

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Рева Сергій Анатолійович

УДК 536.245:533.6.08:532.55

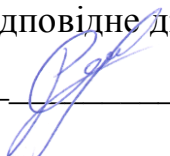
ДИСЕРТАЦІЯ

**ТЕПЛООБМІН ТА АЕРОДИНАМІКА ПАКЕТІВ ТРУБ З РІВНОРОЗВИНЕНИМИ
ЗОВНІШНЬОЮ ТА ВНУТРІШНЬОЮ ПОВЕРХНЯМИ**

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____/Рева С.А./

Науковий керівник Письменний Євген Миколайович, д.т.н., професор

Київ – 2019

АНОТАЦІЯ

Рева С.А. Теплообмін та аеродинаміка пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика». – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2019.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню теплообміну і аеродинаміки при вимушеній течії теплоносія всередині труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями (гвинтоподібних труб), при зовнішньому поперечному омиванні теплоносієм їх шахових пакетів та розробці на цій основі нових високоефективних теплообмінних пристроїв типу «газ – газ».

У вступі обґрунтовано актуальність досліджень, подано загальну характеристику роботи, сформульована її мета, основні задачі, об'єкт та предмет досліджень, наведена наукова новизна та практична цінність отриманих результатів, представлено інформацію про особистий внесок здобувача та апробацію роботи, її структуру та обсяг.

У першому розділі приведений критичний огляд теоретичних, експериментальних та розрахункових робіт, що пов'язані з дослідженням теплообміну та аеродинамічного опору всередині інтенсифікованих трубчастих поверхонь нагріву та при зовнішньому їх омиванні поперечним потоком.

В результаті аналізу визначено, що одним з дієвих способів підвищення теплоаеродинамічної ефективності поверхонь теплообміну є турбулізація потоку біля стінки труб. Періодично розташовані кільцеві виступи забезпечують додаткову генерацію турбулентних вихорів, які розвиваються вздовж стінки та дифундують в ядро потоку. Профілювання труб радіальним вдавлюванням ділянок стінки з утворенням кільцевих впадин та виступів, які чергуються, дозволяє при певних параметрах утвореного профілю, в порівнянні

з трубами з дискретною шорсткістю у вигляді кільцевих виступів або впадин, отримати істотний, практично однаковий розвиток поверхонь, що омиваються як внутрішнім, так і зовнішнім теплоносіями, внаслідок чого даний тип теплообмінної поверхні отримав назву "рівнорозвиненої". Проаналізовані фактори, що впливають на теплоаеродинамічні показники даних поверхонь.

Однак, відсутні дані з теплообміну та аеродинамічного опору для гвинтоподібних труб з геометричними характеристиками, що забезпечують значний ступінь розвитку поверхні ($\psi \geq 1,15$). Крім того, відсутні комплексні дослідження теплоаеродинамічних характеристик процесів переносу теплоти та імпульсу в поверхнях теплообміну, що виготовлені з пакетів гвинтоподібних труб. Не визначений вплив геометричних характеристик шахових пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями в практично важливому діапазоні чисел Рейнольдса $Re = (1 \dots 9) \cdot 10^4$.

Завершує розділ постановка задач дослідження, що впливають з аналізу сучасного стану проблеми.

Другий розділ присвячений дослідженню теплообміну та аеродинамічного опору при вимушеній течії теплоносія всередині гвинтоподібних труб. При проведенні досліджень був застосований комплексний підхід до моделювання процесів переносу, який передбачав проведення як фізичних, так і чисельних досліджень. Це дозволило розширити діапазон геометричних та режимних параметрів рівнорозвинених поверхонь. За результатами експериментальних досліджень теплообміну та аеродинамічного опору була проведена валідація методики чисельного моделювання. В розділі послідовно представлені методики досліджень, описані конструкції і характеристики дослідних труб та їх моделей, експериментальна установка та засоби вимірювань. Також представлена методика та наведені результати розрахунку похибок прямих і непрямих вимірювань при проведенні експериментальних досліджень.

Візуалізація течії дозволила виявити три типи вихрових структур, що формуються у гвинтоподібній трубі: вхідні локальні поздовжні вихори, вихрові джгути всередині гвинтоподібних впадин та основний поздовжній вихор у ядрі

потoku. При цьому кількість вхідних вихорів дорівнює кількості заходів гвинтоподібного виступу. Виявлено, що ділянка стабілізації рівнів теплообміну та аеродинамічного опору має довжину $l = (3...4) \cdot d$, яка залежить від стабілізації течії безпосередньо в гвинтовій впадині.

В результаті досліджень виявлено, що геометричні характеристики гвинтоподібних труб суттєво впливають на інтенсивність теплообміну, аеродинамічного опору: їх зміна в інтервалах t/h від 1,8 до 2,4; h/d від 0,098 до 0,139; Z від 1 до 4 призводить до інтенсифікації теплообміну до 64 % та зменшення коефіцієнту аеродинамічного опору до (32...36) %.

Визначені узагальнені безрозмірні характеристики гвинтоподібних труб, що найбільш повно враховують вплив їх геометрії на інтенсивність теплообміну та аеродинамічного опору. Це параметри t/h , γ , h/d , Z .

З їх використанням виконано узагальнення дослідних даних і отримані залежності для розрахунку середньоповерхневого теплообміну та аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб, які описують експериментальні та розрахункові результати з похибками, що не перевищують ± 10 %, в таких діапазонах змін геометричних характеристик досліджених поверхонь: t/h від 1,8 до 2,4; h/d від 0,098 до 0,139; Z від 1 до 4 та числа Рейнольдса $Re = (11...65) \cdot 10^3$.

Аналіз теплової ефективності даних труб показав, що в діапазоні $Re = (15...65) \cdot 10^3$ відведений від гвинтоподібної труби тепловий потік Q в 2,35...3,5 рази більше, ніж тепловий потік, що відведений від гладкої труби діаметром d . При цьому максимальне значення $Q/Q_{\text{гл}}$ характерні для труб з $t/h = 2,4$, $h/d = 0,139$ та $Z = 1$.

Третій розділ присвячений дослідженню теплообміну та аеродинамічного опору при зовнішньому поперечному омиванні теплоносієм шахових пакетів гвинтоподібних труб. В розділі представлені методики досліджень, описані конструкції і характеристики моделей труб та їх шахових пакетів, експериментальна установка та засоби вимірювань. Одночасно з цим представлена методика та наведені результати розрахунку похибок прямих і

непрямих вимірювань при проведенні експериментальних досліджень.

В результаті досліджень виявлено залежність чисел Ейлера від параметру розміщення S_1/S_2 та приведеної довжини поверхні H/F (відношення площі поверхні труб одного поперечного ряду пакета до площі його «живого» перетину). Також виявлено, що рівень значень показника степені m при числі Рейнольдса вищий, ніж для відповідних пакетів гладких круглих труб. Це пов'язано з тим, що виступи на рівнорозвиненій поверхні виконують роль турбулізаторів потоку. Найбільший рівень збуреності потоку, якому відповідає значення $m = 0,655$, досягається для шахових пакетів труб з 3-ма заходами гвинтового виступу.

Виконано узагальнення результатів та отримані залежності для розрахунку середньоповерхневої інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею, які описують експериментальні результати з похибками, що не перевищують $\pm 10\%$ та $\pm 20\%$, відповідно, в наступних діапазонах геометричних характеристик пакетів труб: t/h від 1,8 до 2,4, h/d від 0,098 до 0,139, Z від 1 до 3, H/F від 3,75 до 19,85, σ_1 від 1,105 до 1,842, σ_2 від 0,960 до 2,368 та чисел Рейнольдса $Re = (7 \dots 90) \cdot 10^3$.

При комплексному аналізі результатів візуалізації течії експериментальним методом та CFD – моделюванням на поверхні лобових ділянок гвинтових впадин були виявлені підково-подібні вихори. Ці вихори взаємодіють з основним потоком, що омиває гвинтоподібну трубу і відриваються разом з ним за міделевим перетином, утворюючи в сліді складні тривимірні вихрові структури. Все це призводить до підвищення рівня збуреності потоку в міжтрубному просторі пакету та відміченому вище підвищенню значень показника ступеню m , а у підсумку і інтенсивності теплообміну.

Представлена оцінка теплоаеродинамічної ефективності шахових пакетів гвинтоподібних труб, що проводилась на основі аналізу залежностей $(Q/Q_{\text{гл}}) = f(Re_{\text{гл}})$ при $\Delta P/\Delta P_{\text{гл}} = 1$, де Q – тепловий потік, що відводиться від одного погонного метра труби при однаковому температурному напорі, ΔP – втрати тиску в пакеті. Аналіз показав, що відведений від пакетів

гвинтоподібних труб питомий тепловий потік Q на (30...65) % більше, ніж тепловий потік відведений від відповідних пакетів гладких труб. При цьому максимальне значення $Q/Q_{\text{гл}}$ характерне для пакетів труб з $\sigma_1 = 1,105$; $\sigma_2 = 1,46$, $t/h = 2,28$, $h/d = 0,097$, $Z = 3$.

Такий ефект можна пояснити наступними трьома чинниками.

Першим, найбільш явним чинником, є фактор розвитку поверхні ψ , пропорційно якому при рівних умовах збільшується Q . Поверхня одного погонного метра трьох досліджуваних різновидів гвинтоподібних труб на (16...24) % перевищувала поверхню теплообміну відповідних гладких труб.

Другий чинник – більш висока, ніж при омиванні гладких труб, турбулізація потоку при поперечному омиванні гвинтоподібних труб.

Третій чинник – менша, ніж для відповідних гладких труб, площа міделевого перетину гвинтоподібних труб і, відповідно, більший живий перетин для проходу теплоносія в пакетах гвинтоподібних труб при $S_1/D = \text{idem}$. Саме тому зменшується кривизна ліній току і, як наслідок, знижується коефіцієнт аеродинамічного опору пакету. Особливо потрібно відмітити, що фактор зменшеної площі міделевого перетину гвинтоподібних труб дозволяє реалізувати гранично щільні компоновки пакетів ($\sigma_1 \rightarrow 1$, $\sigma'_2 \rightarrow 1$), що не можливо в разі використання відповідних за діаметром (D) гладких труб, які в цьому випадку створюють не прохідний бар'єр для потоку теплоносія ($Eu_0 \rightarrow \infty$).

В **четвертому розділі** представлено результати розрахунково-конструкторської розробки регенераторів-повітропідігрівачів нового типу з гвинтоподібних труб для газотурбінної установки ГТК – 10, яка базується на методиках теплового і аеродинамічного розрахунків, представлених в розділах 2 і 3.

Показано, що застосування гвинтоподібних труб в якості поверхонь нагріву регенераторів-повітропідігрівачів призводить до зменшення загальної довжини і маси труб регенератора в 1,9...2,3 рази при заданій тепловій потужності при неістотному збільшенні сумарних відносних втрат тиску, які вписуються в

існуючі обмеження.

Наукова новизна результатів дисертаційної роботи полягає в наступному:

1. Вперше виконано комплексне дослідження теплообміну та аеродинаміки пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями в широких діапазонах їх геометричних характеристик і режимних параметрів;

2. Вперше досліджена структура течії всередині труб з рівнорозвиненою поверхнею. Виявлено три типи вихрових структур, що в значній мірі визначають інтенсивність переносу теплоти та імпульсу;

3. Виявлено, що довжина початкової ділянки теплової стабілізації значно менше, ніж в круглій гладкій трубі і складає $l \approx (3...4) \cdot d$ при турбулентному режимі течії;

4. Визначені безрозмірні геометричні характеристики труб з рівнорозвиненою поверхнею та їх вплив на інтенсивність переносу теплоти та імпульсу всередині таких труб. На їх основі отримані узагальнені співвідношення для розрахунку внутрішнього теплообміну та аеродинамічного опору;

5. Вперше досліджена структура течії при зовнішньому поперечному омиванні пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею. На лобових ділянках гвинтових впадин виявлені інтенсивні тривимірні вихрові структури, що підвищують рівень збуреності потоку в міжтрубному просторі та, як наслідок, збільшують інтенсивність теплообміну пакетів таких труб;

6. Досліджено вплив геометричних характеристик пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею на їх зовнішній теплообмін та аеродинамічний опір. Показана можливість реалізації гранично щільних компоновок пакетів гвинтоподібних труб ($\sigma_1 \rightarrow 1$, $\sigma'_2 \rightarrow 1$), що не можливо в разі використання відповідних за діаметром гладких труб;

7. Вперше запропоновані узагальнені рівняння для розрахунку теплообміну і аеродинамічного опору при поперечному омиванні шахових пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею в практично важливих інтервалах

геометричних і режимних характеристик.

Матеріали дисертації розширюють та поглиблюють наукові знання про процеси переносу теплоти та імпульсу в складних теплообмінних системах конвективного типу.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського та впроваджені на ТОВ «МВВФ «Енергетик» (м. Монастирище) при виконанні пошукових проектно-конструкторських робіт в напрямку розробки конвективних поверхонь теплообміну для регенераторів-повітропідігрівачів для ГТК – 10 і на ТОВ «СП «Укрінтерм» (м. Біла Церква) при розробці технічної концепції проектів реконструкції промислових та житлово-комунальних котелень.

Ключові слова: гвинтоподібна труба, рівнорозвинена поверхня, теплообмін, аеродинамічний опір, ефективність, теплообмінник.

ABSTRACT

Reva S.A. Heat transfer and aerodynamics of tubes banks with equaldeveloped external and internal surfaces. – The manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.14.06 – Technical thermal physics and industrial power engineering. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kiev Polytechnic Institute” MES of Ukraine, Kyiv, 2019.

The dissertation is devoted to study of heat transfer and aerodynamic with the forced flow of the coolant inside the tubes with equaldeveloped external and internal surfaces (helical tubes), with the external transverse flow of their staggered banks by the coolant and to the development of new high-performance heat-exchange devices such as «gas – gas» on this basis.

The introduction substantiates the relevance of the research, gives a general description of the work, formulates its purpose, main tasks, object and subject of research, gives the scientific novelty and practical value of the obtained results,

provides information about the individual contribution of the applicant and the testing of the work, its structure and volume.

The first section gives a critical overview of theoretical, experimental and numerical works associated with the research of heat transfer and aerodynamic drag inside of intensified tubular heating surfaces and with external cross flow.

As a result of the analysis it is determined that one of the effective methods for increasing the heat-aerodynamic efficiency of the heat transfer surfaces is the turbulization of the flow near the tube wall. Periodically arranged ring ledges provide an additional generation of turbulent vortexes that develop along the wall and diffuse into the core of the flow. Profiling of tubes by radial pressure of the sections of the wall with the formation of annular grooves and ledges, that alternate, allows for certain parameters of the formed profile, in comparison with the tubes with discrete roughness in the form of annular grooves and ledges, to obtain substantially the same uniform development of surfaces that are washed as internal, as well as external coolant, and as a result, this type of heat-exchange surface is called "equaldeveloped". The factors influencing heat aerodynamic parameters of these surfaces are analyzed.

However, there are no data on heat transfer and aerodynamic drag for helical tubes with geometric characteristics that provide a significant degree of surface development ($\psi \geq 1,15$).

In addition, there are no comprehensive studies of the heat-aerodynamic characteristics of heat and momentum transfer processes in heat exchange surfaces made from banks of helical tubes.

The influence of the geometric characteristics of staggered banks of tubes with equaldeveloped external and internal surfaces in a practically important range of Reynolds numbers $Re = (1...8) \cdot 10^4$ is not defined.

The section ends with the formulation of the research tasks arising from the analysis of the current state of the problem.

The second section is dedicated to the research of heat exchange and aerodynamic drag with forced flow of coolant inside the helical tubes. During the

research, an integrated approach to the simulation of transport processes was used, provided for both physical and numerical research. This allowed to expand the range of geometric and regime parameters of the equaldeveloped surfaces. On the basis of the experimental study of heat transfer and aerodynamic drag, a validation of the numerical simulation method was carried out. In the section consistently presented the research methods, described the design and characteristics of the research tubes and their models, experimental setup and measurements. Also, the methodology is presented and the results of the calculation of errors of direct and indirect measurements in the course of experimental research are given.

Visualization of the flow has revealed three types of vortex structures that are formed in a helical tube: entrance local longitudinal vortexes, vortex harnesses inside helical grooves and the main longitudinal vortexes in the core of the stream. Along with that the number of incoming vortexes equals the number of measures of helical ledge. It was found that the stabilization area of the levels of heat exchange and aerodynamic drag has a length $l = (3...4) \cdot d$, which depends on the flow stabilization directly in the helical groove.

As a result of researches it was discovered that the geometrical characteristics of helical tubes significantly affect the intensity of heat transfer, aerodynamic drag: their change in intervals of t/h from 1,8 to 2,4; h/d from 0,098 to 0,139; Z from 1 to 4 leads to an intensification of heat transfer to 64 % and a reduction of the aerodynamic drag to (32...36) %.

The generalized dimensionless characteristics of helical tubes are determined, which most fully take into account the influence of their geometry on the intensity of heat transfer and aerodynamic drag. These are parameters t/h , γ , h/d , Z .

According to them the generalization of the results was implemented and it was obtained the dependences for the calculation of the average surface heat transfer and the aerodynamic drag inside the helical tubes, which is described in the experimental and calculated results with errors not exceeding ± 10 %, in the range of changes in the geometric characteristics of the investigated surfaces: t/h from 1,8 to 2, 4; h/d from 0,098 to 0,139; Z from 1 to 4 and the Reynolds number $Re = (11...65) 10^3$.

The analysis of the thermal efficiency of these tubes showed that in the range of Reynolds numbers $Re = (15...65) \cdot 10^3$ the specific heat flux Q carried from the helical tube is 2,35...3,5 times more than the heat flux from the smooth tubes with a diameter d . Along with that, the maximum value of $Q/Q_{\text{гн}}$ is typical for tubes with $t/h = 2,4$, $h/d = 0,139$ and $Z = 1$.

The third section is devoted to the study of heat transfer and aerodynamic drag in the external transverse flow of the staggered banks of the helical tubes by gas coolant. In the section the research methods are represented, the designs and characteristics of models of tubes and their staggered banks are described, and also experimental installation and measuring instruments. At the same time, the methodology presented along with the results of the calculation of errors of direct and indirect measurements in the course of experimental research.

As the results of the research, it was found the dependence of the Euler numbers on the placement parameter S_1/S_2 , and H/F (the ratio of the surface area of the tubes of one transverse row of the bank for its area effective cross-section).

It was also found that the level of values of exponent m with the Reynolds number higher than the corresponding one for banks of smooth circular tubes. This is due to the fact that the ledges on the equaldeveloped surface act as flow turbulator. The highest level of flow perturbation, which corresponds to the value of $m = 0,655$, is achieved for compact staggered banks of tubes with 3 steps of helical ledge.

The generalization of the results is done and obtained dependences for the calculation of the average surface heat transfer intensity and aerodynamic drag of staggered banks of tubes with equaldeveloped surface described in experimental results with errors not exceeding $\pm 10\%$ and $\pm 20\%$, respectively, in the following ranges of geometric characteristics of staggered banks of tubes: t/h from 1,8 to 2,4; h/d from 0,098 to 0,139; Z from 1 to 3, H/F from 3,75 to 19, σ_1 from 1,105 to 1,842, σ_2 from 0,960 to 2, 368 and the Reynolds numbers $Re = (7...90) \cdot 10^3$.

