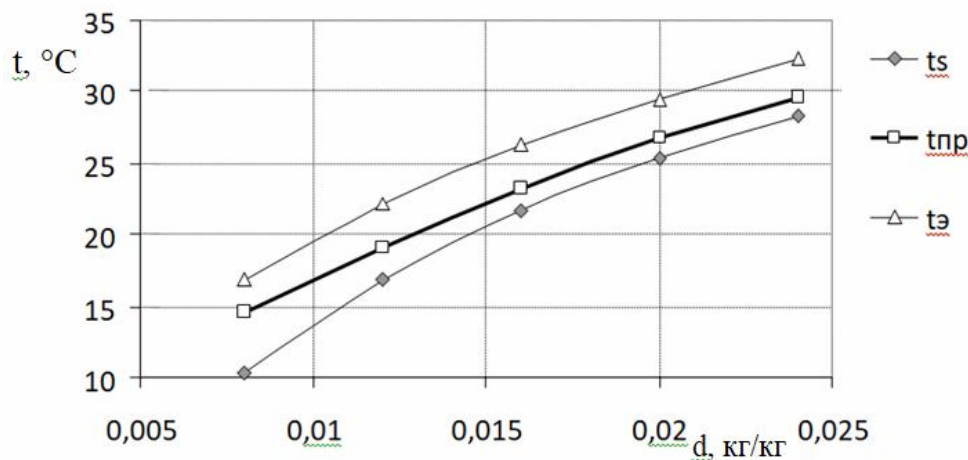


Рис.1. Залежність граничної (технічно досяжної) (t_{np}), економічно обґрунтованої (t_s) температури охолодженого повітря й температури насичення ($t_{э}$) від абсолютної вологості атмосферного повітря d

Джерело: власна розробка авторів (Source: Own elaboration)

При дослідженнях температура атмосферного повітря приймалася рівною 50°C . Для виробництва $1\text{ м}^3/\text{ч}$ охолодженого повітря використовувалося $0,3\text{ м}^2$ поверхні тепломасообміну. Подальше збільшення питомої поверхні обміну не приводило до зниження t_{np} .

Окремо проводилися дослідження застосування охолоджувачів повітря непрямого випарного типу для кліматичних умов приморських міст. Для районів міст Одеса й Херсон результати наведені на рис. 2, де

$t_{\text{атм}}$ – температура атмосферного повітря, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{в}}$ – температура повітря після охолоджувача, $^{\circ}\text{C}$;

d – абсолютна вологість атмосферного повітря, кг/кг.

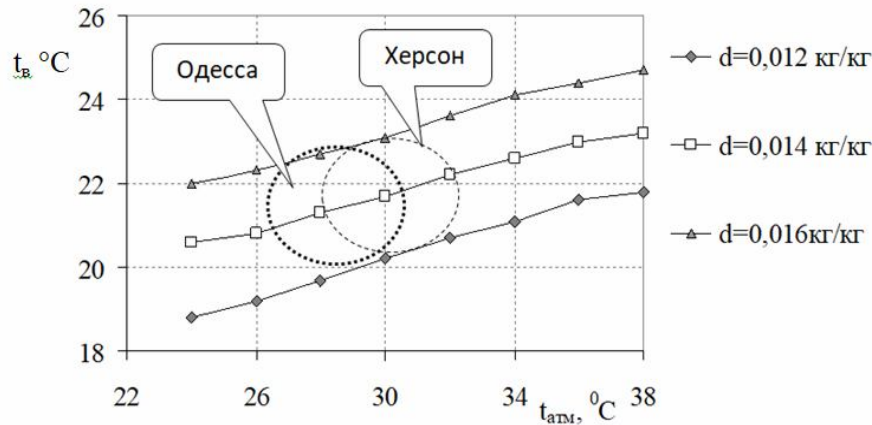


Рис. 2. Результати дослідження застосування охолоджувача повітря

Джерело: власна розробка авторів (Source: Own elaboration)

Для суднових повітроохолоджувачів питома поверхня тепломасообміну $S = 0,3 \text{ м}^2/(\text{м}^3/\text{ч})$ представляється невиправдано завищеною (неприйнятні вагогабаритні показники, підвищена вартість і т. ін.). Економічно обґрунтована межа охолодження досягається при питомій поверхні обміну S від 0,05 до 0,07 $\text{м}^2/(\text{м}^3/\text{ч})$, що можна рекомендувати для центральних систем охолодження повітря.

Для маломірних суден, з метою забезпечення компактності повітроохолоджувачів, питому поверхню обміну можна приймати рівною від 0,025 до 0,05 $\text{м}^2/(\text{м}^3/\text{ч})$. При цьому досягається температура охолодженого повітря від 0,5 до 1,5 °C нижче температури мокрого термометра по параметрах зовнішнього повітря.

Можна виділити основні, перспективні модифікації охолоджувачів повітря:

А – охолоджувачі для кабін транспортних засобів (автобуси й великовантажні автомобілі, катери, яхти) і для приміщень малою площею (до 20 м^2). Продуктивність охолодженого повітря 100-250 $\text{м}^3/\text{ч}$, охолодження до 1,2 кВт;

Б – охолоджувачі для приміщень площею до 60 м^2 , а також для салонів автобусів і інших транспортних засобів. Продуктивність охолодженого повітря від 600 до 900 $\text{м}^3/\text{ч}$, охолодження до 4,5 кВт;

В – охолоджувачі для приміщень площею 100 м^2 і більше, напіввідчинених площадок, торговельних павільйонів, промислових приміщень та ін. Продуктивність охолодженого повітря від 1000 до 3000 $\text{м}^3/\text{ч}$, до 12 кВт і більше.

Повітроохолоджувачі непрямого випарного типу можуть використовуватися практично скрізь у побуті й промисловості, але особливо ефективні для напів-відчинених і відкритих приміщень. У цій області парокомпресійні кондиціонери практично не застосовуються (витрати на їхню експлуатацію невиправдано високі). Охолоджувачі розглянутого типу можуть знайти застосування в

місцях, що розташовані на березі моря або солоного озера при відсутності водопроводу й коли підвіз прісної води утруднений.