In the complex analysis of the results of visualization of the flow by the experimental method and CFD – modeling on the surface of the frontal areas of the helical grooves, horsecollar vortexes were revealed. These vortexes interact with the

main stream that washes the helical tube and tear off along with it along the mid-section, forming in the trail complex three-dimensional vortex structures. All this leads to an increase in the level of disturbance in the flow between the tube space of the bank and the above increase in the values of the index of degree m , and in the result and intensity of heat transfer.

The estimation of heat aerodynamic efficiency of staggered banks of helical tubes is presented, which is based on the dependences analysis $(Q/Q_{\text{гн}}) = f(\text{Re}_{\text{гн}})$ with $\Delta P/\Delta P_{\text{гн}} = 1$, where Q is a heat flux that is diverted from one linear meter of the tube at the same temperature difference, ΔP – the loss of pressure in the bank. The analysis showed that the specific heat flux Q taken from the banks of helical tubes is (30...65) % more than the heat flux from the corresponding the banks of smooth tubes. Along with that, the maximum value of $Q/Q_{\text{гн}}$ is characteristic for tube banks with $\sigma_1 = 1,105$, $\sigma_2 = 1,46$, $t/h = 2,28$, $h/d = 0,097$, $Z = 3$.

This effect can be explained by the following three factors.

The first, most obvious factor is the development factor of the surface ψ , which is proportional to Q at equal conditions. Surface of one linear meter of three studied types of helical tubes on (16...24) % exceeds the heat transfer surface of the corresponding smooth tubes.

The second factor is higher than while washing smooth tubes, turbulization of flow with transverse washing of helical tubes.

The third factor is less than for the corresponding smooth tubes, the area of the mid-section of the helical tubes and, accordingly, the larger living section for the passage of the coolant in the banks of the helical tubes at $S_1/D = \text{idem}$. That is why the curvature of the current lines decreases and, as a result, the coefficient of bank strength decreases.

It should be noted in particular that the factor of the reduced area of the mid-section of the helical tubes allows for the implementation of extremely dense bank arrangements ($\sigma_1 \rightarrow 1$, $\sigma'_2 \rightarrow 1$), which is not possible in the case of using the corresponding diameter (D) of smooth tubes that in this case create non-passage barrier for the coolant flow ($\text{Eu}_0 \rightarrow \infty$).

The fourth section presents the results of the design and development of a new type of air heaters-regenerators of type of helical tubes for GTI GPK – 10, which is based on the methods of thermal and aerodynamic calculations presented in sections 2 and 3.

It is shown that the use of helical tubes as heating surfaces of regenerator heaters leads to a decrease in the total length and mass of regenerator tubes in 1,9...2,3 times at a given thermal power with a slight increase in the total pressure losses that fit into the existing constraints.

The **scientific novelty** of the results of the dissertation work is as follows:

1. For the first time, a comprehensive study on the heat transfer and aerodynamic drag of banks of tubes with equaldeveloped external and internal surfaces in wide ranges of geometric and regime characteristics was carried out.

2. For the first time the structure of the flow inside the tubes with equaldeveloped surface have been studied. Three types of vortex structures have been identified, which largely determine the intensity of the transfer of heat and momentum.

3. It was found that the length of the initial region of the thermal stabilization is much smaller than in the smooth tube and is $l \approx (3...4) \cdot d$ in turbulent flow regime.

4. The dimensionless geometric characteristics of tubes with equaldeveloped surface and their influence on the intensity of the transfer heat and momentum within such tubes are determined. On their basis generalized ratios are obtained for the calculation of internal heat transfer and aerodynamic drag.

5. For the first time the structure of the flow were studied at the outer transverse flow of banks of tubes with equaldeveloped surface. Intense three-dimensional vortex structures were found on the surface of the frontal areas of the helical groove, which increase the level of perturbation of the flow in the intertubular space and, consequently, increase the intensity of the heat exchange of the banks of such tubes.

6. The influence of geopmetrical characteristics of the banks of tubes with equaldeveloped surface on their average surface heat transfer and aerodynamic drag have been studied. The possibility of implementing extremely dense layouts of banks

of helical tubes ($\sigma_1 \rightarrow 1$, $\sigma'_2 \rightarrow 1$), which is not possible with the use of appropriate diameter of smooth tubes.

7. For the first time, generalized equations for calculating heat transfer and aerodynamic drag are proposed for transverse flow of staggered banks of with equaldeveloped surface in practically important intervals of geometric and regime characteristics.

The dissertation materials extends and deepens scientific knowledge of the processes of heat and mass transfer in complex heat-exchange systems of the convective type.

The materials of the dissertation work are used in the educational process of the Heat and Power Engineering Faculty of the Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute and implemented at LLC MVVF "Energetik" (Monastyrishche city) during the execution of search and design works in the sphere of developing of convective heat transfer surfaces for air heaters-regenerators for GTK – 10 and at LLC "SP" Ukrinterm" (Bila Tserkva city) when developing the technical and conceptual design of reconstruction of industrial and residential communal boiler houses.

Keywords: helical tube, equaldeveloped surface, heat transfer, aerodynamic drag, efficiency, heat-exchange.

Публікації в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Рева С.А., Рогачов В.А., Терех А.М. Альфьорова О.В. Теплообмін малорядних пучків гвинтоподібних труб. *Східно – європейський журнал передових технологій*. 2013. №3/8 (63). С. 54 – 56. Фахове видання, включено до міжнародних науко метричних баз Academic Search Complete, CAPlus, Index Copernicus, РІНЦ.

2. Письменний Є.М., Рева С.А. Терех А.М. Аеродинамічний опір шахових пучків гвинтоподібних труб. *Східно – європейський журнал передових технологій*. 2013. №6/8 (66). С. 31 – 35. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Academic Search Complete, CAPlus, Index

Copernicus, РІНЦ.

3. Письменний Є.М., Рева С. А., Терех А.М., Баранюк О.В. Теплоаеродинамічна ефективність пакетів гвинтоподібних труб. *Наукові вісті НТУУ КІП*. 2017. №2. С.7 – 11. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, РІНЦ та ін.

4. Рева С.А. CFD – моделювання течії всередині гвинтоподібних труб. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2017. №4. С. 119 – 125. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

5. Баранюк О.В., Трубочов С.І., Рева С.А. Дослідження міцності гвинтоподібної труби з рівнорозвиненою поверхнею з урахуванням внутрішньої течії потоку. *ScienceRise*. 2017. №2 (31). С. 23 – 28. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз Index Copernicus, РІНЦ та ін.

6. Письменный Е.Н., Рева С.А., Терех А.М., Руденко А.И. Обобщение данных по аэродинамическому сопротивлению пакетов винтообразных труб. *Международный научно – исследовательский журнал*. 2014. №5 (24). С. 103 – 106. Журнал включений до наукометричної бази РІНЦ.

7. Письменный Е.Н., Рогачев В.А., Баранюк А.В., Рева С.А., Панасюк А.П. Теплообмен и аэродинамика пакетов винтообразных труб с равноразвитой поверхностью. *Современная наука: идеи, исследования, результаты, технологии*. 2013. №1 (12). С. 13 – 18. Журнал включений до наукометричної бази Web of Science.

Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Рева С.А., Письменний Є.М. Теплоаеродинамічна ефективність пакетів гвинтоподібних труб. „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”: зб. тез доп. XII між нар. наук.-практ. конф. Київ, 2014. (м. Київ, 22 – 25.04.2014 р.). С. 54.

9. Рева С.А., Письменний Є.М. Особливості методики дослідження теплоаеродинамічних характеристик рівнорозвинених поверхонь. „Сучасні

проблеми наукового забезпечення енергетики”: зб. тез доп. XIII між нар. наук.-практ. конф. Київ, 2015. (м. Київ, 21 – 24.04.2015 р.). С. 60.

10. Рева С.А., Письменний Є.М. Узагальнення експериментальних даних з теплообміну та аеродинаміки при зовнішньому омиванні пакетів гвинтоподібних труб. *„Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”*: зб. тез доп. XV між нар. наук.-практ. конф. Київ, 2017. (м. Київ, 25 – 28.04.2017 р.). С. 72.

11. Письменный Е.Н., Рева С.А., Терех А.М., Баранюк А.В. Теплообмен и сопротивление пучков винтообразных труб в поперечном потоке. *„РНКТ - 6”*: труды 6-ї Російської національної конференції з тепломасообміну. Москва, 2014. (Росія, м. Москва, 27 – 31 жовтня 2014 р.). С. 1147 – 1149.

12. Письменный Е.Н., Рева С.А., Терех А.М., Баранюк А.В. Теплоаэродинамическая эффективность поперечно – омываемых пучков винтообразных труб. *„XV Минский международный форум по тепломассообмену”*: зб. тез. доп. та пов. 15-го міжнародного форуму з тепло- та масообміну. Том 3. Мінськ, 2016. (Республіка Білорусь, м. Мінськ, 23 – 26 травня 2016 р.). С. 184 – 188.

13. Письменный Е.Н., Терех А.М., Баранюк А.В., Рева С.А. Исследование теплообмена и аэродинамического потока внутри винтообразных труб. *„Комп’ютерна гідромеханіка”*: зб. тез доп. 5-ї міжнар. наук.-практ. конференції. Київ, 2016. (м. Київ, 29 – 30 вересня 2016 р.). С. 48 – 50.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень	20
Вступ	23
1 Шляхи підвищення теплоаеродинамічної ефективності трубчастих поверхонь нагріву	30
1.1 Фактори впливу на інтенсивність теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб з турбулізаторами у вигляді кільцевих виступів	32
1.1.1 Вплив форми виступу	34
1.1.2 Висота та крок розташування виступів	37
1.2 Фактори впливу на інтенсивність теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб з турбулізаторами у вигляді гвинтових виступів	40
1.2.1 Висота та крок розташування гвинтових виступів	42
1.2.2 Кут та кількість заходів гвинтового виступу	48
1.3 Теплообмін та аеродинамічний опір при поперечному омиванні теплоносієм пакетів труб	54
1.4 Висновки та постановка задач дослідження	58
2 Теплообмін та течія всередині гвинтоподібних труб (внутрішня задача)	63
2.1 Експериментальна установка	63
2.1.1 Аеродинамічна труба	63
2.1.2 Вимірювальні прилади та засоби	65
2.1.3 Конструкція та геометричні характеристики труб-калориметрів ...	66
2.2 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних	68
2.2.1 Конвективний теплообмін	68
2.2.2 Аеродинамічний опір	71
2.2.3 Оцінка похибок вимірювань	73
2.3 Проведення налагоджувальних і тестових експериментів з теплообміну і аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб	78
2.4 Методика чисельного моделювання	80

	18
2.4.1 Вибір моделі турбулентності	80
2.4.2 Створення тривимірної моделі	82
2.4.3 Побудова розрахункової сітки	84
2.4.4 Завдання граничних умов.....	85
2.4.5 Валідація методики чисельного дослідження	86
2.5 Результати досліджень, їх аналіз та узагальнення	88
2.5.1 Структура течії всередині гвинтоподібних труб	88
2.5.2 Середньо-поверхневий теплообмін	105
2.5.3 Аеродинамічний опір	113
2.5.4 Теплова ефективність гвинтоподібних труб	123
3 Теплообмін та аеродинамічний опір шахових пакетів гвинтоподібних труб (зовнішня задача)	125
3.1 Експериментальна установка.....	125
3.1.1 Аеродинамічна труба.....	125
3.1.2 Вимірювальні прилади і система електроживлення	128
3.1.3 Конструкція та геометричні характеристики моделей труб	129
3.2 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних	134
3.2.1 Конвективний теплообмін	134
3.2.2 Аеродинамічний опір	137
3.2.3 Оцінка похибок вимірювань	139
3.3 Візуалізація течії на поверхні гвинтоподібної труби при омиванні поперечним потоком	143
3.3.2 Методика CFD – моделювання	145
3.3.3 Картина течії при омиванні потоком одиночних гвинтоподібних труб	146
3.4 Результати досліджень, їх аналіз та узагальнення	149
3.4.1 Середньо-поверхневий теплообмін пакетів гвинтоподібних труб	149
3.4.2 Аеродинамічний опір пакетів гвинтоподібних труб	159
3.4.3 Теплоаеродинамічна ефективність пакетів гвинтоподібних труб	171

4 Розроблення регенератора-повітропідігрівача ГТУ з рівнорозвиненою поверхнею теплообміну	176
4.1 Загальні відомості.....	176
4.2 Розробка регенератора-повітропідігрівача для ГТК – 10	179
Перелік джерел посилання	188
Додаток А. Діапазон геометричних характеристик турбулізаторів при течії теплоносія всерединні труб, що розглянуті в роботі.....	203
Додаток Б. Парк ГПА ПАТ «УКРТРАНСГАЗ»	210
Додаток В. Розрахунок регенератора-повітропідігрівача для газотурбінної установки ГТК – 10.....	213
Додаток Г. Практичне застосування результатів досліджень.....	220
Додаток Д. Публікації за темою дисертацій.....	224

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- d – внутрішній діаметр труб, м;
 D – зовнішній діаметр труб, м;
 s – товщина стінки, м;
 P – тиск, Па;
 ΔP – перепад тисків, Па;
 S_1 – поперечний крок труб в пакеті, м;
 S_2 – повздовжній крок труб в пакеті, м;
 T – температура, К;
 ΔT – різниця температур, К;
 F – площа перетину, м²;
 h – висота, м;
 L – довжина, м;
 t – відстань між сусідніми виступами, ребрами, м;
 p – крок гвинтового виступу (впадини, ребра), м;
 H – площа поверхні, м²;
 z – кількість труб, шт.;
 Z – кількість заходів гвинтового виступу (ребра, впадини);
 N – кількість виступів (впадин) на певній довжині гвинтоподібної труби, шт.;
 R – радіус, м;
 β – кут при вершині виступу, °;
 φ – кут між напрямком гвинтової впадини та віссю труби, °;
 α – конвективний коефіцієнт теплообміну, Вт/(м²·К);
 q – густина теплового потоку, Вт/м²;
 Q – кількість теплоти, Вт;
 λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Вт/(м·К);
 ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості теплоносія, м²/с;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості теплоносія, Па·с; (ступінь регенерації в розділі 4)

C_p – питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К);

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

k – клас точності приладу;

$n_{пр}$ – кількість поділок на шкалі приладу;

n_B – кількість вимірювань, шт;

M – верхня межа вимірювання приладу;

Δ – абсолютна похибка;

δ – відносна похибка, %;

e – електрорушійна сила, В;

G – витрата теплоносія, м³/с;

W – швидкість теплоносія, м/с;

ζ – коефіцієнт втрат тиску;

Безрозмірні комплекси:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W^2} \text{ – число Ейлера;}$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_i}{\lambda} \text{ – число Нуссельта;}$$

$$Re = \frac{W \cdot D_i}{\nu} \text{ – число Рейнольдса;}$$

H/F – приведена довжина розвинутої поверхні;

ψ – коефіцієнт розвитку поверхні;

$\sigma_1 = S_1/D$ – поперечний відносний крок розташування труб в пакеті;

$\sigma_2 = S_2/D$ – поздовжній відносний крок розташування труб в пакеті;

$\sigma'_2 = [(\sigma_1/2)^2 + \sigma_2^2]^{0,5}$ – діагональний відносний крок розташування труб в пакеті;

const – постійне значення;

var – змінне значення.

Індекси:

с – сопло;

тр – труба, тертя;

гл – гладка труба;

гв – гвинтоподібна труба;

е – еквівалентний;

к – канал;

б – балансовий;

у – умовний;

mid – міделевий перетин;

мін – мінімальний;

макс – максимальний;

ср – середній;

вих – вихід;

вх – вхід;

м – масова;

т – тангенціальна;

р – радіальна;

о – вісь;

атм – атмосферний;

стат – статичний;

дин – динамічний;

п – повний;

мкм – мікромметр;

пр – прилад;

АЦП – аналогово-цифровий перетворювач;

Σ – сумарна;

з – зовнішній;

в – внутрішній.

ВСТУП

Актуальність роботи. Проблеми енергозбереження та ефективного використання ресурсів, зменшення масогабаритних характеристик теплообмінного обладнання є найбільш актуальними на сучасному етапі розвитку різних галузей промисловості (енергетика, нафтопереробна, хімічна і т.д.). Одним з шляхів вирішення цих проблем є розробка, дослідження та впровадження нових видів конвективних поверхонь теплообміну для різного роду теплообмінних апаратів, що відрізняються високою теплоаеродинамічною ефективністю, технологічністю й невисокою вартістю виробництва.

Рекуперативні теплообмінники, що широко застосовуються в технологічних процесах, в значній мірі визначають габарити, металоємність, та загальні техніко-економічні показники установок. Їх маса досягає (35...40) % від маси всього обладнання. Модернізація, ремонт такого обладнання та створення нових виробничих потужностей потребують великих капіталовкладень, тому впровадження більш ефективних і дешевих теплообмінних пристроїв з урахуванням їх частки у загальній масі обладнання призводить до значної економії матеріальних і енергетичних ресурсів.

Особливо актуальним все це стає у випадку, коли розглядаються теплообмінні пристрої типу «газ – газ», які внаслідок низьких коефіцієнтів тепловіддачі та однакових теплофізичних властивостей теплоносіїв мають надто велику металоємність та габаритні розміри. Зменшення цих показників, при заданій тепловій потужності, аеродинамічних втратах можливо за рахунок розвинення поверхні та інтенсифікації теплообмінних процесів з обох сторін поверхонь нагріву.

В якості альтернативи існуючим теплообмінним поверхням пропонується застосування пакетів гвинтоподібних труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями, які при омиванні їх теплоносіями сприяють збільшенню теплового потоку, що передається. Без поглибленого дослідження процесів теплопереносу, що відбуваються в них та встановлення достовірних

закономірностей для розрахунку інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору неможливе їх впровадження в енергетику та промисловість. Створення регенераторів-повітропідігрівачів з рівнорозвиненою поверхнею відкриває нові шляхи до зниження металоємності ГТУ (газотурбінна установка) регенеративного типу, підвищення їх коефіцієнту корисної дії (К.К.Д).

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика дисертаційної роботи відповідає пріоритетному напрямку розвитку науки і техніки «Енергетика і енергоефективність» (Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки: Закон України від 11.06.2001 р. №2623-III. Дата оновлення 16.01.2016. URL: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/2623-14> (дата звернення: 21.01.2018) і тісно пов'язана з дослідженням та розробкою нових високоефективних теплообмінних рівнорозвинених поверхонь на основі гвинтоподібних труб. Окремі частини дисертаційної роботи входили до складу науково-дослідних програм кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”, прикладних держбюджетних науково-дослідних робіт №2344-п „Розробка і дослідження рівнорозвинених теплообмінних поверхонь для регенераторів теплоти ГТУ газотранспортної системи України” (номер державної реєстрації №0110U001319. НТУУ «КПІ», 2011), №2538-п „Розробка рівнорозвинених поверхонь теплообміну для регенераторів теплоти ГТУ газотранспортних систем і дослідження їх теплоаеродинамічних характеристик” (номер державної реєстрації №0112U000935. НТУУ «КПІ», 2013) та №2925-п „Розробка технології та обладнання для профілювання гвинтоподібних та ребристих труб та створення високоефективних теплообмінників” (номер державної реєстрації №0116U003800. «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2017), які виконувались за тематичним планом науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України.

Мета і завдання дослідження. Підвищення теплоаеродинамічних характеристик, зниження металоємності і габаритів, рекуперативних

теплообмінних апаратів шляхом дослідження і впровадження нових типів теплообмінних поверхонь у вигляді пакетів гвинтоподібних труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями.

Для досягнення цієї мети поставлено такі основні *задачі*:

1. Розробити методики експериментального дослідження теплообміну та аеродинаміки при вимушеній течії всередині гвинтоподібних труб та при зовнішньому омиванні пакетів таких труб.
2. Експериментально дослідити теплоаеродинамічні характеристики рівнорозвинених поверхонь відповідно до розроблених методик.
3. Розробити методики чисельного моделювання теплообміну та аеродинаміки рівнорозвинених поверхонь для внутрішньої та зовнішньої задачі.
4. Визначити вплив геометричних і режимних параметрів на теплові та аеродинамічні характеристики систем гвинтоподібних труб.
5. Отримати узагальнені залежності для розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору систем гвинтоподібних труб.
6. На основі отриманих результатів розробити регенератор-повітропідігрівач нового типу для ГТУ та порівняти його характеристики з аналогами, виконаними з гладких круглих труб.

Об'єктом дослідження є процеси переносу теплоти та імпульсу при вимушеній течії всередині труб з рівнорозвиненою поверхнею та при зовнішньому поперечному омиванні їх шахових пакетів.

Предметом дослідження є закономірності теплообміну та аеродинаміки пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями.

Методи дослідження. Для вирішення сформульованих вище задач використовувались експериментальні методи та методи чисельного моделювання.

Експериментальні дослідження проводились на спеціально створених аеродинамічних стендах. Дослідження середньоповерхневого теплообміну виконувалось методом повного теплового моделювання, реалізація якого здійснювалася шляхом електричного обігріву труб. Інтенсивність

середньоповерхневої тепловіддачі визначалася за результатами вимірів температурних полів потоку теплоносія та стінки труби, а також підведеної електричної потужності. Дослідження аеродинамічного опору виконувались на основі визначення різниці статичних тисків на вході та виході з робочої ділянки.

При дослідженні особливостей течії застосовувалися: експериментальний метод поверхневої візуалізації потоку за допомогою саже-газової суміші та метод чисельного CFD – моделювання (програмний продукт «Fluent»).

Достовірність отриманих результатів забезпечена тарувальними випробуваннями експериментальної установки та систем і засобів вимірювань, а також використанням апробованих методик проведення фізичних і чисельних експериментів та їх обробки. Достовірність отриманих результатів підтверджується достатньо добрим співпадінням між дослідними значеннями експериментальних та чисельних досліджень. Величини похибок вимірів лежать в припустимих межах.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

1. Вперше виконано комплексне дослідження теплообміну та аеродинаміки пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями в широких діапазонах їх геометричних характеристик і режимних параметрів;
2. Вперше досліджена структура течії всередині труб з рівнорозвиненою поверхнею. Виявлено три типи вихрових структур, що в значній мірі визначають інтенсивність переносу теплоти та імпульсу;
3. Виявлено, що довжина початкової ділянки теплової стабілізації значно менше, ніж в круглій гладкій трубі і складає $l \approx (3...4) \cdot d$ при турбулентному режимі течії;
4. Визначені безрозмірні геометричні характеристики труб з рівнорозвиненою поверхнею та їх вплив на інтенсивність переносу теплоти та імпульсу всередині таких труб. На їх основі отримані узагальнені співвідношення для розрахунку внутрішнього теплообміну та аеродинамічного опору;

5. Вперше досліджена структура течії при зовнішньому поперечному омиванні пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею. На лобових ділянках гвинтових впадин виявлені інтенсивні тривимірні вихрові структури, що підвищують рівень збуреності потоку в міжтрубному просторі та, як наслідок, збільшують інтенсивність теплообміну пакетів таких труб;

6. Досліджено вплив геометричних характеристик пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею на їх зовнішній теплообмін та аеродинамічний опір. Показана можливість реалізації гранично щільних компоновок пакетів гвинтоподібних труб ($\sigma_1 \rightarrow 1$, $\sigma'_2 \rightarrow 1$), що не можливо в разі використання відповідних за діаметром гладких труб;

7. Вперше запропоновані узагальнені рівняння для розрахунку теплообміну і аеродинамічного опору при поперечному омиванні шахових пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею в практично важливих інтервалах геометричних і режимних характеристик.

Матеріали дисертації розширюють та поглиблюють наукові знання про процеси переносу теплоти та імпульсу в складних теплообмінних системах конвективного типу.

Практичні значення результатів роботи. Розроблені інженерні методики розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору в теплообмінниках, виконаних у вигляді пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею. Показано, що застосування таких поверхонь у теплообмінниках типу «газ – газ» дозволяє значно підвищити рівень теплового потоку, що передається, і, як наслідок, зменшити масу і довжину труб в 1,9...2,3 разів. Це дозволяє розробити нові регенератори-повітропідігрівачі ГТУ з високим ступенем регенерації і при цьому не змінювати існуючі технології збирання теплообмінних пристроїв, монтажне обладнання та фундаменти на які вони встановлюються, а також підвищення К.К.Д. ГТУ регенеративного циклу.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського при підготовці магістрів за спеціальністю Теплоенергетика спеціалізація Теплофізика: в

дисципліну „Моделювання процесів переносу у проточній частині енергетичного обладнання” введено лекційні та практичні заняття по темам: „Теплообмін та гідродинаміка труб які обтікаються поперечним потоком” та „Гідродинаміка і теплообмін при течії в трубах та каналах”.

Особистий внесок здобувача. Дисертаційна робота виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського під керівництвом д.т.н., проф. Письменного Є.М.

Особистий внесок здобувача у дисертаційній роботі полягає в:

- удосконаленні експериментальної установки, яке дозволило проводити повне моделювання теплообміну та аеродинамічного опору при зовнішньому омиванні повітряним потоком шахових пакетів гвинтоподібних труб;
- розробці та виготовленні макетів гвинтоподібних труб з електронагрівачами для повного та локального моделювання теплообміну та аеродинамічного опору при зовнішньому омиванні повітряним потоком шахових пакетів гвинтоподібних труб;
- розробці методики чисельного моделювання процесів теплообміну та течії всередині гвинтоподібних труб;
- створенні тривимірних геометричних моделей гвинтоподібних труб для чисельного моделювання;
- проведенні комплексних досліджень теплообміну та аеродинамічного опору пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями;
- аналізі та обробці отриманих експериментальних даних;
- узагальненні залежностей для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб в діапазоні зміни чисел Рейнольдса $Re = (10 \dots 65) \cdot 10^3$;
- узагальненні залежностей для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб при зовнішньому

омиванні потоком теплоносія в діапазоні зміни чисел Рейнольдса $Re = (7...90) \cdot 10^3$;

- створенні інженерної методики розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору систем з рівнорозвиненою поверхнею у вигляді гвинтоподібних труб для рекуперативних теплообмінних апаратів типу «газ – газ»;

- розробці регенератора-повітропідігрівача для газотурбінної установки ГТК – 10.

Апробація матеріалів дисертації. Результати та основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на: 11 – й Міжнародній науковій конференції "Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики" (Крим, м. Алушта, 23 – 28 вересня 2013 р.); XII -, XIII -, XV - й Міжнародних науково – практичних конференціях аспірантів, магістрів, студентів "Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики" (Україна, м. Київ, 22 – 25 квітня 2014 р., 21 – 24 квітня 2015 р., 25 – 28 квітня 2017 р.); 6 – й міжнародній науковій конференції "Российская национальная конференция по теплообмену – 6" (Росія, м. Москва, 27 – 31 жовтня 2014 р.); XV – у мінському міжнародному форумі з тепло- і масообміну (Республіка Білорусь, м. Мінськ, 23 – 26 травня 2016 р.); 5 – й міжнародній науково – практичній конференції "Комп'ютерна гідромеханіка" (Україна, м. Київ, 29 – 30 вересня 2016 р.).

Публікації. Згідно з темою дисертації, за результатами досліджень опубліковано 13 наукових праць, у тому числі 5 статей у наукових фахових виданнях (з них 4 статті у наукових фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз, 1 стаття у виданні іноземної держави), 6 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій, 2 статті в інших виданнях.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, переліку джерел посилань з 140 найменувань та 5 додатків. Загальний обсяг роботи складає 226 сторінок, з них 107 рисунків та 28 таблиць.

1 ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРУБЧАСТИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ

Рекуперативні теплообмінники широко застосовуються в технологічних процесах нафтопереробної, хімічної, атомної, холодильної, газової та інших галузях промисловості, в енергетиці та комунальному господарстві. Вони вносять вагомий внесок в габарити, металоємність, функціональне значення та в більшості випадків визначають загальні техніко-економічні показники установок [1].

Теплообмінні пристрої типу «газ – газ» заданої потужності, внаслідок низьких коефіцієнтів тепловіддачі та однакових теплофізичних властивостей теплоносіїв, мають велику металоємність та габаритні розміри. Зменшення цих показників, при заданому тепловому потоці, аеродинамічних втратах, витратах і температурах теплоносіїв можливо за рахунок розвинення поверхні та інтенсифікації теплообмінних процесів з обох сторін поверхонь нагріву.

Пошук раціональних способів підвищення теплового потоку, що передається, є одним з головних напрямків вдосконалення теплообмінного обладнання. Найпоширеніші з них, ґрунтуються на турбулізації потоку всередині труби шляхом застосування: закручених стрічок [2-7], проволоки [8,9], дискретної шорсткості [10-27]; ззовні труби застосовуються: оребрення [28-30], штучна шорсткість [31], профілювання [30,32,33]; як з внутрішньої, так і з зовнішньої сторін поверхні нагріву застосовуються: дискретна шорсткість у вигляді кільцевих або гвинтових канавок (виступів) [34], олунення [35,36], профілювання труб [9,37-45].

Найбільш високі теплоаеродинамічні характеристики притаманні поверхням нагріву у вигляді труб з так званою дискретною шорсткістю у вигляді кільцевих або гвинтових канавок (виступів), та профілюваним трубам [1,36-40,46-56].

Згідно [1,9,38-40,46, 48,49] процес виготовлення даних труб не є складним

та затратним. Крім цього, він є достатньо технологічним: через те, що при виготовленні не збільшується зовнішній діаметр труб, то з'являється можливість використовувати такі поверхні нагріву в пакетах з тісною компоновкою без істотного зростання аеродинамічного опору при зовнішньому омиванні теплоносієм та не змінювати існуючі технології збирання теплообмінних пристроїв. Використання таких труб згідно [1,38,46,49,50,53,54,56] призведе до зменшення витрат на очищення обладнання від забруднень та охорони навколишнього середовища.

Профілювання труб радіальним вдавлюванням ділянок стінки з утворенням кільцевих впадин та виступів, що чергуються, дозволяє при певних параметрах утвореного профілю (рис. 1.1, а), в порівнянні з трубами з дискретною шорсткістю у вигляді кільцевих виступів (рис. 1.1, б) або впадин, отримати істотний, практично однаковий розвиток поверхонь [47,56,57], що омиваються як внутрішнім, так і зовнішнім теплоносіями, внаслідок чого дана теплообмінна поверхня отримала назву "рівнорозвиненої" [57].

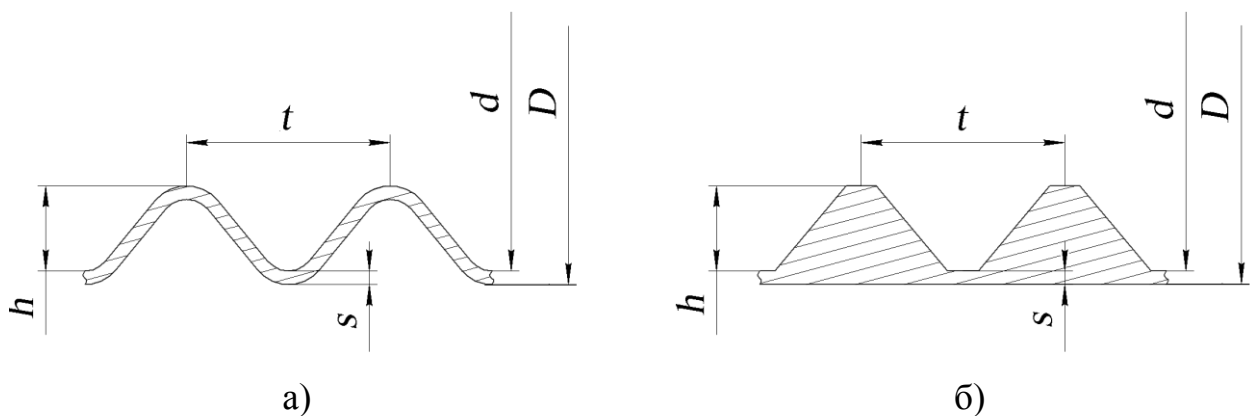


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз стінки труб з рівнорозвиненою поверхнею (а) та труб з дискретною шорсткістю у вигляді кільцевих виступів (б):

h – висота виступів, t – відстань між сусідніми виступами, s – товщина стінки,
 d, D – внутрішній, зовнішній діаметр труб відповідно

Якщо уявити профіль стінки таких поверхонь нагріву як послідовність трикутних виступів і впадин та знехтувати товщиною стінки, то нескладний

геометричний аналіз показує, що ступінь розвитку поверхні $\psi = H_{\text{ТВ}}/H_{\text{ГЛ}}$ залежить від кута при вершині трикутного виступу β та його висоти h (Табл. 1.1) [57].

Таблиця 1.1 – Вплив кута при вершині виступу на розвиток поверхні труб з рівнорозвиненою поверхнею

Тип трикутника	Кут при вершині, β	Висота виступу, h	Кількість виступів, n^*	Ступінь розвитку, $\psi_{\text{макс}}$
Рівносторонній	60°	$h \rightarrow 0$,	$n \rightarrow \infty$	$\rightarrow 2$
		$h \rightarrow d/2$	$n \rightarrow \text{const}$	$\rightarrow 1$
Рівнобедрений	90°	$h \rightarrow 0$	$n \rightarrow \infty$	$\rightarrow \sqrt{2}$
		$h \rightarrow d/2$	$n \rightarrow \text{const}$	$\rightarrow \sqrt{0,5}$

* n – це кількість виступів на певній довжині труби.

Згідно до [57], отримання ступеня розвитку поверхні $\psi > 2$ можливо лише при зменшенні кута β ($\beta < 60^\circ$). В даному випадку профіль зовнішньої поверхні стає схожим на поперечно-оребрені труби. Однак при цьому значно погіршуються умови омивання внутрішньої поверхні труби теплоносієм, так як відносна висота трикутних виступів також зростає, що призводить до відповідного збільшення аеродинамічного опору всередині труби (буде показано далі).

1.1 Фактори впливу на інтенсивність теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб з турбулізаторами у вигляді кільцевих виступів

Як було сказано в [38], при турбулентній течії однофазного теплоносія всередині труб основний термічний опір процесу тепловіддачі між стінкою та потоком зосереджений у вузькому примежовому шарі біля стінки товщиною (3...5) % (в деяких роботах (5...10) % [39] та (4...8) % [46]) від радіуса труби. Для того, щоб отримати при відповідній швидкості потоку істотне збільшення

коефіцієнта тепловіддачі, необхідно додатково збільшувати турбулентність потоку тільки в прилеглому шарі біля стінки труби. Додаткове збільшення турбулізації в ядрі потоку не призведе до помітного покращення тепловіддачі, однак істотно позначиться на зростанні аеродинамічного опору [38,47].

Ефективним способом турбулізації потоку біля стінки є створення біля неї відривних зон. Періодично розташовані кільцеві виступи забезпечують генерацію турбулентних вихорів, які розвиваються вздовж стінки та слабо дифундують в ядро потоку (рис. 1.2). Для успішного використання відривних зон, необхідно знати механізм їх взаємодії з основним потоком та механізм процесів безпосередньо в самій відривній зоні.

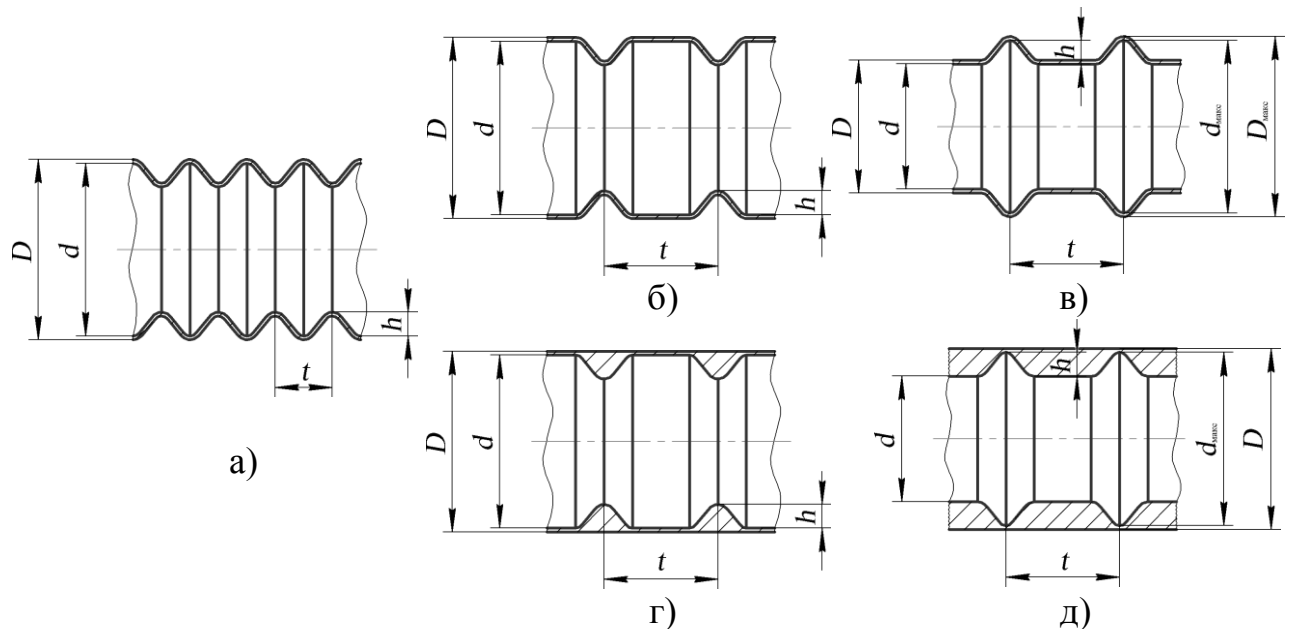


Рисунок 1.2 – Варіанти труб з турбулізаторами у вигляді кільцевих виступів: труба з рівнорозвиненою поверхнею(а), труба з вигнутими виступами та вигнутими впадинами (б) та (в) відповідно, оребрена труба (г), труба з канавками (д)

При аналізі факторів впливу на інтенсивність теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб з вигнутими впадинами (рис. 1.2, в) та кільцевими канавками (рис. 1.2, д) під відносною висотою виступу h/d приймаємо $h/d_{\text{макс}}$.

1.1.1 Вплив форми виступу

Дослідження впливу форми двомірних виступів, що поперечно омиваються теплоносієм, на теплоаеродинамічну ефективність поверхонь з дискретною шорсткістю у вигляді канавок та виступів були проведені в роботах [15-17,58,59] та [18,60] відповідно. З аналізу яких випливає, що для кожної форми існує таке значення h при якому теплоаеродинамічна ефективність поверхонь приймає оптимальне значення. При використанні в якості турбулізаторів кільцевих виступів трикутної форми, в порівнянні з квадратною, трапецієподібною формою та формою півкола досягаються максимально можливі її показники.