Найчастіше, установки випарного охолодження повітря виконуються по схемі протитечії, або за схемою перехресного струму [1-8].

Схема струмів при перехресній схемі відображена на рис. 3.

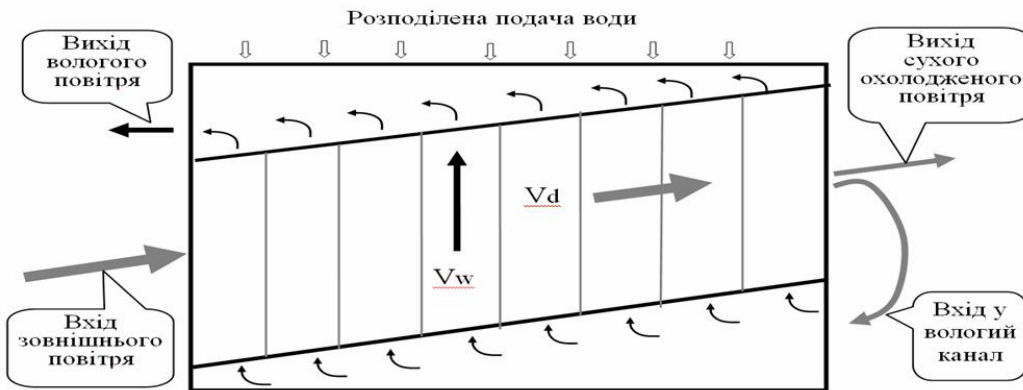


Рис. 3. Схема перехресного струму (схема Мунтерса)

Джерело: власна розробка авторів (Source: Own elaboration)

Пониження мірності задачі. В переважній більшості випадків при рішенні внутрішніх і зовнішніх задач течії середовищ зручно використати підхід Ейлера. Тоді, як основна математична модель, приймається система диференціальних рівнянь в природних змінних: нерозривність, Нав'є-Стокса і Фур'є-Кирхгоффа. У разі вільної поверхні використовується рівняння динаміки поверхневого шару,

Обумовлена вище система рівнянь гідромеханіки і умов замикання вимагає значних ресурсів при її реалізації, тому використовуються різні способи спрощення моделі. Один з найбільш результативних – зниження мірності задачі. У цьому випадку проводиться усереднення параметрів по перетину потоку (зниження мірності задачі) і вводяться додаткові граничні умови з використанням коефіцієнтів обміну. Такий підхід зручний при рішенні прикладних задач, що допускають наближене рішення. Тим більше, що на основі безлічі експериментів створені критеріальні рівняння, що дозволяють оцінити значення коефіцієнтів обміну.

У більш складних випадках (дослідження течій в мілких акваторіях, тепло-масоперенесення в системі плоских каналів і т.ін.) доводиться використовувати двовимірну постановку, проводячи усереднення по третій координаті. Частіше за все, подібне усереднення неістотно знижує достовірність рішення. Наприклад, при автомобільних режимах течії, коли ядро потоку займає велику частину перетину, а значення параметрів по перетину ядра практично не міняється. Але іноді пряме усереднення параметрів приводить до помітної помилки.

Автори проводили дослідження тепло-масоперенесення в системі плоских каналів складного (в плані) профілю при величині відношення ширини каналу до зазору 10-50.

Величина зазору між пластинами плавно змінювалася на 33 %-75 %. Виходячи з умов експлуатації, призначалися ламінарні режими течії.

Система рівнянь (1)-(6) використовувалася як математична модель.

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial \tau} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + w \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + u \cdot \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \quad (2)$$

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} + v \cdot \frac{\partial w}{\partial x} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial y} + u \cdot \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right), \quad (3)$$

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial \tau} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + w \cdot \frac{\partial u}{\partial y} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = \\ & = 2 \cdot \rho \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial x} \cdot \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \cdot \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial z} \cdot \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial y} \cdot \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial z} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \cdot \frac{\partial w}{\partial z} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

$$c_p \cdot \rho \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + v \cdot \frac{\partial t}{\partial x} + w \cdot \frac{\partial t}{\partial y} + u \cdot \frac{\partial t}{\partial z} \right) = \lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (6)$$

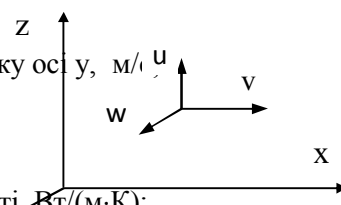
де x, y, z – відстань по координатних осях x, y, z , м;

τ – час, с;

v – швидкість рідини по напрямку осі x , м/с;

u – швидкість рідини по напрямку осі z , м/с;

w – швидкість рідини по напрямку осі y , м/с;
 t – температура, К (С);
 P – тиск, Па (Н/м²);
 ρ – щільність, кг/м³;
 λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
 c_p – питома теплоємність, Дж/(кг·К);
 ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/з;
 $\mu = \nu \cdot \rho$ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с (кг/(с·м)).



Час рішення системи (1)-(5), навіть при використанні економічних проєкційних і різницевих методів, був значним. Спроба перейти до двомірної постановки задачі з прямим усереднення параметрів приводила до помітного спотворення рішення. Тому розроблявся підхід з введенням поправочних коефіцієнтів, що враховують профіль швидкості в перетині.

В основу підходу встановлене припущення, що вигляд профілю усереднення швидкості по висоті каналу (зазор між пластинами h) проходилося по залежності (7).

$$\int_0^h v \cdot dh = V \cdot h \cdot \int_0^1 \bar{v} \cdot d\bar{h}, \quad (7)$$

де V – \bar{v} , v – відповідно локальне, безрозмірне і усереднені значення компонента вектору швидкості.

Модифікована система рівнянь (1)-(6) для стаціонарної течії мала вигляд (8)-(12).

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial y} + f_1 = 0, \quad (8)$$

$$f_2 \cdot \left(v \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + w \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -f_3 \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) + f_4 \cdot v, \quad (9)$$

$$f_2 \cdot \left(v \cdot \frac{\partial w}{\partial x} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial y} \right) = -f_3 \cdot \frac{\partial P}{\partial y} + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + f_4 \cdot w, \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} = 2 \cdot \rho \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial x} \cdot \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial y} \cdot \frac{\partial v}{\partial x} \right), \quad (11)$$

$$f_5 \cdot \left(v \cdot \frac{\partial t}{\partial x} + w \cdot \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right), \quad (12)$$

$$\text{де } f_1 = \frac{1}{h} \cdot \left(v \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + w \cdot \frac{\partial h}{\partial y} \right), \quad f_2 = \frac{k_2}{v \cdot k_1}, \quad f_3 = \frac{1}{v \cdot k_1 \cdot \rho}, \quad f_4 = \frac{k_3}{k_1 \cdot h^2},$$

$$f_5 = \frac{c_p \cdot \rho \cdot k_2}{\lambda \cdot k_1}, \quad V = v \cdot f(\bar{z}), \quad k_1 = \int_0^1 f(\bar{z}) \cdot d\bar{z}, \quad k_2 = \int_0^1 f^2(\bar{z}) \cdot d\bar{z},$$

$$k_3 = \left(\left. \frac{\partial f(\bar{z})}{\partial \bar{z}} \right|_1 - \left. \frac{\partial f(\bar{z})}{\partial \bar{z}} \right|_0 \right). \quad (13)$$

Часто в рівняннях (9) і (10) члени, що містять другі похідні, є маленькими. Тому можливо використовувати (14) та (15).

$$f_2 \cdot \left(v \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + w \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -f_3 \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + f_4 \cdot v, \quad (14)$$

$$f_2 \cdot \left(v \cdot \frac{\partial w}{\partial x} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial y} \right) = -f_3 \cdot \frac{\partial P}{\partial y} + f_4 \cdot w. \quad (15)$$

Величини коефіцієнтів k_1, k_2, k_3 визначаються видом безрозмірної швидкості в каналі. При ламінарних режимах плинку: $k_1 = 1, k_2 = 1.2, k_3 = -11$.

Є багато методів рішення системи рівнянь процесів переносу: різницеві методи, методи скінченних і граничних елементів, метод часток в осередках, проєкційні методи.

Класичні різницеві методи, як правило, орієнтуються на визначені режими течії та вимагають спеціальних прийомів забезпечення швидких і стійких обчислень. Проєкційні методи мають потребу в значних ресурсах комп'ютера, особливо для рішення задач у тривимірній постановці. Крім цього, вони вимагають високої кваліфікації комп'ютерного користувача.

Модифікована різницева схема. Зберегти наочність і простоту різницевої схем, забезпечуючи одночасно стійкість рахунка і зниження методичної погрішності, можна апроксимуючи комплекс, що включає члени рівняння переносу з умови (16) на двох суміжних кроках (наприклад по осі x).

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} - A \frac{\partial f}{\partial x} = \text{const} . . \quad (16)$$

Ліва частина рівняння (16) апроксимується по схемі виду (17).

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + A \cdot \frac{\partial f}{\partial x} \approx A_1 \cdot f_{i-1} + A_2 \cdot f_i + A_3 \cdot f_{i+1} . \quad (17)$$

де

$$\begin{aligned} \frac{bx_2}{\Delta x} \cdot v_{i,j} + \frac{by_2}{\Delta y} \cdot w_{i,j} = \\ = -\frac{1}{\Delta x} \cdot (bx_1 \cdot v_{i-1,j} + bx_3 \cdot v_{i+1,j}) - \frac{1}{\Delta y} \cdot (by_1 \cdot w_{i,j-1} + by_3 \cdot w_{i,j+1}) - f1. \end{aligned}$$

Розрахункові залежності для коефіцієнтів A_1, A_2, A_3 можна одержати з аналітичного рішення рівняння виду (16) при постійному значенні правої чи частини лінійної зміни її значення на інтервалі, обмеженому вузловими точками з індексами $i-1$ та $i+1$. Одночасно можна з аналітичного рішення одержати аналогічну апроксимуючу залежність для першої похідної, що важливо для відображення рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial f}{\partial x} \approx B_1 \cdot f_{i-1} + B_2 \cdot f_i + B_3 \cdot f_{i+1} , \quad (18)$$

$$\text{де } B_1 = \frac{A \cdot \Delta x \cdot (C_1 + 1) - C_2 + C_1}{C_2 - 2 \cdot C_1}, \quad B_2 = \frac{C_2 - 2 \cdot A \cdot \Delta x \cdot (C_1 + 1)}{C_2 - 2 \cdot C_1}, \quad B_3 = \frac{A \cdot \Delta x \cdot (C_1 + 1) - C_1}{C_2 - 2 \cdot C_1} .$$

Особливість розглянутого підходу в тім, що забезпечується абсолютна стійкість ітераційного пошуку рішення, а вимоги до обчислювальних ресурсів обмежені.

На рис. 4 показано залежність величин коефіцієнтів формул (17) і (18) від параметра $A\Delta x$.