Калінін Е.К. та ін. [38] прийшли до висновку, що при рівних геометричних характеристика та режимних параметрах перехід від трикутного до каплеподібного профілю призводить до зменшення коефіцієнту опору на 24%. Одночасно з цим було відмічено зміну виду залежності $\zeta = f(Re)$.

В [46] Мігай В.К., порівнюючи свої експериментальні дані з теплообміну в трубах з поперечними турбулізаторами, профіль яких має погані з точку зору омивання теплоносієм характеристики, з трубами які мали виступи крилоподібної форми, відмітив, що застосування останніх при рівних гідравлічних опорах забезпечує приблизно на 40% кращі показники з теплообміну.

Арман Б. та Рабас Т.Й. за допомогою чисельного моделювання більш детально дослідили вплив форми виступу на теплоаеродинамічну ефективність поверхонь нагріву (рис. 1.3) при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (9,4 \dots 39) \cdot 10^3$ [19]. Параметр t/h дорівнював 10 та 20. Порівняльний аналіз отриманих результатів показав, що найкращі теплоаеродинамічні характеристики при $Re = 9,4 \cdot 10^3$ має труба з трапецієвидним виступом. При $Re = 3,9 \cdot 10^4$ – з виступом, що має форму дуги. При збільшенні t/h до 20 вплив форми виступу на теплоаеродинамічні характеристики труб суттєво знижується. При цьому самі показники ефективності в дослідному діапазоні

знижуються на $\approx 20\%$ для труб з виступами у формі синусоїди, півкола та трапеції. Для труби з дуговим профілем при $Re = 9,4 \cdot 10^3$ та зміні t/h від 10 до 20 ефективність знижується на 17%. При $Re = 3,9 \cdot 10^4$ – на 25%. При порівнянні виступів, що мають профіль дуги та півкола (висота $h = const$, ширина основи виступу $t_0 = var$ (рис. 1.3)) можна зробити висновок, що збільшення ширини виступу сприяє покращенню показників теплоаеродинамічної ефективності. Останнє підтверджується в роботі [61], однак суперечить висновкам отриманим в роботі [26].

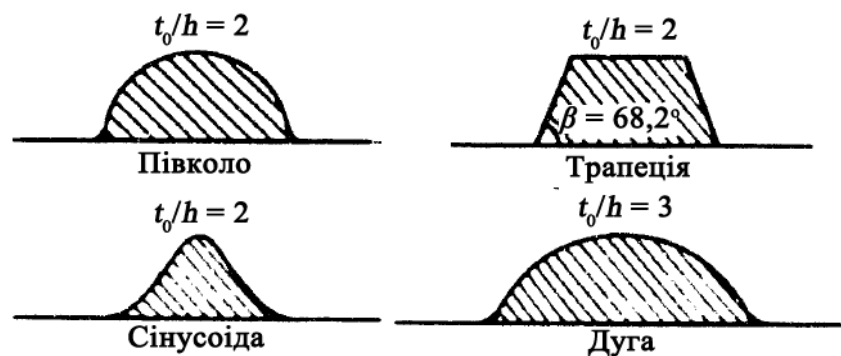


Рисунок 1.3 – Типи профілів виступу, що досліджувались в [19]

В [10,20,39,61,62] автори акцентують увагу на тому, що на форму профілю турбулізатора дуже істотно впливає технологія його виготовлення. Як наслідок, при рівних кроках та висотах виступів коефіцієнт аеродинамічного опору змінювався на $\pm 25\%$.

В [20,39] було запропоновано параметр h_{cp}/h_{max} для опису форми профілю, де h_{max} – максимальна висота виступу, h_{cp} – середня висота (рис. 1.4), визначається виразом

$$h_{cp} = \frac{1}{t} \cdot \int_0^t h(x) dx, \quad (1.1)$$

де x – поздовжня координата, t – крок між сусідніми виступами.

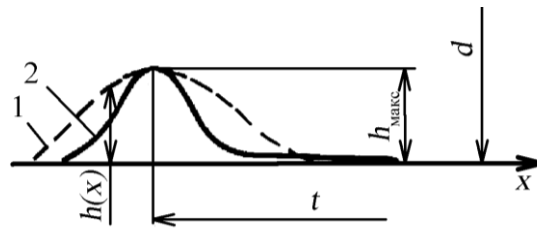


Рисунок 1.4 – Профіль виступу при накатці широким (1) та вузьким (2) роликами[38]

Одночасно з цим в [39] при аналізі досліджень для 16 труб з параметрами турбулізаторів $d_{\min}/d = 0,89 \dots 0,95$ та $t/d = 0,3 \dots 0,6$ ($d_{\min}$ та d – діаметри, відповідно, утворений вершинами виступів та внутрішній гладкої вихідної труби) та різною формою профілю $h_{\text{ср}}/h_{\text{макс}} = 0,25 \dots 0,65$ в широкому діапазоні зміни $Re = (1 \dots 40) \cdot 10^4$ автор зробив такі висновки. При збільшенні $h_{\text{ср}}/h_{\text{макс}}$ від $0,25 \dots 0,3$ до $0,55 \dots 0,65$ в усьому дослідженому діапазоні Re можна знизити аеродинамічний опір на $(25 \dots 40) \%$. При $t/d = 0,6$ та $Re = 4 \cdot 10^4$ для $d_{\min}/d = 0,9 \dots 0,95$ перехід на виступи плавної конфігурації дозволив знизити $\zeta/\zeta_{\text{гл}}$ від $3,2 \dots 8$ до $2,2 \dots 5,5$, при $Re = 4 \cdot 10^5$ – від $3 \dots 8,5$ до $1,8 \dots 5,5$. Через те, що при зміні форми турбулізаторів, збережені їх висоти та кроку теплообмін в трубі не змінився, то перехід на плавно окреслені виступи веде до істотного збільшення теплоаеродинамічної ефективності теплообмінників з даними трубами.

Особливістю роботи [56] є те, що автори досліджували вплив радіусу закруглення при вершині виступу (рис. 1.5). В ній представлені експериментально отримані результати з теплообміну та аеродинамічного опору для однієї гладкої та 25 труб з дискретною шорсткістю у вигляді гвинтового виступу з висотою h , що змінювалась від $0,44$ до $1,18$ мм, та кроком t – від $6,5$ до $16,9$ мм. Кут між впадиною, що утворена сусідніми виступами та віссю труби знаходився в діапазоні від 70° до 85° . Експериментальне дослідження проводили в діапазоні чисел Рейнольдса $Re = (1 \dots 6) \cdot 10^4$. Для визначення впливу радіусу закруглення вершини впадини (виступу) труби виготовлялись парами в однакових умовах, але перша партія накатувалась роликом з радіусом $R_1 = 1$ мм, друга – роликом з радіусом $R_1 = 1,5$ мм. Дослідження показали, що

труби другої партії в залежності від геометричних характеристик поверхні та режимних параметрів мали менший на (6...16) % коефіцієнт тертя.

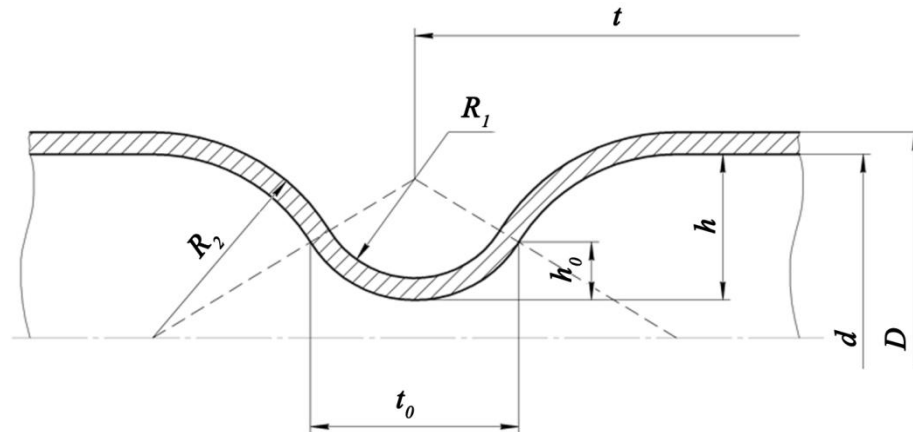


Рисунок 1.5 – Геометричні параметри досліджуваних труб [56]

1.1.2 Висота та крок розташування виступів

Аналіз літератури показав, що безрозмірний параметр t/h запропонований в [23] є одним з найголовніших, які впливають на теплообмін та аеродинамічний опір. Він одночасно враховує відносний крок розташування виступів t/d та відносну їх висоту h/d .

Збільшення параметру t/h при $t/h < 10$ призводить до істотного зростання аеродинамічного опору та тепловіддачі від рівня, який відповідає гладкому каналу, до максимальних значень, що досягаються при $t/h \approx 8...10$ [23,37,38,63]. Подальше збільшення параметру супроводжується монотонним зниженням аеродинамічного опору та тепловіддачі до значень, що відповідають гладкому каналу. При цьому треба відмітити, що максимальні значення інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору мають автомодельний характер відносно числа Рейнольдса Re та залежать тільки від відносної висоти h/d [38,64]. Однак, в [46] автор, проаналізувавши результати інших авторів, зробив такі висновки: при однаковому h/d зі збільшенням t/h аеродинамічний опір зменшується; оптимальна відстань між виступами лежить в інтервалі $25 > t/h > 10$ і залежить від відношення h/d ; зі збільшенням h/d максимум зміщується в сторону великих значень t/h .

Вплив відносної висоти турбулізаторів h/d на теплообмін та аеродинамічний опір всередині труб з дискретною шорсткістю у вигляді кільцевих виступів детально досліджений в [38] та представлений на рис. 1.6.

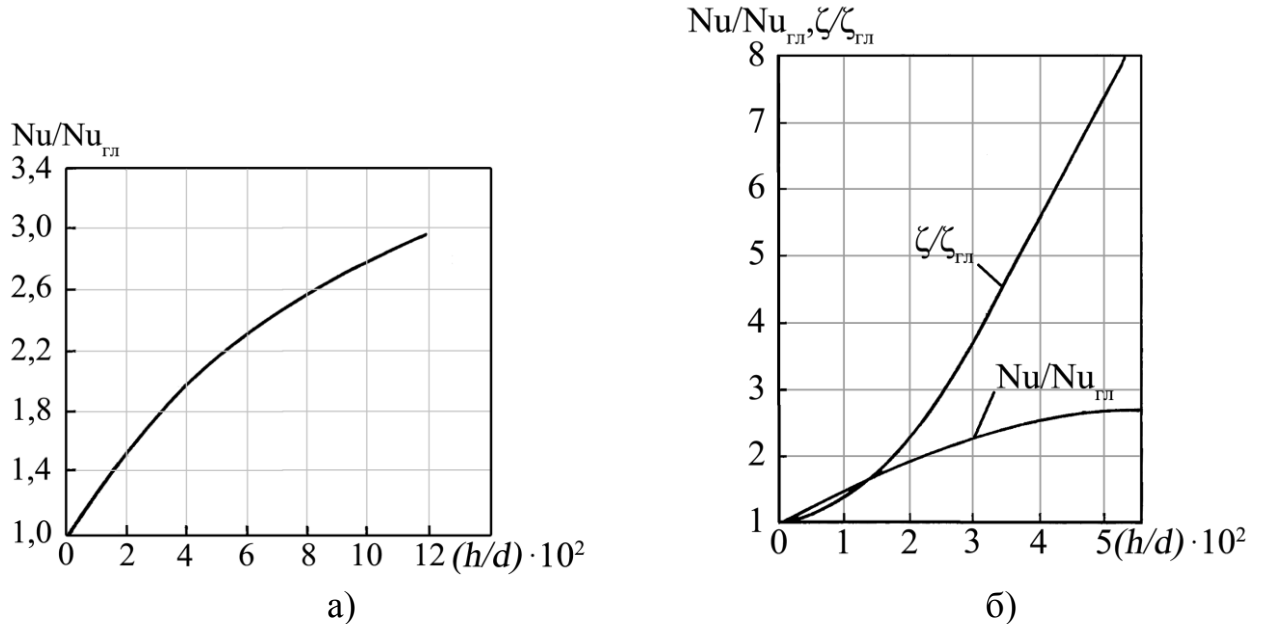


Рисунок 1.6 – Вплив відносної висоти турбулізаторів h/d на інтенсифікацію теплообміну при вимушеній течії повітря всередині труб з $t/d = 1$ (а) та на інтенсифікацією теплообміну та збільшенням аеродинамічного опору з $t/d = 0,5$ (б) при $Re = 4 \cdot 10^4$. Дані [38]

Рисунок 1.6 показує, що при малих значеннях $h/d \leq 1,5 \cdot 10^{-2}$ інтенсифікація теплообміну має дещо вищий рівень ніж приріст аеродинамічного опору. Згідно [38], при такій відносній висоті діафрагми можна зменшити розміри теплообмінного обладнання приблизно в 1,5 рази. Більш значне зменшення розмірів можливе при більш високих значеннях h/d . Однак, згідно рис. 1.6, б, подальше збільшення висоти призводить до істотного зростання аеродинамічного опору.

Покращення внутрішньої гідродинамічної ситуації можливо при формуванні розвиненої поверхні не у вигляді кільцевих, а у вигляді гвинтових впадин та виступів (рис. 1.6), які призводять до закрутки потоку всередині труби [10,47,57,62,64-70]. Збільшення кількості заходів гвинтового виступу, при

інших однакових умовах, поліпшує омивання внутрішньої поверхні труби завдяки збільшенню тангенціальної складової швидкості W_T (рис. 1.7), внаслідок чого знижується аеродинамічний опір всередині труби [10,46,57,64,65,71-73].

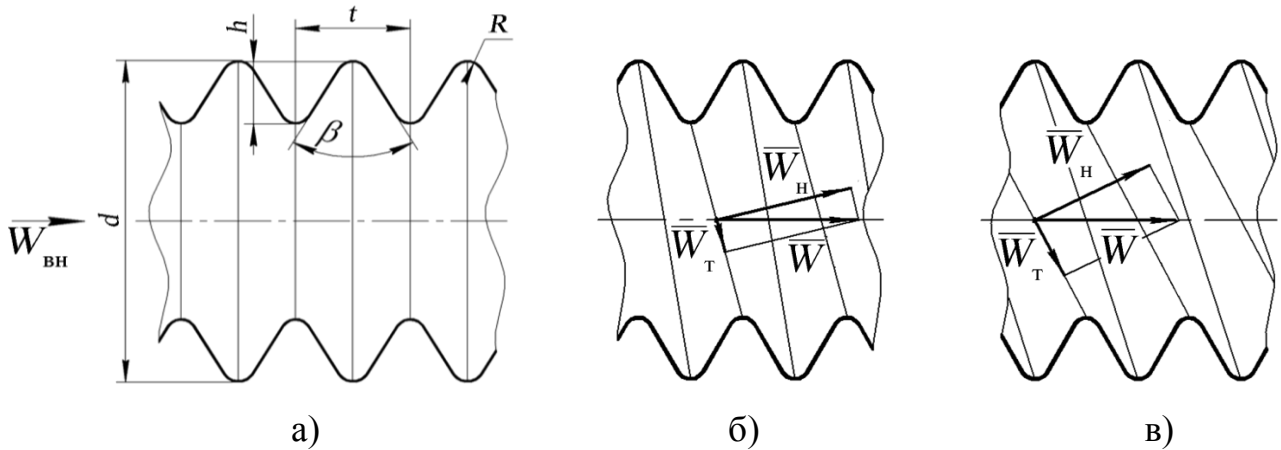


Рисунок 1.7 – Рівнорозвинені поверхні у вигляді труб з: кільцевими виступами (а), одним заходом гвинтового виступу (б) та двома заходами гвинтового виступу (в) [57]

Однак, останнє твердження суперечить роботам [11,12,66,74]. Так, в публікації [74] аналіз власних дослідних даних та даних інших авторів для труб з дискретною шорсткістю у вигляді кільцевих та гвинтових виступів показав, що опір закручених потоків більший ніж прямолінійних. Це пов'язано, на думку автора, зі збільшенням: площі поверхні тертя (розвинення поверхні), швидкості потоку, довжини траєкторії руху, тангенціальної компоненти швидкості. Перший чинник, що сприяє збільшенню аеродинамічного опору був відмічений авторами в [13,66] та також в [31] при аналізі отриманих авторами експериментальних даних з теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів оребрених труб.

1.2 Фактори впливу на інтенсивність теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб з турбулізаторами у вигляді гвинтових виступів

Інтенсифікація теплообміну в даному випадку буде відбуватись за рахунок двох чинників: відрив потоку та його закрутка. Очевидно, що повинна бути залежність процесів теплообміну та переносу імпульсу від величини кута між напрямком гвинтової впадини та віссю труби φ (рис. 1.8).

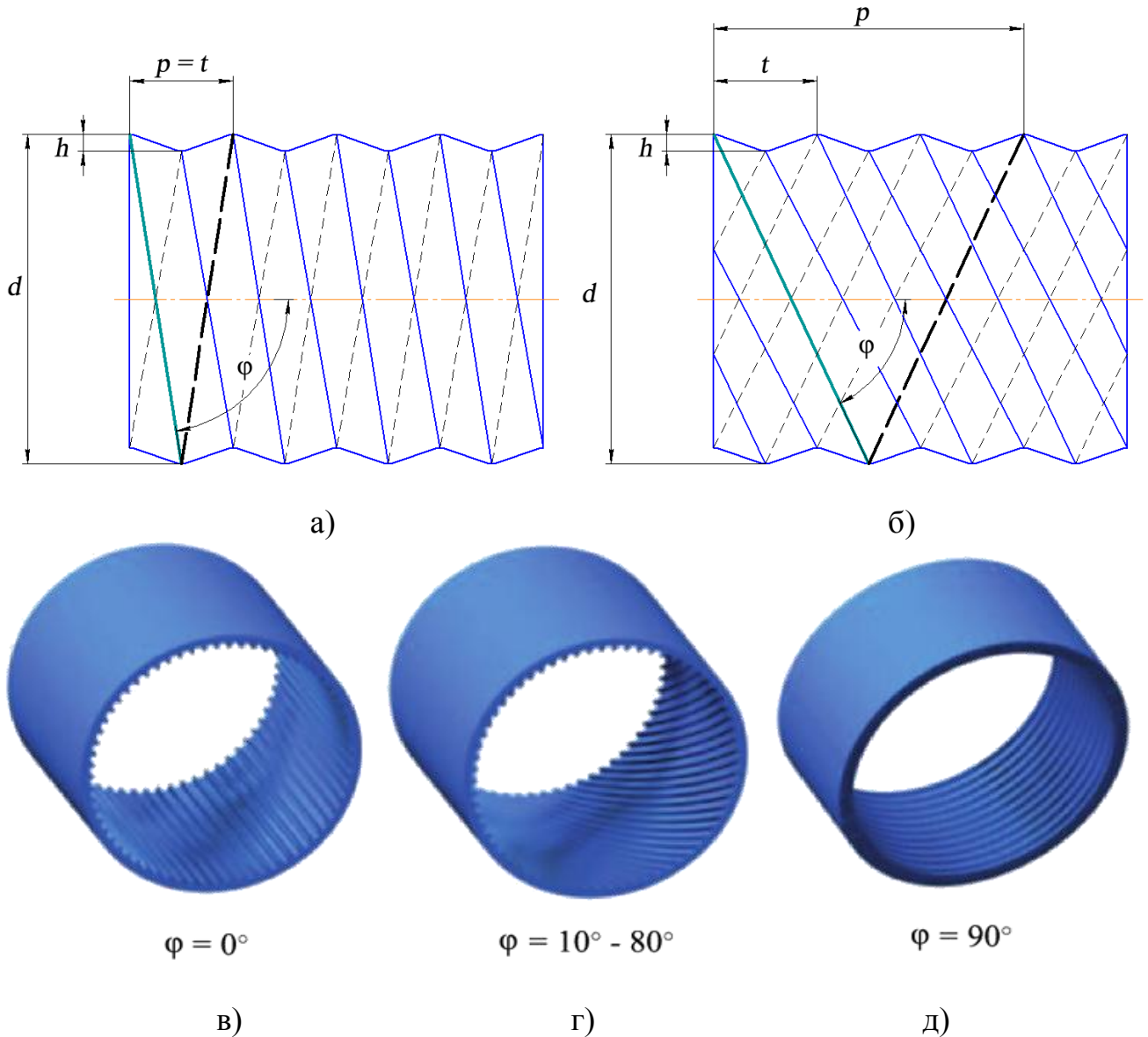


Рисунок 1.8 – Схематичне зображення кута між гвинтовою впадиною та віссю труби при $Z = 1$ (а) та $Z = 3$ (б) і тривимірна картина труби з поздовжнім в), гвинтовим г), поперечним д) оребренням [14]

В [64] зазначено, що істотна тангенціальна складова основного потоку, при більш високих значеннях даного кута, пригнічує додаткову турбулентність, яка утворюється внаслідок відриву потоку від виступу та знижує її вплив на течію. При менших значеннях – тангенціальна складова основного потоку істотно менша. Внаслідок останнього зростає вплив на потік відривної течії за виступом та турбулентних пульсацій, що супроводжують відрив.