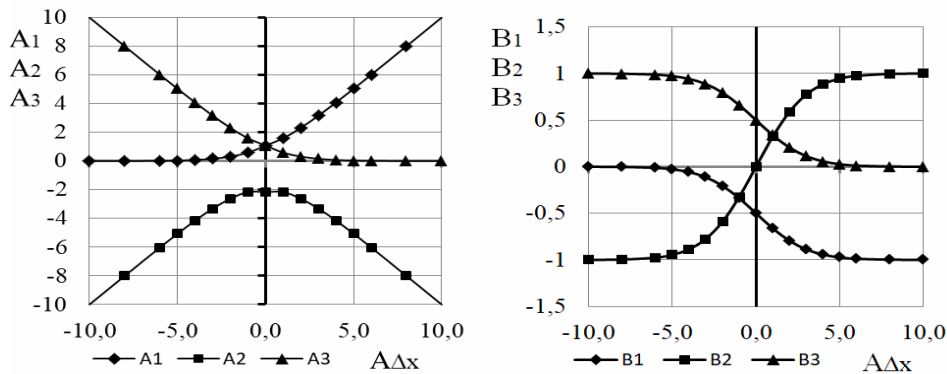


Рис. 4. Залежність коефіцієнтів формул (17) і (18) від параметра $A\Delta x$

Джерело: власна розробка авторів (Source: Own elaboration)

У прикладних обчисленнях зручно використовувати:

$$A_1 = 0,0678 \cdot (A\Delta x)^2 + 0,5 \cdot A\Delta x + 1,025;$$

$$A_2 = -0,136 \cdot (A\Delta x)^2 - 2,049;$$

$$A_3 = 0,0678 \cdot (A\Delta x)^2 - 0,5 \cdot A\Delta x + 1,025;$$

$$B_1 = 0,0031 \cdot (A\Delta x)^3 - 0,159 \cdot A\Delta x - 0,5;$$

$$B_2 = -0,0062 \cdot (A\Delta x)^3 + 0,318 \cdot A\Delta x;$$

$$B_3 = 0,0031 \cdot (A\Delta x)^3 - 0,159 \cdot A\Delta x + 0,5.$$

Рівняння і їхні різницеві аналоги. Рівняння нерозривності

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial y} + f_1 = 0,$$

$$\frac{bx_2}{\Delta x} \cdot v_{i,j} + \frac{by_2}{\Delta y} \cdot w_{i,j} =$$

$$= -\frac{1}{\Delta x} \cdot (bx_1 \cdot v_{i-1,j} + bx_3 \cdot v_{i+1,j}) - \frac{1}{\Delta y} \cdot (by_1 \cdot w_{i,j-1} + by_3 \cdot w_{i,j+1}) - f_1. \quad (19)$$

Рівняння Нав'є-Стокса (проекція на вісь x).

$$\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - v \cdot f_2 \cdot \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} - w \cdot f_2 \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right) = f_3 \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + f_4 \cdot v,$$

$$\left(\frac{avx_2}{\Delta x^2} - f4_{i,j}\right) \cdot v_{i,j} + \frac{avy_2}{\Delta y^2} \cdot w_{i,j} = f3 \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{i,j} -$$

$$- \frac{1}{\Delta x^2} \cdot (avx_1 \cdot v_{i-1,j} + avx_3 \cdot v_{i+1,j}) - \frac{1}{\Delta y^2} \cdot (avy_1 \cdot v_{i,j-1} + avy_3 \cdot v_{i,j+1}). \quad (20)$$

Рівняння Нав'є-Стокса (проекція на вісь y).

$$\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - v \cdot f2 \cdot \frac{\partial w}{\partial x}\right) + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - w \cdot f2 \cdot \frac{\partial w}{\partial y}\right) = f3 \cdot \frac{\partial P}{\partial y} + f4 \cdot w$$

$$\left(\frac{awx_2}{\Delta x^2}\right) \cdot v_{i,j} + \left(\frac{awy_2}{\Delta y^2} - f4_{i,j}\right) \cdot w_{i,j} = f3 \cdot \frac{\partial P}{\partial y} \Big|_{i,j} -$$

$$- \frac{1}{\Delta x^2} \cdot (awx_1 \cdot w_{i-1,j} + awx_3 \cdot w_{i+1,j}) - \frac{1}{\Delta y^2} \cdot (awy_1 \cdot w_{i,j-1} + awy_3 \cdot w_{i,j+1}). \quad (21)$$

де $\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{1}{\Delta x} \cdot (bx_1 \cdot v_{i-1,j} + bx_2 \cdot v_{i,j} + bx_3 \cdot v_{i+1,j}),$

$$\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{\Delta y} \cdot (by_1 \cdot w_{i,j-1} + by_2 \cdot w_{i,j} + by_3 \cdot w_{i,j+1}),$$

$$\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - v \cdot f2 \cdot \frac{\partial v}{\partial x}\right) = \frac{1}{\Delta x^2} \cdot (avx_1 \cdot v_{i-1,j} + avx_2 \cdot v_{i,j} + avx_3 \cdot v_{i+1,j}),$$

$$\left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} - w \cdot f2 \cdot \frac{\partial v}{\partial y}\right) = \frac{1}{\Delta y^2} \cdot (avy_1 \cdot v_{i,j-1} + avy_2 \cdot v_{i,j} + avy_3 \cdot v_{i,j+1}),$$

$$\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{v}{w} \cdot \frac{\partial w}{\partial x}\right) = \frac{1}{\Delta x^2} \cdot (awx_1 \cdot w_{i-1,j} + awx_2 \cdot w_{i,j} + awx_3 \cdot w_{i+1,j}),$$

$$\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - w \cdot f2 \cdot \frac{\partial w}{\partial y}\right) = \frac{1}{\Delta y^2} \cdot (awy_1 \cdot w_{i,j-1} + awy_2 \cdot w_{i,j} + awy_3 \cdot w_{i,j+1}),$$

$$bx_1 = B_1 \cdot (v \cdot f2 \cdot \Delta x), \quad bx_2 = B_2 \cdot (v \cdot f2 \cdot \Delta x), \quad bx_3 = B_3 \cdot (v \cdot f2 \cdot \Delta x),$$

$$by_1 = B_1 \cdot (w \cdot f2 \cdot \Delta y), \quad by_2 = B_2 \cdot (w \cdot f2 \cdot \Delta y), \quad by_3 = B_3 \cdot (w \cdot f2 \cdot \Delta y),$$

$$avx_1 = awx_1 = A_1 \cdot (v \cdot f2 \cdot \Delta x), \quad avx_2 = awx_2 = A_2 \cdot (v \cdot f2 \cdot \Delta x),$$

$$avx_3 = awx_3 = A_3 \cdot (v \cdot f2 \cdot \Delta x), \quad avy_1 = awy_1 = A_1 \cdot (w \cdot f2 \cdot \Delta y),$$

$$avy_2 = awy_2 = A_2 \cdot (w \cdot f2 \cdot \Delta y), \quad avy_3 = awy_3 = A_3 \cdot (w \cdot f2 \cdot \Delta y).$$

Для спільного рішення (19), (20), (21) можна використовувати метод найменших квадратів. Відповідно до умови мінімуму суми квадратів нев'язань для цих рівнянь одержимо (22).

$$C_1 \cdot v_{i,j} + C_2 \cdot w_{i,j} = D_1 + D_2 + D_3, \quad (22)$$

$$C_3 \cdot v_{i,j} + C_4 \cdot w_{i,j} = D_4 + D_5 + D_6,$$

$$\text{де } C_1 = \left(\frac{bx_2}{\Delta x} \right)^2 + \left(\frac{avx_2}{\Delta x^2} - f4_{i,j} \right)^2 + \left(\frac{awx_2}{\Delta x^2} \right),$$

$$C_2 = \left(\frac{by_2}{\Delta y} \cdot \frac{bx_2}{\Delta x} \right) + \frac{avy_2}{\Delta y^2} \cdot \left(\frac{avx_2}{\Delta x^2} - f4_{i,j} \right) + \left(\frac{awy_2}{\Delta y^2} - f4_{i,j} \right) \cdot \left(\frac{awx_2}{\Delta x^2} \right),$$

$$C_3 = \left(\frac{bx_2}{\Delta x} \cdot \frac{by_2}{\Delta y} + \left(\frac{avx_2}{\Delta x^2} - f4_{i,j} \right) \cdot \left(\frac{avy_2}{\Delta y^2} \right) + \left(\frac{awx_2}{\Delta x^2} \right) \cdot \left(\frac{awy_2}{\Delta y^2} - f4_{i,j} \right) \right),$$

$$C_4 = \left(\left(\frac{by_2}{\Delta y} \right)^2 + \left(\frac{avy_2}{\Delta y^2} \right)^2 + \left(\frac{awy_2}{\Delta y^2} - f4_{i,j} \right)^2 \right),$$

$$D_1 = \left(-\frac{1}{\Delta x} \cdot (bx_1 \cdot v_{i-1,j} + bx_3 \cdot v_{i+1,j}) - \frac{1}{\Delta z} \cdot (by_1 \cdot w_{i,j-1} + by_3 \cdot w_{i,j+1}) - f1 \right) \cdot \frac{bx_2}{\Delta x},$$

$$D_2 = \left(f3 \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{i,j} - \frac{1}{\Delta x^2} \cdot (avx_1 \cdot v_{i-1,j} + avx_3 \cdot v_{i+1,j}) - \frac{1}{\Delta y^2} \cdot (avy_1 \cdot v_{i,j-1} + avy_3 \cdot v_{i,j+1}) \right) \cdot \left(\frac{avx_2}{\Delta x^2} - f4_{i,j} \right),$$

$$D_3 = \left(f3 \cdot \frac{\partial P}{\partial y} \Big|_{i,j} - \frac{1}{\Delta x^2} \cdot (awx_1 \cdot w_{i-1,j} + awx_3 \cdot w_{i+1,j}) - \frac{1}{\Delta y^2} \cdot (awy_1 \cdot w_{i,j-1} + awy_3 \cdot w_{i,j+1}) \right) \cdot \left(\frac{awx_2}{\Delta x^2} \right),$$

$$D_4 = \left(-\frac{1}{\Delta x} \cdot (bx_1 \cdot v_{i-1,j} + bx_3 \cdot v_{i+1,j}) - \frac{1}{\Delta y} \cdot (by_1 \cdot w_{i,j-1} + by_3 \cdot w_{i,j+1}) - f1 \right) \cdot \left(\frac{by_2}{\Delta y} \right),$$

$$D_5 = \left(\begin{array}{l} f3 \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{i,j} - \frac{1}{\Delta x^2} \cdot (avx_1 \cdot v_{i-1,j} + avx_3 \cdot v_{i+1,j}) - \\ - \frac{1}{\Delta y^2} \cdot (avy_1 \cdot v_{i,j-1} + avy_3 \cdot v_{i,j+1}) \end{array} \right) \cdot \left(\frac{avy_2}{\Delta y^2} \right),$$

$$D_6 = \left(\begin{array}{l} f3 \cdot \frac{\partial P}{\partial y} \Big|_{i,j} - \frac{1}{\Delta x^2} \cdot (awx_1 \cdot w_{i-1,j} + awx_3 \cdot w_{i+1,j}) - \\ - \frac{1}{\Delta y^2} \cdot (awy_1 \cdot w_{i,j-1} + awy_3 \cdot w_{i,j+1}) \end{array} \right) \cdot \left(\frac{awy_2}{\Delta y^2} - f4_{i,j} \right).$$

Розроблена методика використовується також для рішення рівняння (23).

$$t_{i,j} = \frac{\left(-\frac{1}{\Delta x^2} \cdot (atx_1 \cdot t_{i-1,j} + atx_3 \cdot t_{i+1,j}) - \frac{1}{\Delta y^2} \cdot (aty_1 \cdot t_{i,j-1} + aty_3 \cdot t_{i,j+1}) \right)}{\frac{atx_2}{\Delta x^2} + \frac{aty_2}{\Delta y^2}}, \quad (23)$$

де $atx_1 = A_1 \cdot (v \cdot f5 \cdot \Delta x)$, $atx_2 = A_2 \cdot (v \cdot f5 \cdot \Delta x)$, $atx_3 = A_3 \cdot (v \cdot f5 \cdot \Delta x)$,
 $aty_1 = A_1 \cdot (w \cdot f5 \cdot \Delta y)$, $aty_2 = A_2 \cdot (w \cdot f5 \cdot \Delta y)$, $aty_3 = A_3 \cdot (w \cdot f5 \cdot \Delta y)$.