Для визначення кута φ між напрямком гвинтової впадини та віссю труби, в роботі [66] був запропонований вираз

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{\pi \cdot d}{p}\right), \quad (1.2)$$

де p – крок гвинтової впадини (рис. 1.8).

З рис. 1.8 випливає, що $p = t \cdot Z$ (Z – кількість заходів гвинтової впадини (виступу)). Внаслідок цього (1.2) можна записати у вигляді

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{\pi \cdot d}{t \cdot Z}\right). \quad (1.3)$$

З аналізу (1.3) випливає, що при $h/d = \text{const}$ кут φ залежить від параметру t/h та кількості заходів гвинтової впадини (виступу) Z . Причому, їх збільшення призводить до зменшення кута φ . Внаслідок чого можна зробити висновок, що на теплообмін та аеродинамічний опір всередині гвинтоподібних труб впливають геометричні характеристики гвинтових виступів: відносна висота h/d , параметр t/h та їх кількість заходів Z .

Тому в подальшому спробуємо більш ретельно розглянути вплив кожного з цих факторів на теплообмін та аеродинамічний опір всередині гвинтоподібних труб та схожих за геометрією поверхні труб з турбулізаторами у вигляді гвинтових канавок, виступів, ребер (рис. 1.9).

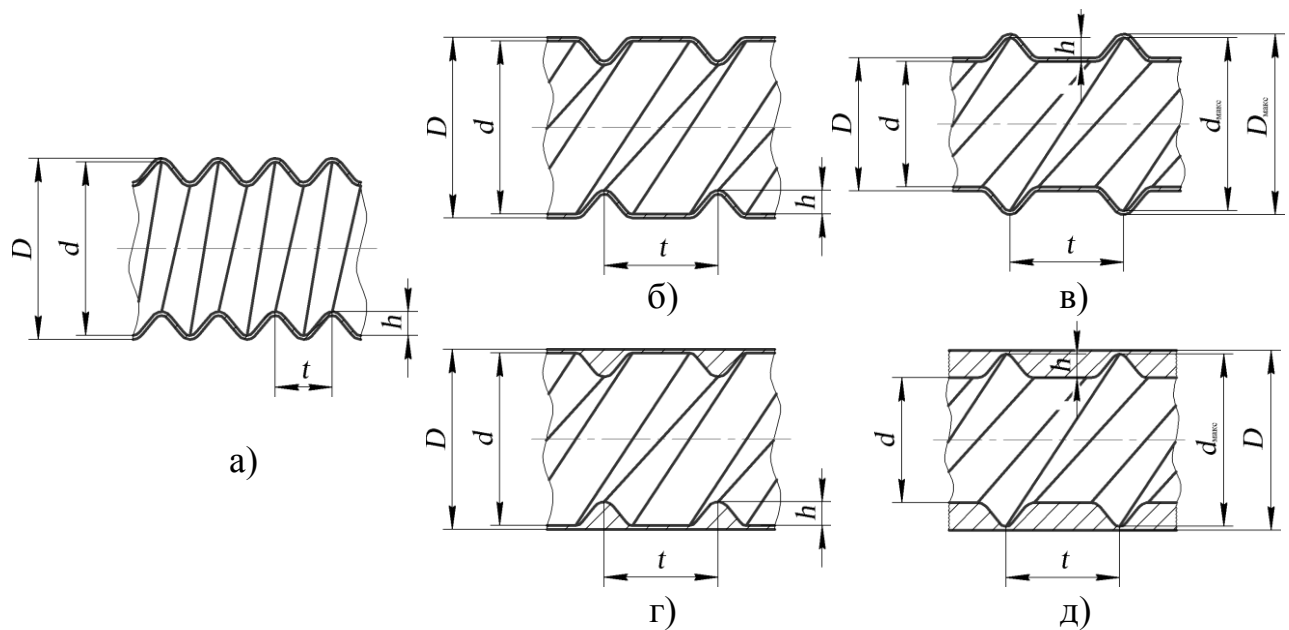


Рисунок 1.9 – Варіанти труб з турбулізаторами у вигляді гвинтових виступів: гвинтоподібна труба (а), труба з ввігнутими виступами та вигнутими впадинами (б) та (в) відповідно, оребрена труба (г), труба з канавками (д)

1.2.1 Висота та крок розташування гвинтових виступів

В роботі [62] приводяться дослідження теплообміну та аеродинамічного опору при течії повітря всередині 24-ох труб, з них: 1 гладка кругла, 13 гвинтоподібних труб (5 ‘Fluted’, 8 ‘Indented’), 10 згвинтовим оребренням при значеннях чисел Рейнольдса $Re \approx (2...60) \cdot 10^3$. Геометричні розміри турбулізаторів змінювались: відносна висота $h/d = 0,007...0,066$, параметр $t/h = 2,2...27,3$; кут $\varphi = (20,9...85,3)^\circ$. Число заходів гвинтового виступу (ребра) $Z = 1...43$. Для розрахунків чисел Рейнольдса в якості характерного розміру був обраний максимальний внутрішній діаметр труби d . Результати показали, що для труби з $h/d = 0,066$; $t/h = 2,2$; $Z = 6$ коефіцієнт тертя не більш ніж 2 рази перевищує коефіцієнт тертя для гладкої круглої труби. Це істотно відрізняється від даних для турбулізаторів у вигляді кільцевих виступів. Так, наприклад, для останніх з $h/d \approx 0,057$; $t/h = 4,38$ при $Re = 10^4$ та $4 \cdot 10^5$ приріст аеродинамічного опору збільшується приблизно в 6,5 та 15,8 рази відповідно [38]. В зв’язку з тим, що дослідні труби мали різні технології виготовлення, це не дозволило

прослідкувати тенденції впливу параметру t/h на теплообмін та аеродинамічний опір. Однак аналіз даних отриманих для труб, які виготовлені за допомогою однієї технології та мають приблизно однаковий параметр $t/h \approx 4,2$ показав, що збільшення відносної висоти h/d призводить до інтенсифікації теплообміну та збільшення аеродинамічного опору.

В публікації [12] автори експериментально досліджували теплообмін та течію всередині труб, з них: 1-на гладка труба; 1-на з поздовжніми ребрами та 14-ть з гвинтовим оребренням при значеннях чисел Рейнольдса $Re \approx (2...80) \cdot 10^3$. Геометричні розміри гвинтових ребер варіювались в межах: $h/d = 0,007...0,085$, $t/h = 0,98...62,67$, $\varphi = (0...45)^\circ$, $Z = 8...54$. Результати дослідження показали, що для труб з висотою ребер $h/d \leq 0,02$ мають місце різні тенденції зміни коефіцієнту тертя. Так в області $Re < 2 \cdot 10^4$ коефіцієнт тертя приймає постійну величину, одночасно з цим висота ребра суттєво не впливає на його значення. Збільшення числа Рейнольдса в області $Re > 2 \cdot 10^4$ призводить до монотонного зниження гідравлічного опору. Для труб з $h/d \geq 0,02$ коефіцієнт опору зростає в області чисел Рейнольдса від 10^4 до $2 \cdot 10^4$. З подальшим збільшенням Re коефіцієнт опору знижувався. При цьому показник степені при числі Рейнольдса в (2.40) $n = -0,25$. В роботі [56], розглянутій раніше, n знаходився в діапазоні від -0,19 до -0,09 в досліджуваному діапазоні $Re = (1...6) \cdot 10^4$. Для труб з $h/d \approx 0,05$ та $\varphi = 30^\circ$ збільшення параметру t/h від 1,14 до 1,79 призвело до інтенсифікації теплообміну та збільшення аеродинамічний опору на $\approx 20\%$ та $\approx 60\%$, відповідно. Вплив відносної висоти h/d на теплообмін та аеродинамічний опір з представлених результатів не можна прослідкувати.

В публікації [11] експериментально досліджували теплообмін та аеродинамічний опір при вимушеній течії теплоносія всередині восьми труб з гвинтовим оребренням та однієї гладкої труби при значеннях чисел Рейнольдса $Re \approx (12...60) \cdot 10^3$. Геометричні характеристики гвинтових ребер, які мали трапецієподібний профіль з кутом в 69° при основі: $h/d \approx 0,019...0,033$; $t/h = 2,57...27,73$; $Z = 10...45$; кут $\varphi = (25...48)^\circ$. Довжина труб в дослідній

ділянці дорівнювала $L = 3,048\text{м}$, з них $2,743\text{м}$ були оребреними. Отримані результати підтвердили загальні тенденції впливу геометричних параметрів на теплообмін та аеродинамічний опір. Аналіз отриманих результатів для труб з $h/d = 0,0244$ показав, що зменшення параметру t/h від $6,134$ до $2,577$ призводить до збільшення коефіцієнту аеродинамічного опору приблизно на 20% та коефіцієнту тепловіддачі на 27% .

Автори публікації [75] методом чисельного моделювання в діапазоні чисел Рейнольдса $Re \approx (5...58) \cdot 10^3$ виконали дослідження для однієї гладкої круглої труби та п'яти труб, що мали вигнуту гвинтову канавку у формі півкола (Рис. 1.9, в) з $h/d = 0,05...0,15$; $t/h = 6,67...30$, $Z = 1$.

Результати дослідження показали, що збільшення глибини канавки призводить до збільшення інтенсивності основного вихрового потоку, який в свою чергу призводить до інтенсифікації теплообміну та збільшення аеродинамічного опору. Збільшення параметру t/h призводить до одночасного зниження теплообміну та аеродинамічного опору всередині таких труб. За рахунок збільшенні параметру t/h відбувається збільшення тангенціальної швидкості основного потоку та зниження інтенсивності вторинної течії безпосередньо в канавці. Загалом, автори прийшли до висновку, що труби з $t/h < 20$ та $h/d < 0,1$ будуть мати найкращі теплоаеродинамічні характеристики.

В наступній своїй роботі [65] вони представили результати дослідження впливу глибини канавки та кроку між ними на теплообмін і аеродинамічний опір всередині труб при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (3,8...43,8) \cdot 10^3$. Дослідження проводили для шести труб, з них: одна гладка кругла, одна труба з кільцевими канавками у формі півкола та п'яти труб з гвинтовою канавкою аналогічної форми. Геометричні характеристики поверхонь з гвинтовою канавкою змінювались: відносна глибина $h/d = 0,05...0,15$; параметр $t/h = 5...20$, $Z = 1$. Поверхні з кільцевою канавкою: відносна глибина $h/d = 0,1$; параметр $t/h = 10$. Результати дослідження показали, що: існує пряма залежність між h/d та інтенсивністю обертання поздовжнього вихору; при $h/d \leq 0,1$ приріст інтенсивності теплообміну відбувається швидше ніж зростання

аеродинамічного опору; в трубі з гвинтовою канавкою при $t/h = 15$ та $h/d = 0,1$ зміна по довжині осереднених чисел Нуссельта та коефіцієнтів тертя приймає значення наближені, до значень в гладкій трубі. При порівнянні однакових за геометричними характеристиками труб зі гвинтовою та кільцевою канавкою автори прийшли до висновку, що закрутка потоку зменшує інтенсивність турбулентності біля стінки, що в свою чергу призводить до зниження теплообміну та аеродинамічного опору.

В публікації [68] автор приводить результати чисельного дослідження теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб різної геометрії: гладкої круглої, з гвинтовими та поперечним виступами при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (5...55) \cdot 10^3$. Геометричні характеристики гвинтового виступу змінювались в межах: відносна висота $h/d = 0,02...0,06$; параметр $t/h = 3...13,5$; $Z = 1$. Геометричні характеристики поперечних виступів змінювались: відносна висота $h/d = 0,02...0,06$. З аналізу отриманих результатів випливає, що коефіцієнт аеродинамічного опору в дослідженому діапазоні h/d приймає максимум при $t/h \approx 9$ для $Re = 5 \cdot 10^3$ та $t/h \approx 11$ для $Re = 55 \cdot 10^3$. При $Re = 5 \cdot 10^3$ коефіцієнт тепловіддачі всередині труб з гвинтовим виступом не залежить від h/d , що суперечить отриманим тенденціям інших літературних джерел. Однак, при $Re = 55 \cdot 10^3$ автори отримали, що коефіцієнт тепловіддачі залежить від h/d та його максимальне значення досягається при $t/h \approx 8$. Відхилення отриманих даних від загальної тенденції для нижчих чисел Рейнольдса можна пояснити тим, що автори використовували для кожного розрахункового об'єму різні параметри для розбивки на розрахункову сітку.

В роботі [71] за допомогою чисельного моделювання досліджували вплив геометричних характеристик гвинтоподібної труби, що мала 6 заходів гвинтового виступу на коефіцієнт аеродинамічного опору при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (1...6) \cdot 10^4$. В якості теплоносія використовували повітря, воду та масло ($Pr = 0,67...131$). Дослідження проводили в три етапи. В першому випадку зафіксували відносну висоту виступу $h/d = 0,23$ та змінювали параметр t/h від 2,92 до 3,96. В другому – зафіксували крок виступу p при цьому відносна

висота виступу h/d змінювалась від 0,06 до 0,28 та параметр t/h від 2,59 до 7,78. В третьому випадку для дослідження впливу властивостей теплоносія була обрана труба з $h/d = 0,23$ та $t/h = 2,92$. Для розрахунків вони використовували власну математичну модель. Результати першої та другої серії дослідження показали, що при збільшенні h/d або зниженні t/h відбувається збільшення коефіцієнту опору. В дослідженому діапазоні коефіцієнт аеродинамічного опору гвинтоподібної труби в 1,50...2,41 рази більше ніж для гладкої круглої труби. Дослідні дані третьої серії показали, що на коефіцієнт опору істотно не впливають властивості теплоносія.

В публікації [72], методом моделювання течії всередині гвинтоподібної труби довжиною $L/d = 69,77$, що мала 6 заходів гвинтового виступу в діапазоні чисел Рейнольдса $Re = (1...6) \cdot 10^4$, автори досліджували вплив кроку та висоти виступів на теплоаеродинамічні показники даної поверхні. Аналіз полів тангенціальної складової швидкості основного потоку на поперечних перетинах при $Re = 2 \cdot 10^4$ показав, що зі збільшенням кроку між сусідніми виступами відбувається поступове її зменшення. Внаслідок цього знижуються коефіцієнти тепловіддачі. Труба з мінімальним параметром t/h має найкращі теплообмінні характеристики ($t/h = 2,95$). Результати другої серії досліджень показали, що зі збільшенням h/d зростає інтенсивність теплообмінних процесів внаслідок збільшення вторинної швидкості та крутизни поздовжнього вихору. За рахунок кращого перемішування теплоносія знижується температура стінки труби, покращуються її теплові умови роботи. Крім цього, число Нуссельта всіх досліджених трубок зростає зі збільшенням числа Рейнольдса Re . Результати третьої серії досліджень показали, що властивості теплоносія істотно впливають на інтенсифікацію теплообміну. Так, для мастила число Нуссельта в гвинтоподібній трубі від 1,25 до 1,45 разів вище ніж в гладкій. Для води та повітря приріст теплообміну складає 1,2 та 1,08 рази відповідно.

В роботі [76] проводили дослідження теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб з гвинтовим виступом, що мав форму півкола в діапазоні

чисел Рейнольдса $Re = (5 \dots 20) \cdot 10^3$. Геометричні характеристики змінювались в межах: $h/d = 0,02 \dots 0,1$; $t/h = 6 \dots 100$.

Результати дослідження показали, що:

- структура потоку в трубі з гвинтовим виступом може розділятися на два типи: основний та вторинний закручені потоки. Перший був зафіксований для всіх досліджуваних випадків. Другий – тільки при $h/d > 0,06$;

- при збільшенні h/d збільшується тангенціальна складова швидкості, що в свою чергу призводить до покращення теплообмінних характеристик. Так, при максимальній висоті виступу $h/d = 0,1$, яку досліджували, був отриманий максимальний її рівень;

- зменшення параметру t/h призводить до інтенсифікації тепловіддачі та збільшення коефіцієнту аеродинамічного опору. Максимальний рівень якої був отриманий при вимушеній течії всередині труби з $h/d = 0,1$ та $t/h = 6$;

- в дослідженому діапазоні збільшення теплообміну та втрат тиску відносно гладкої труби складає від 1,16 до 1,96 та від 1,2 до 10,8 відповідно.

Ефективність дослідних труб визначалась за допомогою виразу

$$\eta = \frac{(Nu / Nu_{\text{гл}})}{(\zeta / \zeta_{\text{гл}})^{1/3}}. \quad (1.4)$$

Було отримано, що труба з $h/d = 0,06$ та $t/h = 23,33$ при $Re = 5 \cdot 10^3$ має найкращі теплоаеродинамічні характеристики ($\eta = 1,11$). Однак даний метод порівняння не враховує розвиток теплообмінної поверхні.

В роботі [77], автори досліджували вплив геометричних характеристик поверхні на теплообмін, аеродинамічний опір та ефективність таких труб, що мали п'ять заходів гвинтового виступу ($Z = 5$) при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (5 \dots 20) \cdot 10^3$. Враховуючи результати попередньої роботи автори зафіксували відносну висоту виступів $h/d = 0,06$. Параметр t/h змінювався від 3,33 до 11,67. Результати дослідження показали, що в гвинтоподібній трубі генерується складний потік, який складається з основного вихрового потоку та

п'яти вторинних закручених потоків. Така структура течії призводить до зменшення товщини примежового шару біля поверхні стінки та в свою чергу до підвищення тепловіддачі. В дослідженому діапазоні приріст інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору відносно гладкої труби склали до 2,02 та 6,12 разів відповідно. Труба з $h/d = 0,06$ та $t/h = 6,67$ в дослідному діапазоні має найкращі теплоаеродинамічні характеристики ($\eta = 0,89 \dots 1,16$).

Зі сказаного вище можна зробити такі висновки:

- збільшення h/d , призводить до інтенсифікації теплообміну та збільшення аеродинамічного опору. [10,11,61,62,65, 71-73,76-81].