Реалізація алгоритму рішення включає: глобальні ітерації (узгодження рішень аерогідродинамічної задачі і задачі теплоперенесення) і локальні ітерації усередині кожної з задач.

Як правило, рішення задачі теплоперенесення слабо впливає на поля швидкостей. Тому спочатку визначаються базові поля швидкостей. У подальших розрахунках (при необхідності) ці поля уточнюються.

Рішення аерогідродинамічної задачі здійснюється в наступному порядку. Спочатку задаються поля швидкостей – нульова ітерація. Допускається (для зручності) призначати компонентам вектору швидкості нульові значення. На першому етапі проводиться рішення рівняння (11). Отримані поля тиску використовуються на другому етапі для спільного рішення рівнянь (8), (9), (10).

Потім уточнюються поля тиску й знову поля швидкостей. У процесі ітераційного рішення використовуються абсолютні ітераційні допуски.

Можна варіювати значення кроків по координатах у широких межах, оскільки застосовуються абсолютно стійкі різницеві схеми. Слід зазначити, що незважаючи на великий обсяг обчислювальної роботи для кожного вузла, загальний час рішення нижче, чим при використанні звичайних різницевих методів.

Результати досліджень. Проводились комп'ютерні дослідження функціонування охолоджувача повітря, зібраного за схемою рис. 3.

Спроектований і виготовлений робочий макет охолоджувача, в якому була реалізована схема течій, що зображено на рис. 3.

Для виготовлення тепломасообмінної насадки використовуються дешеві, екологічно безпечні та поширені матеріали: пластини або плівки на основі поліетилену, полістиролу або поліпропілену та пористі неткані матеріали на основі поліпропілену або целюлози (флізелін).

Охолоджувач повітря проектувався для роботи при параметрах зовнішнього повітря:

– абсолютна вологість d змінювалась від 8 г. вологи/кг. сухого повітря до 13 г. вологи/кг. сухого повітря;

– температура t від 25 °С до 40 °С.

– розрахункова подача охолодженого повітря $V_{ov} = 600 \text{ м}^3/\text{г.}$

Випробування проводилися в лабораторії кафедри «Технічна кібернетика й інформаційні технології ім. професора Р.В. Меркта» ОНМУ.

Використовувалися повірені прилади:

– лабораторні термометри ТЛ-4 з ціною розподілу 0,1 °С (ГОСТ 215-73);

– анемометр крильчатий АСО-3 (ГОСТ 6376-74);

– психрометр аспіраційний М-34 (ГУ 25-08-809-70).

Для забезпечення необхідного стану атмосферного повітря, що подається на вхід охолоджувача, використовувалася камера об'ємом $V_k = 32 \text{ м}^3$.

Камера обладнана незалежними вентиляторами, підігрівачами, осушувачами і зволожувачами повітря. Подача повітря в камеру регулювалася так, щоб надмірний тиск в камері не перевищував $\Delta p = 5 \text{ Па}$.

На початку кожного циклу випробувань охолоджувач заповнювався витратною водою з водопровідної мережі. Значення параметрів повітря на вході і виході охолоджувача вимірювалися для кожного варіанту завдання параметрів зовнішнього повітря не менше 7 разів і осереднювалися. Вимірювання проводилися після виходу охолоджувача на стаціонарний режим роботи, але не раніше ніж після напрацювання 15 хвилин на кожному режимі.

Параметри повітря на вході в охолоджувач вимірювалися в 5 точках рівномірно розташованих за площею перетину входу, параметри повітря на виході з охолоджувача вимірювалися в 9 точках рівномірно розташованих за площею перетину виходу. Результати вимірювань осереднювалися. Швидкість повітря на вході і виході охолоджувача вимірювалася на відстані не менше 50 мм від перетину входу (виходу).

Споживання електроенергії і напруга електричної мережі вимірювалося за допомогою комплексу К-50.

Результати натурного (Експер.) та обчислювального (Моделір.) експериментів наведені в таблиці.

Таблиця

Порівняння результатів обчислювального та натурального експериментів

Температура зовнішнього повітря, °C	Абсолютна вологість зовнішнього повітря, г. вологи / кг. сухого повітря							
	8		10		12		14	
	Моделір.	Експер.	Моделір.	Експер.	Моделір.	Експер.	Моделір.	Експер.
30	16,8	16,9	18,6	18,7	20	20,3	21,8	21,5
32	17,5	17,6	19,2	19,5	20,7	20,4	22,3	22,1
34	18,1	18	19,8	19,7	21,2	21,1	22,7	22,5
36	18,7	18,7	20,3	20,1	21,7	21,5	23,1	22,8
38	19,3	19,1	20,9	20,5	22,1	22	23,5	23,2
40	19,7	19,4	21,3	21	22,5	22,1	23,8	23,4

Джерело: власна розробка авторів (Source: Own elaboration)

Зазначається гарне узгодження результатів.

Протягом випробувань, що проводяться:

- напруга електричної мережі U коливалася в межах від 212 В. до 225 В.;
- споживана потужність охолоджувача W змінювалася в межах від 110 Вт. до 140 Вт.;
- витрата повітря відібраного з атмосфери $V_{атм}$ змінювалася від $1050 \text{ м}^3/\text{г}$ до $1180 \text{ м}^3/\text{г}$.;
- витрата охолодженого повітря, що подається споживачу $V_{ов}$ змінювалася від $590 \text{ м}^3/\text{г}$ до $620 \text{ м}^3/\text{г}$.

В процесі проведення експерименту відхилення температури повітря, що подається в охолоджувач ($t_{атм}$) від розрахункового, не перевищувало $0.2 \text{ }^\circ\text{C}$, відхилення значення абсолютної вогкості (d) не перевищувало 0.8 г/кг .

Висновки. Розроблені методики проведення обчислювального експерименту застосовні при дослідженні процесів практично в будь-яких теплотехнічних установках, де присутні плоскі канали.