- в діапазоні від 0 до $t/h_{кр}$ збільшення параметру t/h повинно призвести до максимальної інтенсифікації теплообміну та аеродинамічного опору. Подальше його збільшенням призводить до зменшення тангенціальної складової швидкості основного вихору, внаслідок чого знижується теплообмін та коефіцієнт аеродинамічного опору [10,11,61,65,71-73,75-77,81,79-80].

1.2.2 Кут та кількість заходів гвинтового виступу

Результати першого в світі дослідження впливу кута ϕ ($30^\circ, 49^\circ, 70^\circ$) на теплообмін та аеродинамічний опір всередині труб з гвинтовим оребрнням довжиною $L = 1,52$ м при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (6 \dots 65) \cdot 10^3$ були представлені в роботі [21]. Геометричні характеристики ребра: $h/d = 0,0098$; $p/d = 15$. Через те, що в дослідній трубі були фіксовані відносна висота ребра та його гвинтовий крок, то можна прийти до висновку, що зміна кута ϕ відбувалась за рахунок зміни параметру t/h та Z . Кількість заходів ребер в досліджених трубах авторами в роботі не зазначена.

Аналіз даних показав, що зменшення кута ϕ за рахунок збільшення Z чи t/h або одночасно Z та t/h призвело до зниження інтенсивності теплообміну та аеродинамічних втрат. При цьому, швидкість зміни числа Стентона St нижче за швидкість зменшення аеродинамічного опору (рис. 1.10).

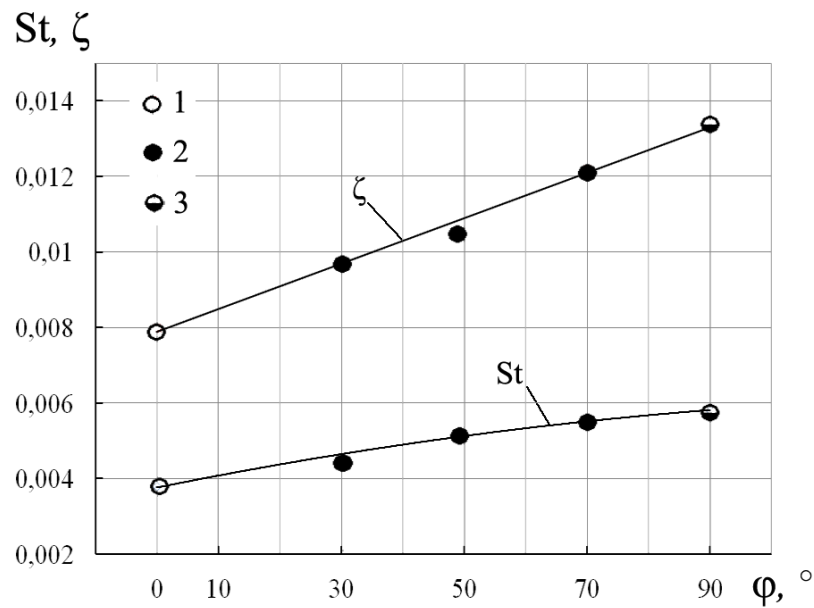


Рисунок 1.10 – Залежність числа Стентона та коефіцієнту аеродинамічного опору від кута ϕ при $Re = 10^4$: 1,2 та 3 – експериментальні дані для гладкої, труби з гвинтовим оребренням [21] та труби з поперечним оребренням [23], відповідно

Звідси випливає, що зменшення кута ϕ при $p = const$ призводить до покращення теплоаеродинамічної ефективності таких труб (рис. 1.11).

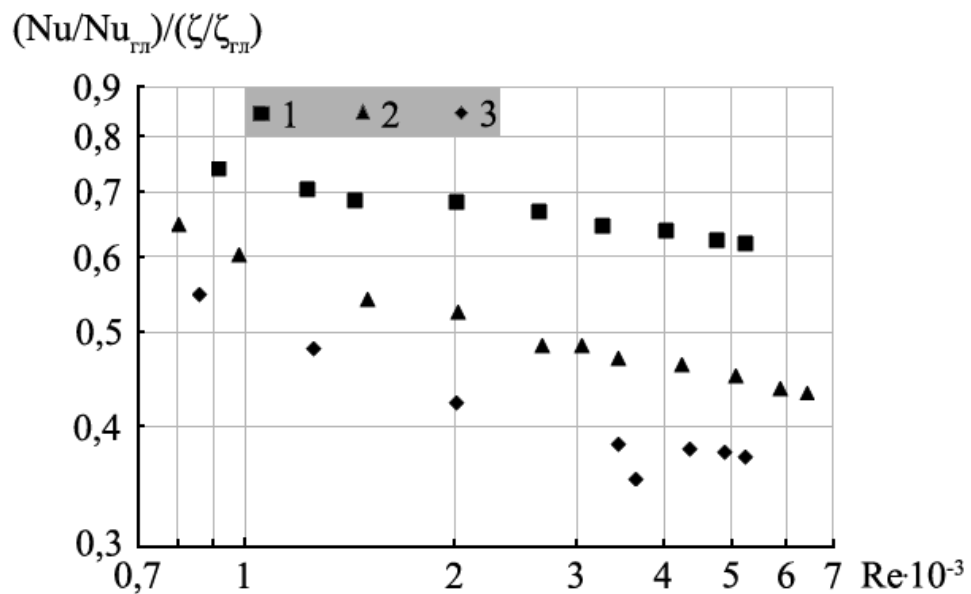


Рисунок 1.11 – Ефективність труб з гвинтовим оребренням в залежності від числа Re та кута ϕ : 1 – 30° ; 2 – 49° ; 3 – 70° . Дані [21]

В роботі [10] був отриманий вплив кута на інтенсивність теплообміну та приріст аеродинамічного опору відносно гладкої труби при фіксованих t/h та h/d . Кут φ змінювали за рахунок зміни кількості заходів гвинтового виступу. Загалом в роботі представлені результати дослідження теплообміну та аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб при значенні чисел Рейнольдса $Re = (3...50) \cdot 10^3$. Геометричні характеристики гвинтових виступів: $h/d = 0,038...0,127$; $t/h = 2,7...11,6$; $Z = 1...25$.

Автор отримав, що при фіксованому $t/h = 0,5$, $h/d = 0,05$, $Re = 5 \cdot 10^4$ приріст теплообміну для відносно малих кутів $\varphi < 30^\circ$ більший ніж зростання аеродинамічного опору (рис. 1.12). З графіку випливає, що зменшення кута φ , за рахунок збільшення кількості заходів ребер Z при фіксованих інших параметрах призводить до зниження інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору.

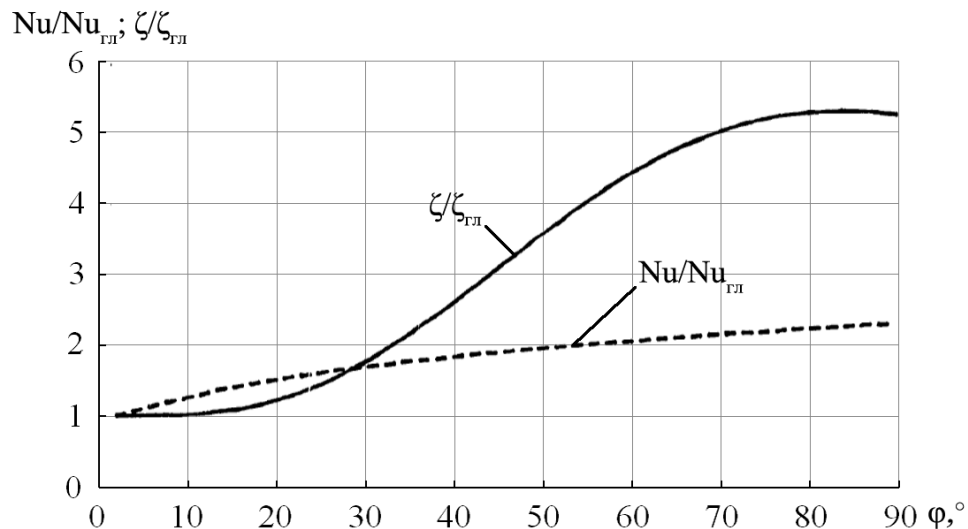


Рисунок 1.12 – Залежність інтенсифікації теплообміну та приросту гідродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб від кута φ при $t/h = 0,5$, $h/d = 0,05$, $Re = 5 \cdot 10^4$. Дані [10]

Однак даний результат суперечить результатам робіт [11,12,66]. Так в роботах [11,12], що були розглянуті раніше, були представлені результати дослідження теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб з гвинтовим орєбренням.

Особливу увагу треба приділити роботі [66]. Автори досліджували вплив кута φ та кількості заходів гвинтового виступу Z на теплообмін та аеродинамічний опір всередині гвинтоподібних труб в широкому діапазоні зміни чисел Рейнольдса $Re \approx 50 \dots 10^5$. Геометричні характеристики гвинтових виступів: $h/d \approx 0,02$; $Z = 10 \dots 30$; $\varphi = 15^\circ, 30^\circ$. Зміна кількості заходів гвинтового виступу при $\varphi = const$ та $h/d = const$ або зміна кута φ при $Z = const$ та $h/d = const$ відбувалась, виходячи з (1.3), за рахунок зміни параметру t/h .

Результати експериментальних досліджень показали, що:

- збільшення Z , φ , Re при фіксованій відносній висоті гвинтових виступів h/d призводить до збільшення інтенсивності теплообміну та втрат тиску. Аналогічний результат був отриманий в роботі [18]. Це пов'язано з тим, що збільшення Z та φ при фіксованих інших умовах відбувалось за рахунок зменшення параметру t/h , яке згідно загальних тенденцій призведе до збільшення теплообміну та аеродинамічного опору;

- збільшення Z , φ , Re при фіксованій відносній висоті гвинтових виступів h/d призводить до зростання тангенціальної швидкості всередині гвинтоподібних труб;

- збільшенням кількості заходів гвинтових виступів Z від 10 до 20 призводить до істотного зростання тангенціальної швидкості. При подальшому збільшенні Z від 20 до 30 її приріст не значний;

- додаткові виступи утворюють більш високий рівень тангенціальної складової швидкості в області ядра потоку та біля стінки труб;

- тангенціальна швидкість збільшується приблизно пропорційно до збільшення кута φ : чим вище його значення, тим сильніша "зворотна течія" за виступом.

Аналогічний до роботи [10] був отриманий результат в публікації [73]. В ній експериментально досліджували теплообмін та аеродинамічний опір всередині 19 труб, з них: одна гладка кругла, 6 гвинтоподібних, які мають один захід гвинтового виступу ($Z = 1$) та 12 гвинтоподібних труб з $Z = 3$ при

значеннях чисел Рейнольдса $Re = (4...24) \cdot 10^3$. Геометричні характеристики виступів: $h/d = 0,02...0,056$; $t/h = 8,87 ... 33,41$; $\varphi = (9,2...37)^\circ$; $Z = 1..3$.

На рис. 1.13 представлена ефективність труб з геометричними характеристиками поверхні: $h/d = 0,04$, $t/h = 12,94$, одним та трьома заходами гвинтового виступу, що розрахована по аналогії до робіт [10,82].

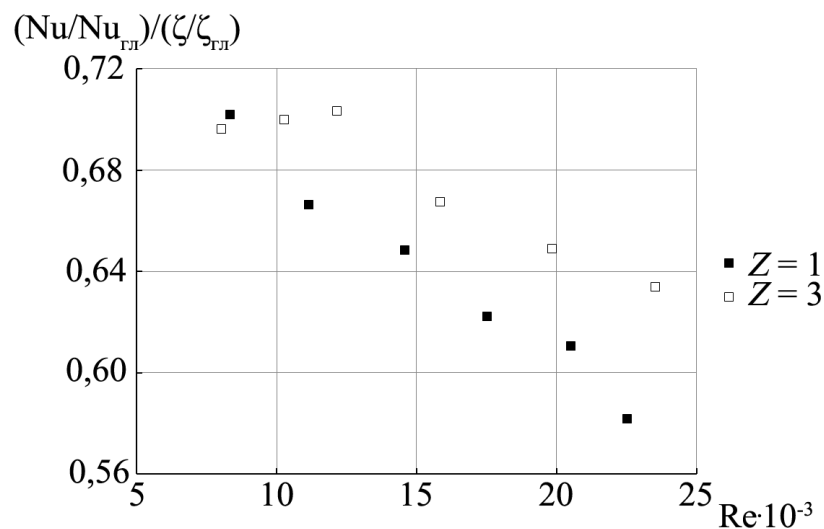


Рисунок 1.13 – Залежність теплоаеродинамічної ефективності гвинтоподібних труб від числа Рейнольдса з геометричними характеристиками поверхні: $h/d = 0,04$; $t/h = 12,94$ одним та трьома заходами гвинтового виступу.
Дані [73]

Для даних труб кут φ змінювався за рахунок зміни кількості заходів гвинтового виступу Z .

З аналізу рис. 1.13 випливає, що збільшення кількості заходів гвинтового виступу Z при однакових інших параметрах поверхні призводить до збільшення теплоаеродинамічної ефективності гвинтоподібних труб. При цьому зі збільшенням числа Рейнольдса для труб з $Z = 3$ збільшується швидше ніж для труб з $Z = 1$.

В роботі [14] автор досліджував вплив кута φ гвинтових ребер (виступів), профіль яких має форму трапеції з кутом при основі в 60° , на теплообмін та аеродинамічний опір всередині труб з гвинтовим орєбренням при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (1...16) \cdot 10^4$. Геометричні характеристики труб:

$h/d = 0,021$; $Z = 65$; $\varphi = (0 \dots 90)^\circ$. Зміна кута φ відбувалась за рахунок зміни параметру t/h . Дослідження проводили за допомогою моделювання течії всередині труб з гвинтовим орєбреннєм. На рис. 1.14 представлені результати їх теплоаеродинамічної ефективності.

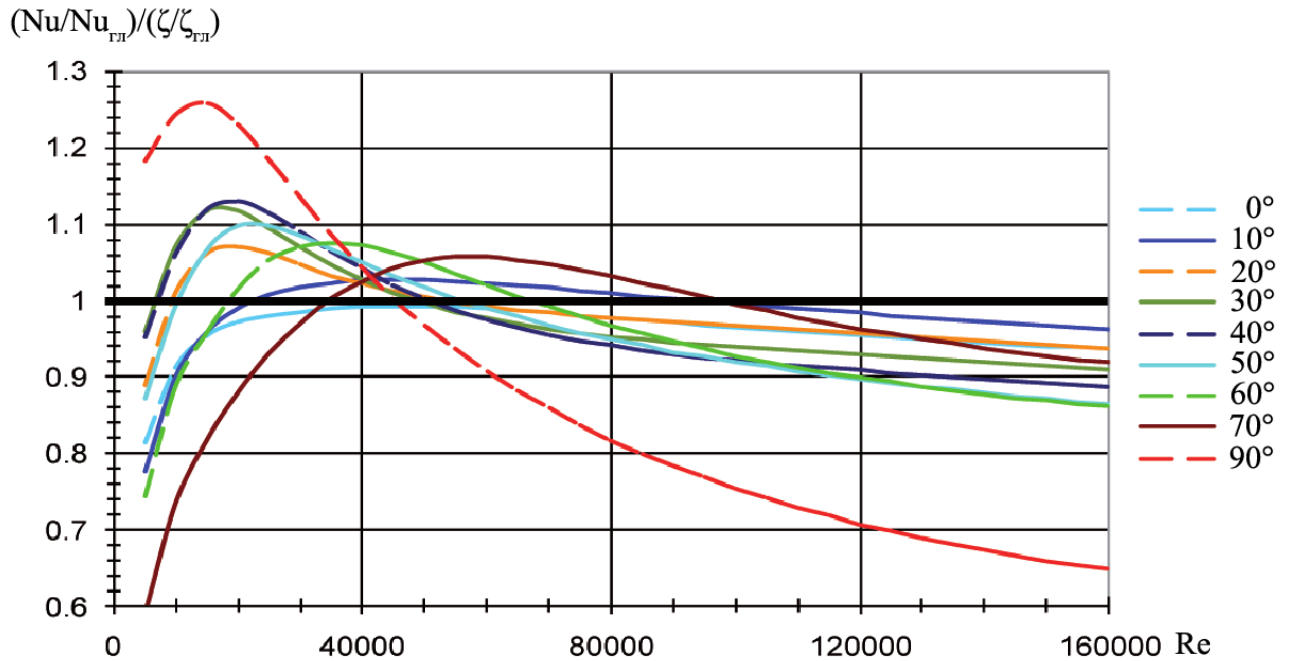


Рисунок 1.14 – Залежність теплоаеродинамічної ефективності труб з гвинтовим орєбреннєм від числа Рейнольдса та кута φ [14].

З аналізу якого випливає, що:

- теплоаеродинамічна ефективність труб з турбулізаторами у вигляді гвинтових ребер залежить, як від кута φ , так і числа Рейнольдса та має складний характер;

- її максимальний рівень для більшості досліджених труб був зафіксований в діапазоні чисел Рейнольдса $Re = (1 \dots 4) \cdot 10^4$;

- при числах Рейнольдса $Re \geq 10^5$ зростання аеродинамічного опору відбувається швидше ніж інтенсифікація теплообміну всередині даних труб;

- труба з кутом $\varphi = 70^\circ$ має найбільший діапазон чисел Рейнольдса $Re = (3 \dots 9,6) \cdot 10^4$ в якому відбувається більш інтенсивне збільшення теплообміну ніж аеродинамічного опору.

1.3 Теплообмін та аеродинамічний опір при поперечному омиванні теплоносієм пакетів труб

Збільшення інтенсивності теплообміну при поперечному омиванні пакетів труб можливо за рахунок руйнування примежового шару біля стінки або додаткової турбулізації потоку [28-31,38,52] та при застосуванні труб, що мають гарні з точки зору поперечного омивання теплоносієм характеристики [31-33]. Для останнього випадку інтенсифікація теплообміну відбувається внаслідок збільшення швидкості теплоносія. Дане збільшення виявляється можливим в зв'язку з тим, що аеродинамічний опір пакетів таких труб значно нижче ніж пакетів гладких труб відповідної компоновки.

Через те, що однією з особливостей даних труб є одночасний розвиток як внутрішньої так і зовнішньої поверхонь то, напевно, фактори, що впливають на теплообмін та аеродинамічний опір всередині гвинтоподібних труб будуть впливати також при омиванні поперечним потоком теплоносія пакетів таких труб.

В роботі [52] експериментально досліджена ефективність профільованих труб в поперечному потоці масла при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (1...7) \cdot 10^2$. В дослідженні були застосовані 4 типи труб, з них: гладка; гвинтоподібна; з дискретною шорсткістю у вигляді перехресних гвинтових впадин, з дискретною шорсткістю у вигляді поперечних впадин (рис. 1.15). Геометричні характеристики поверхонь: $h/D \approx 0,031$; $t/h = 14...16$. Однак в роботі не зазначені геометричні характеристики шахових пакетів труб. Теплообмін досліджували методом локального моделювання. Результати дослідження показали, що: коефіцієнт тепловіддачі при поперечному омиванні турбінним маслом пакетів труб з дискретною шорсткістю у вигляді кільцевих впадин до 7% нижче ніж при поперечному омиванні відповідних пакетів гладких труб, пакетів гвинтоподібних труб до 15 % вище, пакетів труб з дискретною шорсткістю у вигляді перехресних гвинтових впадин до 33% вище;

відносний гідродинамічний опір при поперечному омиванні турбінним маслом в межах похибки експерименту не відрізняється від пакетів гладких труб.