У більш складних випадках (при дослідженні течій в мілких акваторіях) доводиться використовувати двомірну постановку, проводячи усереднення по третій координаті. Частіше за все, подібне усереднення неістотно знижує достовірність рішення. Наприклад, при автотельних режимах течії, коли ядро потоку займає велику частину перетину, а значення параметрів по перетину ядра практично не міняється. Але іноді пряме усереднення параметрів приводить до помітної помилки. У цьому разі може знадобитися розглянута методика.

ЛІТЕРАТУРА

1. Demis Pandelidis, Sergey Anisimov. Numerical study of the cross-flow heat and mass exchanger for indirect evaporative cooling / S. Anisimov, D. Pandelidis // *Proceedings of the Xth international scientific conference «Indoor Air and Environment Quality» (May 13-20) / – Budapest, 2012. – P. 149-156.*
2. Demis Pandelidis, Sergey Anisimov. Numerical study and optimization of the cross-flow Maisotsenko cycle indirect evaporative air cooler // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016. – Vol. 103. – P. 1029-1041
3. Dr. R.S. Bindu , N. Kumar, N.P. Choudhary, A. Naik, P. Gupta. Design of Indirect Evaporative Cooler. Flat Plate-Counter Flow Type // *International Journal of Engineering Research & Technology*. – 2017. – Vol. 6. – Issue 06. – P. 259-260.
4. Shah, R.K. *Fundamentals of Heat Exchanger Design* / R.K. Shah, D.P. Sekulic - New Jersey:Wiley and Sons. – 2003. – 941 p.
5. Dorrepaal, J.M. Slip flow in converging and diverging channels [Text] / J.M. Dorrepaal // *Journal of Engineering Mathematics*.– 1993.– Vol. 27.– P. 343-356.
6. Kananeh, A.B. Fouling in Plate Heat Exchangers: Some Practical Experience / A.B. Kananeh // *Heat Exchangers - Basics Design Applications*. – 2012. – P. 533-550.
7. Mota, F.A. Modeling and design of plate heat exchanger / F.A. Mota, M.A. Ravagnani, E.P. Carvalho // *Heat Transfer Studies and Applications*. – 2015. P. 165-199.
8. Yang, Q. Experimental Study of the Particulate Dirt Characteristics on Pipe Heat Transfer Surface / Q. Yang, Z. Zhang, E.Yao, N. Zhang, N. Li // *Journal of Thermal Science*. – 2019. – Vol. 28. – P.1-11.
9. Yugang Wang, Xiang Huang, Li Li. Comparative Study of the Cross-Flow Heat and Mass Exchangers for Indirect Evaporative Cooling Using Numerical Methods // *Energies*, 2018. – Vol. 11, Issue 12. – P. 3374-3385.
10. Prathyusha, B.G.R. Numerical Investigation on Shell, Tube Heat Exchanger with Segmental and Helix Baffles. / B.G.R. Prathyusha, N. Janjanam, K.V.N. Rao, G. Sandeep. // *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*. – 2018. – Vol. 8. – 183-192.
11. Vachagina, E.K. Fourier method for heat transport equation in the convergent channel [Tekst] / E.K. Vachagina, D.V. Ananyev // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2013. – Vol. 57. – P. 148-154.
12. Balasubramanian, S. Thermal energy savings in pilot-scale plate heat exchanger system during product processing using modified surfaces / S. Balasubramanian, V. M. Puri // *Journal of Food Engineering*. – 2009. – P. 608-611.
13. Mathews E.H., Kleingeld M., Grobler L.J. Integrated simulation of buildings and evaporative cooling systems // *Building and Environment*. – 1994. – Vol. 29, – Issue 2. – P. 197-206.

14. Руденко С.В. Орієнтація проекту «Повітроохолоджувачі непрямого випарного типу» / С.В.Руденко, В.В. Челабчі // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2016. – № 2(48). – С. 216-224.
15. Chelabchi V.V. Mathematical modeling of air coolers of indirect evaporative type / V.V. Chelabchi // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков. 2017. – № 1/1(85). – С. 34-42.
16. Челабчі В.М. Чисельне моделювання потоків в щілинних каналах / І.А. Тузова, В.В. Челабчі, В.М. Челабчі // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2017. – № 4(53). – С. 85-95.
17. Челабчі В.М. Ідентифікація теплогідравлічних характеристик каналів складного профілю / Т.Д. Панченко, В.І. Стародуб, І.А. Тузова, В.В. Челабчі, В.М. Челабчі // Вісник Одеського національного університету: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2019. – № 2(59). – С. 135-154.
18. Меркт Р.В., Челабчі В.В., Челабчі В.М. Розвиток ефективних методів, комп'ютерне моделювання / Р.В. Меркт, В.В. Челабчі, В.М. Челабчі // Вісник Одеського національного університету: Зб. наук. праць. Вип. 17. – Одеса: ОНМУ, 2005. – С. 257-270.
19. Merkt R.V. Computer simulation of associated transfer processes / R.V. Merkt, V.V. Chelabchy // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: Зб. наук. праць. Тематичний випуск «Системний аналіз, управління та інформаційні технології». – Харків: ХПІ, 2004. – № 2. – С. 37-47.
20. Дубенец В.Г., Хильчевский В.В., Савченко О.В. Основи методу скінченних елементів. – Чернігів: ЧДТУ, 2003. – 346 с.
21. Тимейчук О.Ю. Математичні моделі та оптимізація тепломасообміну: Навч. посібник / О.Ю. Тимейчук. – Рівне: НУВГП, 2010. – 50 с
22. Овчаренко В.А., Подлесний С.В., Зінченко С.М. Основи методу кінцевих елементів і його застосування в інженерних розрахунках: Навч. посібник. – Краматорськ: ДДМА, 2008. – 380 с.

REFERENCES

1. Demis Pandelidis, Sergey Anisimov. Numerical study of the cross-flow heat and mass exchanger for indirect evaporative cooling / S. Anisimov, D. Pandelidis // Proceedings of the Xth international scientific conference «Indoor Air and Environment Quality» (May 13-20). – Budapest, 2012. – P. 149-156.
2. Demis Pandelidis, Sergey Anisimov. Numerical study and optimization of the cross-flow Maisotsenko cycle indirect evaporative air cooler // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016. – Vol. 103. – P. 1029-1041.