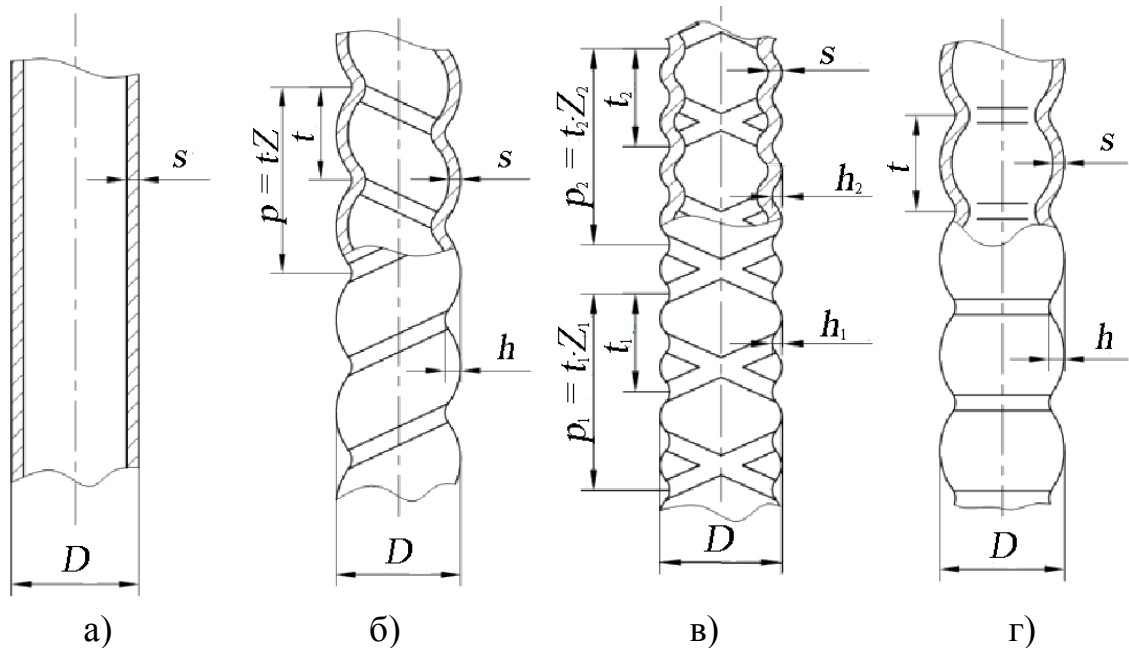


Рисунок 1.15 – Досліджувані труби: гладка а), труба з гвинтовою впадиною б), труба з перехресними гвинтовими впадинами в), труба з кільцевими впадинами г)

Досліджень з теплообміну та аеродинамічного опору пакетів гвинтоподібних труб в діапазоні $Re \geq 10^4$ в світі не було проведено. Однак, спробуємо розглянути вплив параметрів t/h , ϕ на теплообмін та аеродинамічний опір при поперечному омиванні пакетів труб, поверхні яких подібні до поверхні гвинтоподібних труб.

Аналіз, проведений в [31], експериментальних даних з теплообміну та аеродинамічного опору пакетів оребrenих труб з коридорним та шаховим компонуванням показав, що ефект від застосування оребrenня в пакетах з коридорним компонуванням менший ніж з шаховим компонуванням в зв'язку з особливостями гідродинаміки потоку. Однак, в [83], при порівнянні пакетів витих труб (плоскоовальна труба, що скручена вздовж осі з певних кроком) з шаховою та коридорною компоновками, автори виявили, що перша має нижчий аеродинамічний опір ніж останні при $\sigma_1 = 1,33$ та $\sigma_2 = 1,06$.

В роботі [30] представлені результати експериментального дослідження Новожилова І.Ф. та Мігая В.К. з теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів труб з дискретною шорсткістю у вигляді поздовжніх впадин трикутної форми при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (7 \dots 100) \cdot 10^3$. Геометричні характеристики: поверхні труб $t/h = 1,6$ $h/D = 0,02$; шахових пакетів $\sigma_1 = 1,48$ та $\sigma_2 = 1,6$. Результати дослідження для повітряного потоку показали, що:

- при $Re = 10^4$ інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір практично не збільшуються в порівнянні з шаховим пакетом гладких труб відповідної компоновки;

- зі збільшенням числа Рейнольдса починає проявлятися позитивний вплив дискретної шорсткості на теплообмін. Так при $Re = 5 \cdot 10^4$, $Nu/Nu_{г\lambda} = 1,5$ та $\zeta/\zeta_{г\lambda} = 1,58$.

Одночасно з цим, автори також відмітили, що при однаковій потужності на прокачування теплоносія рівень тепловіддачі для труб з дискретною шорсткістю вище на 30% ніж для відповідних за компонованням шахових пакетів гладких труб.

Аналогічний результат був отриманий авторами в роботі [38]. В ній представлені результати дослідження з теплообміну та аеродинамічного опору пакетів труб з дискретною шорсткістю у вигляді кільцевих канавок в діапазоні зміни чисел $Re = (1 \dots 80) \cdot 10^3$ при течії води та повітря. Експерименти виконані для шахових пакетів з наступними поперечними σ_1 та діагональними σ_2' кроках: 1) 1,35; 1,35; 2) 1,2; 1,2 3) 1,1; 1,1 та пакетів з коридорним компонованням – $\sigma_1 = \sigma_2 = 1,2$. Пакети збирались таким чином, що кільцеві канавки на всіх трубах були в одному перетині або в сусідніх поперечних рядах зміщувались на пів кроку. Впадини мали наступні параметри: $h/D = 0,0625$; $t/h = 7,04$.

Для всіх досліджених пакетів було показано, що при поперечному омиванні потоком теплоносія пакетів труб з кільцевими канавками не відбувається істотної інтенсифікації теплообміну. Для шахового пакету з $\sigma_1 = \sigma_2' = 1,2$ при однаковій тепловіддачі було виявлено неістотне зниження

гідравлічного опору в порівнянні з подібним за компоновкою пакетом з гладких труб.

В роботі [84] експериментально досліджена ефективність різних форм oreбrenних поверхонь в поперечному потоці при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (5 \dots 900) \cdot 10^3$. Всього в дослідженні було застосовано 24 oreбrenні труби, з них: 16 труб з поздовжнім oreбrenням, геометричні характеристики поверхні змінювались: $h/D = 0,068 \dots 0,12$; 8 труб з гвинтовим oreбrenням – $h/D = 0,157$, $t/h = 0,5 \dots 1,14$. Геометричні характеристики шахових пакетів труб змінювались: $\sigma_1 = 1,25 \dots 2$, $\sigma_2 = 1,08 \dots 1,5$.

Результати дослідження показали, що:

- шахові пакети труб з гвинтовим oreбrenням при однакових теплообмінних характеристиках мають менший аеродинамічний опір ніж пакети труб з поздовжнім oreбrenням;

- зі збільшенням числа Re та кута ϕ зростає інтенсивність теплообміну;

- зменшення параметру t/h також призводить до росту теплообміну.

В роботі [85] автор представив результати дослідження з теплообміну та аеродинамічного опору пакетів труб з дискретною шорсткістю у вигляді гвинтової канавки та гладких труб при поперечному їх омиванні повітряним потоком при значеннях чисел Рейнольдса $Re = (3 \dots 23,7) \cdot 10^3$. Геометричні характеристики поверхні дослідженої труби були $h/D \approx 0,18$, $t/h = 22,39$, $Z = 2$. Геометричні характеристики пакетів з шаховою та коридорною компоновкою: $\sigma_1 = 1,5 \dots 4$, $\sigma_2 = 1 \dots 3$. Результати дослідження показали, що:

- тепловіддача пакетів труб з дискретною шорсткістю завжди вище, ніж тепловіддача відповідного за компоновкою пакету гладких труб.

- чим менше σ_1 та σ_2 тим більше $Nu/Nu_{\text{гл}}$;

- для пакету з коридорним компонуванням труб значення $Nu/Nu_{\text{гл}}$ нижче ніж для шахового;

- зі збільшенням Re відношення $Nu/Nu_{\text{гл}}$ для шахових пакетів збільшується, в той час як для пакетів з коридорним компонуванням труб – навпаки зменшується;

- було виявлено, що для пакетів труб з шаховою компоновкою більш істотний вплив на рівень тепловіддачі вносить σ_2 ніж σ_1 .

Аналіз теплоаеродинамічної ефективності шахових пакетів труб з дискретною шорсткістю у вигляді гвинтової канавки показав, що при однакових втратах на прокачування теплоносія рівень інтенсивності теплообміну більше на (20...25) % вище, ніж для відповідних пакетів гладких труб.

1.4 Висновки та постановка задач дослідження

На основі виконаного літературного огляду можна зробити наступні висновки.

1. Можливості підвищення теплоаеродинамічної ефективності рекуперативних теплообмінних апаратів шляхом штучної турбулізації потоку для руйнування в'язких шарів на теплообмінній поверхні далеко ще не вичерпані. Даний метод призводить до суттєвого підвищення інтенсивності теплообміну та, в свою чергу, до не менш суттєвого збільшення аеродинамічного опору, що не завжди призводить до підвищення теплоаеродинамічної ефективності теплообмінного апарату.

2. Профілювання труб радіальним вдавлюванням ділянок стінки з утворенням кільцевих впадин та виступів, що чергуються при певних параметрах утвореного профілю дозволяє отримати істотний, практично однаковий розвиток поверхонь, що омиваються як внутрішнім, так і зовнішнім теплоносіями.

3. Зміна технології виготовлення інтенсифікованих поверхонь нагріву істотно впливає на теплоаеродинамічні показники. Одночасно з чим, форма профілю є основною причиною труднощів, які виникають при порівнянні дослідних даних.

4. При огляді робіт присвячених дослідженню теплообміну та аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб та труб з

турбулізаторами у вигляді гвинтових виступів (охоплений при цьому діапазон їх геометричних характеристик представлений в додатку А) було виявлено, що:

- зміна параметру t/h від 1,14 до 1,79 призвела до інтенсифікації теплообміну та збільшення аеродинамічного опору. В діапазоні зміни параметру t/h від 2,2 до 100 було виявлено зменшення інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору. Однак не виявлено його значення при якому досягається максимальний рівень інтенсивності теплообміну;

- збільшення h/d при $t/h = \text{const}$ призводить до інтенсифікації теплообміну та збільшення аеродинамічного опору;

- вплив кількості заходів гвинтового виступу Z та кута ϕ є дуже обмеженим та протирічливим;

- відсутні дані з теплообміну та аеродинамічного опору для гвинтоподібних труб з геометричними характеристиками, що забезпечують значний ступінь розвитку поверхні ($\psi \geq 1,15$).

5. Проведений аналіз робіт присвячених дослідженню теплообміну та аеродинамічного опору при поперечному омиванні теплоносієм пакетів гвинтоподібних труб та труб з дискретною шорсткістю у вигляді кільцевих та гвинтових виступів, геометрія поверхні котрих подібна до геометрії поверхні перших показав, що на сьогоднішній день відсутні дослідження з теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб в практично важливому діапазоні чисел Рейнольдса $Re = (1 \dots 9) \cdot 10^4$. Вплив геометричних характеристик труб та компоновки їх в шаховому пакеті на дані процеси не відомий.

6. Більшість із поданих робіт мають істотний недолік. Найбільш поширеним є те, що дослідження теплоаеродинамічних характеристик відбувається тільки всередині труб або тільки при поперечному омиванні теплоносієм пакетів даних труб. Комплексного дослідження не було виявлено.

На підставі вищесказаного, задачі дослідження бути сформульовані наступним чином:

1. Розробити методики експериментального дослідження теплообміну та аеродинаміки при вимушеній течії всередині гвинтоподібних труб та при зовнішньому омиванні пакетів таких труб.

2. Експериментально дослідити теплоаеродинамічні характеристики рівнорозвинених поверхонь відповідно до розроблених методик.

3. Розробити методики чисельного моделювання теплообміну та аеродинаміки рівнорозвинених поверхонь для внутрішньої та зовнішньої задачі.

4. Визначити вплив геометричних і режимних параметрів на теплові та аеродинамічні характеристики систем гвинтоподібних труб.

5. Отримати узагальнені залежності для розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору систем гвинтоподібних труб.

6. На основі результатів проведених досліджень розробити регенератор-повітропідігрівач нового типу для ГТУ та порівняти його характеристики з аналогами, виконаними з гладких круглих труб.

Для досягнення даних цілей в НТУУ „КПІ ім. Ігоря Сікорського" була запропонована конструкція труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями (рис. 1.16) і освоєна технологія їх виготовлення методом роликового обкочування вихідної гладкої труби з нержавіючої сталі Х18Н10Т [86-88], внутрішнім діаметром $d = 0,036$ м та товщиною стінки $s = 0,001$ м. За допомогою якої були виготовлені гвинтоподібні труби, ступінь розвинення площі поверхонь яких (коефіцієнт розвитку) досягає значень від 1,15 до 1,38 в порівнянні з круглою трубою.

Розрахунок площі поверхні гвинтоподібних труб певної довжини проводили за допомогою спрощених математичних формул [89]. Повна площа поверхні гвинтоподібної труби визначається за формулою

$$H = 2 \cdot H_i \cdot L/t, \quad (1.5)$$

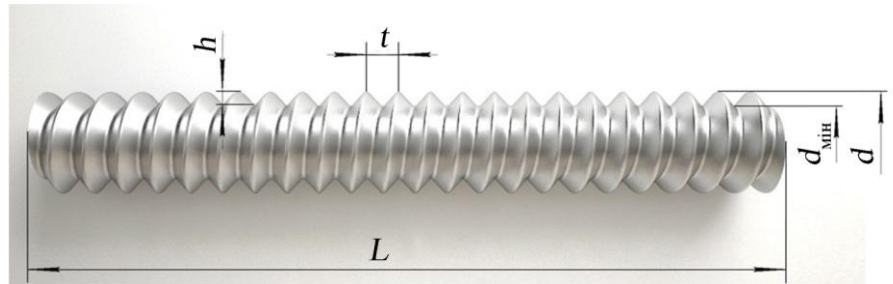
де H_i – площа поверхні i -ї однієї впадини. Розраховується за формулою, що має вигляд

$$H_i = \pi \cdot \sqrt{\left(\frac{t}{2}\right)^2 + h^2} \cdot (D_i - h), \quad (1.6)$$

D_i – максимальний діаметр (При розрахунку площі зовнішньої, внутрішньої поверхонь вибираємо D , d відповідно); t – відстань між сусідніми виступами; L – довжина труби.



а)



б)

Рисунок 1.16 – Зовнішній вигляд а) та геометричні характеристики б) гвинтоподібних труб

Тоді з урахуванням (1.6) формула (1.5) приймає вигляд:

$$H = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\left(\frac{t}{2}\right)^2 + h^2} \cdot (D_i - h) \cdot \frac{L}{t}. \quad (1.7)$$

Різниця між значенням площі повної поверхні гвинтоподібних труб, що була розрахована за (1.7) та значенням площі, що була розрахована за допомогою програмного забезпечення АСКОН "КОМПАС" та інших з урахуванням радіусів закруглень гвинтових впадин та виступів R склала (2...3) %. Тому для спрощених розрахунків можна користуватися формулою (1.7).

Коефіцієнт розвитку поверхні гвинтоподібної труби визначався за формулою

$$\psi = \frac{H}{H_{\text{гл}}} , \quad (1.8)$$

де $H_{\text{гл}}$ – поверхня вихідної гладкої труби. Розраховувалась наступною залежністю

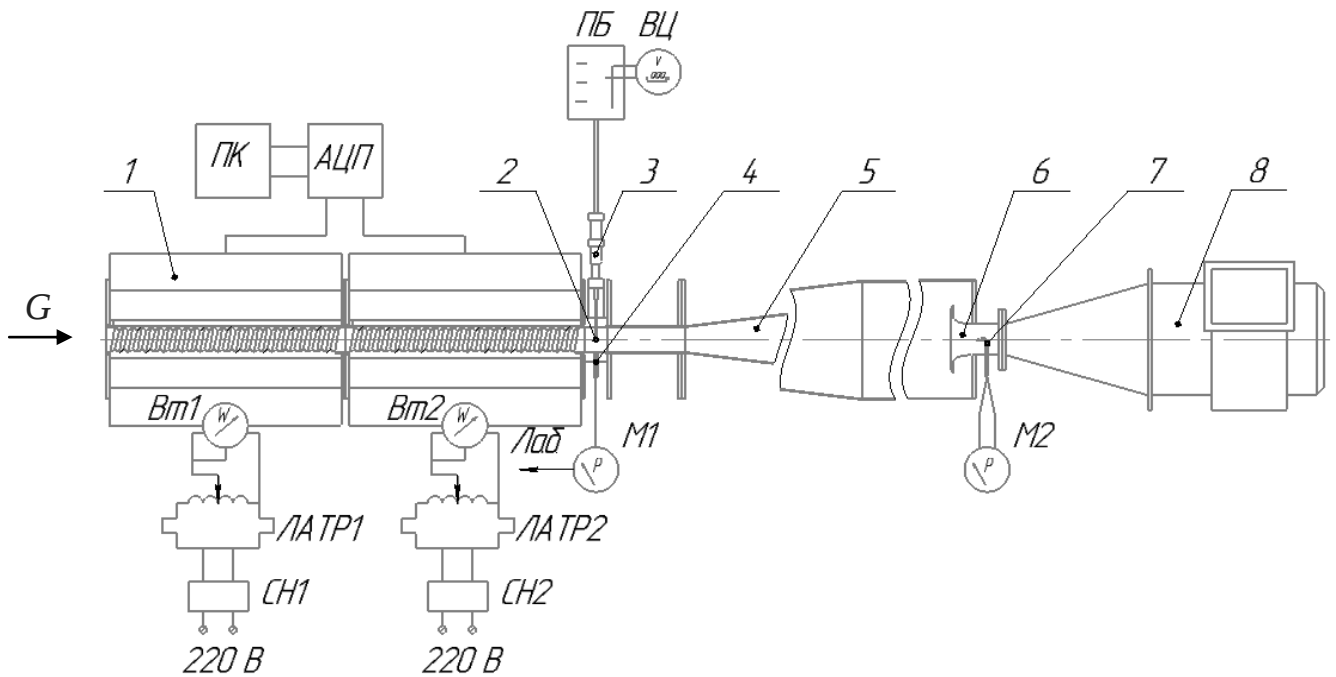
$$H_{\text{гл}} = \pi \cdot D_{\text{i}} \cdot L \quad (1.9)$$

2 ТЕПЛООБМІН ТА ТЕЧІЯ ВСЕРЕДИНІ ГВИНТОПОДІБНИХ ТРУБ (внутрішня задача)

2.1 Експериментальна установка

2.1.1 Аеродинамічна труба

Експериментальна установка для дослідження теплообміну та аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб представляє собою аеродинамічну трубу розімкненого типу. Схема установки представлена на рис. 2.1.