3. Bindu Dr. R.S., Kumar N., Choudhary N.P., Naik A., P. Gupta P. *Design of Indirect Evaporative Cooler. Flat Plate-Counter Flow Type // International Journal of Engineering Research & Technology.* – 2017. – Vol. 6. – Issue 06. – P. 259-260.
4. Shah, R.K. *Fundamentals of Heat Exchanger Design / R.K. Shah, D.P. Sekulic.* - New Jersey: Wiley and Sons. – 2003. – 941 p.
5. Dorrepaal, J.M. *Slip flow in converging and diverging channels [Text] / J.M. Dorrepaal // Journal of Engineering Mathematics.* – 1993. – Vol. 27. – P. 343-356.
6. Kananeh, A.B. *Fouling in Plate Heat Exchangers: Some Practical Experience / A.B. Kananeh // Heat Exchangers. – Basics Design Applications.* – 2012. – P. 533-550.
7. Mota, F.A. *Modeling and design of plate heat exchanger / F.A. Mota, M.A. Ravagnani, E.P. Carvalho // Heat Transfer Studies and Applications.* – 2015. – P. 165-199.
8. Yang, Q. *Experimental Study of the Particulate Dirt Characteristics on Pipe Heat Transfer Surface / Q. Yang, Z. Zhang, E. Yao, N. Zhang, N. Li // Journal of Thermal Science.* – 2019. – Vol. 28. P.1-11.
9. Yugang Wang, Xiang Huang, Li Li. *Comparative Study of the Cross-Flow Heat and Mass Exchangers for Indirect Evaporative Cooling Using Numerical Methods // Energies, 2018.* – Vol. 11, Issue 12. – P. 3374-3385.
10. Prathyusha, B.G.R. *Numerical Investigation on Shell, Tube Heat Exchanger with Segmental and Helix Baffles. / B.G.R. Prathyusha, N. Janjanam, K.V.N. Rao, G. Sandeep // International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development.* – 2018. – Vol. 8. – 183-192.
11. Vachagina, E.K. *Fourier method for heat transport equation in the convergent channel [Tekst] / E.K. Vachagina, D.V. Ananyev // International Journal of Heat and Mass Transfer.* – 2013. – Vol. 57. – P. 148-154.
12. Balasubramanian, S. *Thermal energy savings in pilot-scale plate heat exchanger system during product processing using modified surfaces / S. Balasubramanian, V.M. Puri // Journal of Food Engineering.* – 2009. – P. 608-611.
13. Mathews E.H., Kleingeld M., Grobler L.J. *Integrated simulation of buildings and evaporative cooling systems // Building and Environment.* – 1994. – Vol. 29, – Issue 2. – P. 197-206.
14. Rudenko S.V., Chelabchy V.V. *Orientation of the project «Indirect evaporative air coolers» // Visnyk Odeskoho natsionalnoho morskoho universytetu: Zbirnyk naukovykh prats 2(48).* – Odesa: ONMU, 2016. P. 216-224.
15. Chelabchi V.V. *Mathematical modeling of air coolers of indirect evaporative type // Vostochno-evropeyskyi zhurnal peredovykh tekhnolohiy, № 1/1(85).* Kharkov, 2017. P. 34-42.

16. Tuzova I.A., Chelabchi V.V., Chelabchi V.N. Numerical modeling of flows in slit channels // *Vіstnik Odeskoho Natsionalnoho Universytetu: Zb. nauk. prats*, 2017. – Vol. 4. – Issue 53. – P. 85-95.
17. Panchenko T.D., Starodub V.I., Tuzova I.A., Chelabchi V.V., Chelabchi V.N. Identification of thermo-hydraulic characteristics of channels with a complex profile // *Vіstnik odeskoho natsionalnoho universytetu: Zbirnyk naukovykh prats*, 2019. – Vol. 2. – Issue 59. – P. 135-154.
18. Merkt R.V., Chelabchi V.V., Chelabchi V.N. Development of effective computer simulation methods // *Odeskoho natsionalnoho universytetu: Zbirnyk naukovykh prats*, 2005. – Vol. 17. – P. 257-270.
19. Merkt R.V., Chelabchi V.V., Chelabchi V.N. Computer simulation of associated transfer processes // *Vіstnik natsionalnoho tekhnichnogo universytetu «XIII». Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vipusk «Systemnyi analiz, upravlinnya to informatsiyni tekhnologii»*, 2004. – Vol. 2. – P. 37-47.
20. Dubenets V.H., Khylychevskyi V.V., Savchenko O.V. Fundamentals of the finite element method. – Chernihiv: ChDTU, 2003. – 346 p.
21. Tymeichuk O.Yu. Mathematical models and optimization of heat and mass transfer: Tutorial. – Rivne: NUVHP, 2010. – 50 p.
22. Ovcharenko V.A., Podliesnyi S.V., Zinchenko S.M. Fundamentals of the finite element method and its application in engineering calculations: Tutorial. – Kramatorsk: DDMA, 2008. – 380 p.

Стаття надійшла до редакції 00.00.2023

Посилання на статтю: Челабчі В.М., Тузова І.А., Панченко Т.Д., Стародуб В.І., Тузов О.В., Челабчі В.В. Комп'ютерне моделювання потоків у плоских каналах // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць, 2023. № 2 (69). С. 133-153. DOI 10.47049/2226-1893-2023-2-133-153.

Article received 00.00.2023

Reference a journalartic: Chelabchi V.M., Tuzova I.A. Panchenko T.D., Starodub V.I., Tuzov O.V., Chelabchi V.V. Computer simulation of flows in flat channels // Herald of the Odessa national maritime university: Coll. scient. works, 2023. № 2 (69). 133-153. DOI 10.47049/2226-1893-2023-2-133-153.