1 – робоча ділянка; 2 – мідь-константанова термопара; 3 – координатний пристрій; 4 – штуцер відбору статичного тиску; 5 – дифузор; 6 – сопло; 7 – трубка Піто-Прандтля; 8 – вентилятор; АЦП – аналого-цифровий перетворювач; Вт1, Вт2 – ватметри; ВЦ – цифровий вольтметр; ЛАТР1, ЛАТР2 – лабораторні автотрансформатори; М1, М2 – мікроманометри; СН1, СН2 – стабілізатори напруги; ПБ – багатоточковий перемикач; ПК – персональний комп’ютер

Рисунок 2.1 – Схема експериментальної установки

Робоча ділянка складалась з однієї або двох гвинтоподібних труб – калориметрів 1, з'єднаних фланцями. До неї по ходу теплоносія приєднувався вимірювальний блок для визначення температурного поля та статичного тиску на виході з труби. Він складався з круглої труби в яку через отвір в стінці вводилась мідь-константова термопара 2, що була закріплена на координатному пристрої 3 та впаяний штуцер 4 діаметром 0,5 мм для відбору статичного тиску. Система, що складалась з мікроманометру типу МКВ – 250 – 0,02 класом точності $k = 0,02$ до якого під'єднали відбори статичного тиску в вихідному перетині робочої ділянки та статичного тиску в лабораторному приміщенні дозволяла нам вимірювати втрати тиску на аеродинамічний опір всередині гвинтоподібної труби.

Далі по ходу теплоносія приєднувався витратомірний блок, що включає в себе дифузор 4, вимірювальне сопло 5, що спрофільоване за кривою лемніскати, з діаметром $d_c = 0,03$ м на виході з якого встановлювалась трубка Піто-Прандтля 6, яка зі застосуванням мікроманометру МКВ – 250 – 0,02 класом точності $k = 0,02$ дозволяла нам вимірювати динамічний напір у вихідному перетині сопла.

До витратомірного блоку через гофровану трубу приєднувався патрубок всмоктувального відцентрового вентилятора ДВ – 1КМ з максимальними параметрами: витрата $G = 0,16$ м³/с та напором $P = 5000$ Па. Витрата повітря через аеродинамічну трубу регулювалась за рахунок зміни числа обертів двигуна.

В якості теплоносія використовувалось повітря, що всмоктувалось з лабораторного приміщення. Температуру на вході в аеродинамічну трубу вимірювали за допомогою ртутного термометру з ціною ділення 0,1 °С.

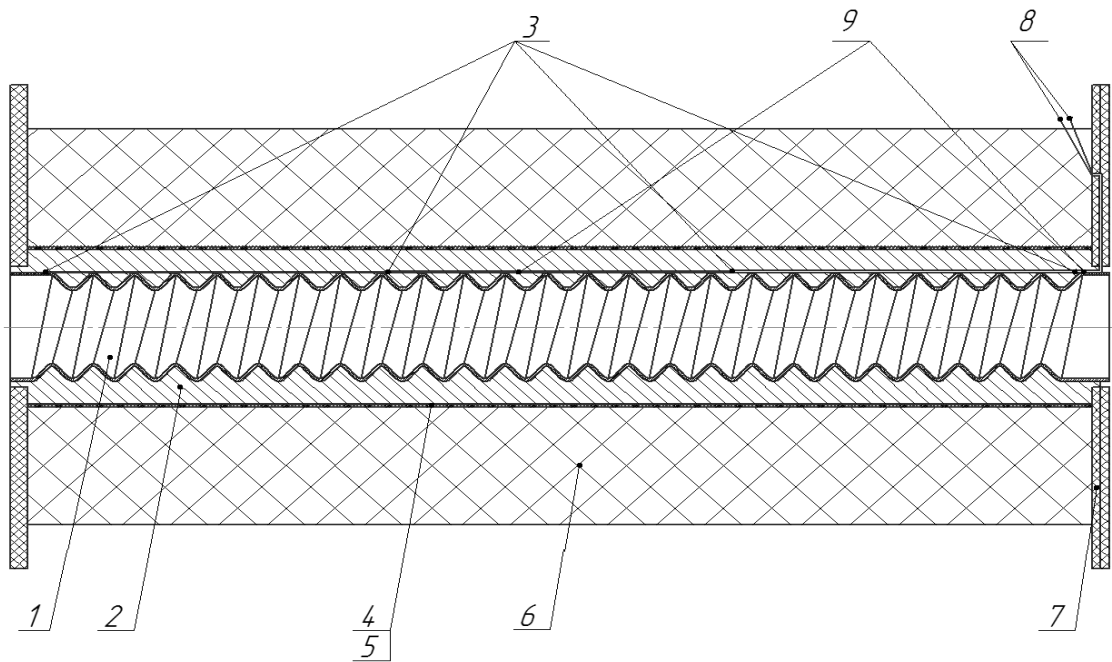
2.1.2 Вимірювальні прилади та засоби

До складу експериментальної установки входять наступні вимірювальні прилади:

- Ватметри типу Д529 класу точності 0,5 використовуються для вимірів потужностей, які подаються на нагрівач.
- Автотрансформатор типу АОСН, який підключався до електромережі через стабілізатор напруги С – 0,9, для живлення електронагрівача дослідних гвинтоподібних труб.
- Вимірювальний перетворювач типу ICP – DAS I – 7018 з виходом на персональний комп'ютер для вимірювання температурного поля стінок внутрішньої поверхні дослідних зразків труб.
- Середня по перетину труби температура потоку вимірювалась за допомогою мідь-константової термопари (діаметр дроту 0,08 мм), сигнал з якої поступав через багатоточковий перемикач на цифровий вольтметр типу Щ68000.
- Трубка Піто-Прандтля і мікроманометр типу МКВ – 250 – 0,02 класу точності $k = 0,02$ для визначення динамічного напору. Іншим мікроманометром цього ж типу визначалися втрати тиску на аеродинамічний опір всередині гвинтоподібних труб.
- Барометр-анероїд типу БАММ класу точності 1,0, за допомогою якого визначається тиск навколишнього середовища.
- Ртутний термометр з ціною ділення $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ для вимірів температури повітря на вході в аеродинамічну трубу.

2.1.3 Конструкція та геометричні характеристики труб-калориметрів

В дисертаційній роботі при фізичному дослідженні процесів переносу теплоти та імпульсу всередині гвинтоподібних труб застосовувались два типи труб-калориметрів (рис. 2.2), що відрізнялись між собою геометричними характеристиками, які представлені в таблиці 2.1.



1 – гвинтоподібна труба, 2 – сплав алюмінію, 3 – мідь-константанові термопар, 4 – шар електроізоляції, 5 – електронагрівач з ніхромового дроту, 6 – шар теплоізоляції, 7 – фланці, 8 – вихід термопарних дротів, 9 – канавка для термопар

Рисунок 2.2 – Конструкція труби-калориметра

Таблиця 2.1 – Геометричні характеристики гвинтоподібних труб

№ труби	L мм	d мм	$d_{\text{мін}}$ мм	t мм	h мм	R мм	ψ	H м ²
1	320	36	26	12	5	1,6	1,16	0,042
1	640	36	26	12	5	1,6	1,16	0,084
2	320	36	30	8	3,5	1	1,24	0,045
2	640	36	30	8	3,5	1	1,24	0,090

Виготовлення труб-калориметрів відбувалось за такими етапами:

1. В спеціалізованій муфельній печі гвинтоподібну трубу довжиною 0,32 м заливали з зовнішньої сторони високопровідним розплавом алюмінію. Таким чином отримували заготовку, яка мала внутрішню гвинтоподібну поверхню, а зовнішня поверхня була циліндричною з діаметром 0,051 м (Рис. 2.3).

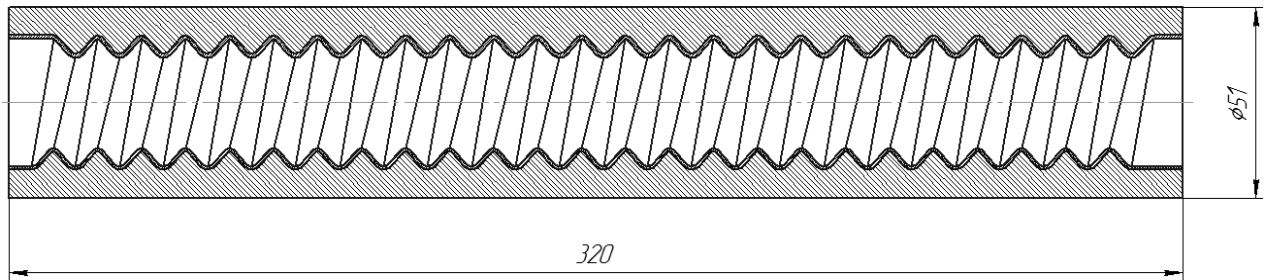


Рисунок 2.3 – Поздовжній розріз заготовки труби калориметра

2. На фрезерувальному станку була прорізана щілина по всій довжині заготовки на глибину 0,0075 м в яку зачеканювались пластичним металом з високою теплопровідністю 4 мідь-константанові термопари, дві з яких були вмонтовані на відстані в 0,01 м від торців деталі, а інші на відстані 0,11 м, за допомогою яких вимірювалась температура внутрішньої поверхні труби-калориметра.

3. На зовнішню циліндричну поверхню заготовки наносили тонкий шар електроізоляції зі склотканини.

4. На шар електроізоляції щільно намотували ніхромовий дріт, діаметром 0,0009 м, за допомогою якого забезпечувалась гранична умова на внутрішній стінці заготовки $q_{\text{ст}} = \text{const}$. Такий електронагрівач дозволяв розсіювати теплову потужність до 1000 Вт при середній температурі стінки труби (373...393) К.

5. Для зниження втрат теплоти в навколишнє середовище на електронагрівач намотували товстий шар теплової ізоляції з мінеральної вати.

2.2 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних

2.2.1 Конвективний теплообмін

Експерименти з теплообміну проводились при граничних умовах $q_{\text{ст}} = \text{const}$. Визначення середньоповерхневих значень конвективних коефіцієнтів тепловіддачі виконувалось при стаціонарному режимі на основі рівняння тепловіддачі шляхом визначення балансовим методом теплосприйняття повітряним потоком. Температура теплоносія на вході в робочу ділянку $T_{\text{вх}}$ визначалась на основі показань ртутного термометра, яка змінювалась в діапазоні (291...298) К. Середньоінтегральна температура потоку у вихідному перерізі робочої ділянки $T_{\text{вих}}$ визначалась на основі вимірювання локальних температур потоку в 18-и кільцевих перетинах труби за допомогою координатного пристрою, який переміщувався у радіальному напрямку, і розраховувалась за формулою:

$$T_{\text{вих}} = \frac{\sum_{i=1}^{18} T_i (R_i^2 - R_{i-1}^2)}{\sum_{i=1}^{18} (R_i^2 - R_{i-1}^2)}, \quad (2.1)$$

де T_i – виміряна температура i -ої точки; R_i – радіальна координата i -ої точки.

Під час дослідів діапазон середньовитратних швидкостей дорівнював (5...25) м/с. Потужність електронагрівача для труби довжиною 0,32 м складала (150...400) Вт, а для труби довжиною 0,64 м – (200...700) Вт.

Теплота, що передана теплоносію, розраховується за законом Ньютона - Ріхмана

$$Q = \alpha \cdot \Delta T \cdot H, \quad (2.2)$$

де α – середній коефіцієнт тепловіддачі; H – площа поверхні нагріву; ΔT – середньо-логарифмічний температурний напір, визначається за формулою

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\text{макс}} - \Delta T_{\text{мін}}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{\text{макс}}}{\Delta T_{\text{мін}}} \right)}, \quad (2.3)$$

де $\Delta T_{\text{макс}}$ – різниця температур між стінкою та теплоносієм у тому крайньому перетині робочої ділянки, де вона більше; $\Delta T_{\text{мін}}$ – різниця температур в іншому крайньому перетині робочої ділянки.

З рівняння теплового балансу кількість теплоти отримана теплоносієм дорівнює

$$Q_{\text{б}} = G_{\text{м}} \cdot C_p \cdot (T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}), \quad (2.4)$$

де $G_{\text{м}}$ – масова витрата повітряного потоку; C_p – питома теплоємність повітря, яка визначалась з таблиць [90] за середньою температурою повітря у вхідному і вихідному перерізах труби $T_{\text{ср}} = (T_{\text{вх}} + T_{\text{вих}})/2$.

Відхилення розрахованої за формулою (2.4) кількості теплоти, що отримувалась теплоносієм, від кількості теплоти, що фактично розсіювалась електронагрівачем, складало не більше 5%.

Прирівнявши (2.2) і (2.4), отримаємо, що середній коефіцієнт тепловіддачі буде дорівнювати:

$$\bar{\alpha} = \frac{G_{\text{м}} \cdot C_p \cdot (T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}})}{\Delta T \cdot H}. \quad (2.5)$$

За розрахованим $\bar{\alpha}$ визначається безрозмірний критерій Нуссельта, де за визначальний розмір прийнято внутрішній діаметр труби d

$$Nu = \frac{\bar{\alpha} \cdot d}{\lambda}, \quad (2.6)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності повітряного потоку, знаходиться за інтерполяційною залежністю [91]

$$\lambda = 0,53 \cdot 10^{-2} + 0,7 \cdot 10^{-4} T_{cp}. \quad (2.7)$$

Визначення швидкості в трубі базується на рівнянні суцільності, за яким масова витрата повітря, як в трубі, так і у витратомірному соплі однакова і дорівнює

$$G_m = \rho_c \cdot W_c \cdot F_c = \rho_{tr} \cdot W_{tr} \cdot F_{tr} = const, \quad (2.8)$$

де ρ_c та ρ_{tr} – густина повітря в соплі та дослідній трубі відповідно, яка визначається за [91]

$$\rho = 0,464 \cdot \frac{P_{atm}}{T + 273}; \quad (2.9)$$

W_c – швидкість повітря на виході з сопла; W_{tr} – середньовитратна швидкість потоку повітря в трубі; F_c , F_{tr} – площа поперечного перетину сопла, труби відповідно ($F_{tr} = \pi \cdot d^2/4$, де d – внутрішній діаметр вихідної гладкої труби).

З рівняння (2.8) можна визначити середню швидкість потоку повітря в трубі

$$W_{tr} = W_c \cdot \frac{\rho_c \cdot F_c}{\rho_{tr} \cdot F_{tr}}. \quad (2.10)$$

Швидкість повітря в соплі визначається на основі показань мікроманометра і чисельно дорівнює

$$W_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_c}{\rho_c}}, \quad (2.11)$$

де ΔP_c – показання мікроманометра, що вимірює динамічний напір в соплі.

Число Рейнольдса визначається за формулою

$$Re = \frac{W_{тр} \cdot d}{\nu}, \quad (2.12)$$

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, який визначався за залежністю [91]

$$\nu = (T_{cp} + 132) \cdot \frac{75 \cdot 10^{-6}}{p_{атм}}. \quad (2.13)$$

2.2.2 Аеродинамічний опір

Експерименти по визначенню сумарного коефіцієнта аеродинамічного опору виконувались на основі виміру втрати статичних по довжині робочої ділянки з урахуванням її лінійних розмірів і динамічного напору, розрахованого за середньо-витратною швидкістю в трубі. Такий метод оброблення даних пов'язаний з особливістю роботи стенда, в якому рух потоку всередині труби здійснюється в результаті всмоктування повітря з лабораторного приміщення через фланець з гострою входною кромкою (рис. 2.3).

Для визначення коефіцієнту аеродинамічного опору скористаємось рівнянням Бернуллі

$$P_{\text{стат}} + \frac{\rho \cdot W^2}{2} = \text{const}, \quad (2.14)$$

де $P_{\text{стат}}$ – статичний тиск, $\Delta P_{\text{дин}} = \frac{\rho \cdot W^2}{2}$ – динамічний тиск.

Тоді різниця повних тисків між тиском в лабораторії та на виході з робочої ділянки буде розраховуватись за

$$\Delta P_{\Pi} = \left(P_{\text{стат.вх}} + \frac{\rho \cdot W_{\text{вх}}^2}{2} \right) - \left(P_{\text{стат.вих}} + \frac{\rho \cdot W_{\text{вих}}^2}{2} \right). \quad (2.15)$$

Через те, що $W_{\text{вх}} = 0$ м/с, то вираз (2.15) приймає вигляд

$$\Delta P_{\Pi} = (P_{\text{стат.вх}} - P_{\text{стат.вих}}) - \frac{\rho \cdot W_{\text{вих}}^2}{2}, \quad (2.16)$$

де $(P_{\text{стат.вх}} - P_{\text{стат.вих}}) = \Delta P_{\text{мкм}}$ – різниця тисків, що вимірювалась мікроманометром.

З іншої сторони різниця тисків між тиском в лабораторії та на виході з робочої ділянки складається з втрат тиску на вході, втрат тиску на тертя та втрат тиску форми

$$\Delta P_{\Pi} = \Delta P_{\text{вх}} + \Delta P_{\Sigma}, \quad (2.17)$$

де $\Delta P_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \cdot \Delta P_{\text{дин}}$ – втрати тиску на вході ($\zeta_{\text{вх}} = 0,5$ [92]); ΔP_{Σ} – втрати в робочій ділянці, що складаються з втрат тиску на тертя та втрат тиску форми, розраховуються за формулою

$$\Delta P_{\Sigma} = \zeta \cdot \frac{L}{d} \cdot \Delta P_{\text{дин}}. \quad (2.18)$$

З урахуванням (2.16), (2.17), (2.18) отримаємо формулу для розрахунку коефіцієнту аеродинамічного опору всередині гвинтоподібної труби

$$\zeta = \frac{\Delta P_{\text{МКМ}} - \Delta P_{\text{дин}} - \zeta_{\text{вх}} \cdot \Delta P_{\text{дин}}}{\frac{L}{d} \cdot \Delta P_{\text{дин}}} = \frac{d}{L} \cdot \left[\frac{\Delta P_{\text{МКМ}}}{\Delta P_{\text{дин}}} - (1 + \zeta_{\text{вх}}) \right]. \quad (2.19)$$

2.2.3 Оцінка похибок вимірювань

У роботі виконана оцінка похибок прямих і непрямих вимірів при експериментальному дослідженні середньоповхневого теплообміну й аеродинамічного опору всередині гвинтоподібної труби. Оцінка виконувалась для двох рівнів режимів з максимальною (режим 1) і мінімальною (режим 2) швидкістю потоку. Розрахунок здійснювався відповідно до основних положень і рекомендацій [93-98].

До прямих вимірів у даному дослідженні відносять: виміри геометричних параметрів гвинтоподібної труби, діаметра сопла d_c , довжини робочої ділянки, різниці статичних тисків і динамічного напору, термо-е.р.с. термопар, потужність електронагрівачів.

Загальна похибка прямого виміру складається із систематичної (похибка приладу) і випадкової.

Прямі однократні виміри є основним видом технічних вимірювань і проводились в випадках, коли випадкова похибка приймала настільки мізерні значення у порівнянні з похибкою приладу, що нею можна було знехтувати.

При однократних вимірах за виміряне значення величини приймали результат одного вимірювання $\bar{x} = x_1$. За абсолютну похибку вимірювання приймали похибку приладу.

Для випадку коли прилад не мав класу точності, то

$$\Delta_x = \Delta_{\text{пр}} = \frac{M}{2 \cdot n_{\text{пр}}}, \quad (2.20)$$

де $n_{\text{пр}}$ – кількість поділок на шкалі приладу, M – верхня межа вимірювання приладу.

Для випадку коли приладу був присвоєний клас точності, то

$$\Delta_x = \Delta_{\text{пр}} = \frac{k \cdot M}{100}, \quad (2.21)$$

де k – клас точності приладу.

Відносна похибка розраховувалась за формулою

$$\delta_x = \frac{\Delta_x}{x} \cdot 100\% . \quad (2.22)$$

Таким чином виміри геометричних характеристик гвинтоподібних труб d , $d_{\text{мін}}$, t , h , а також сопла d_c , здійснювалися штангенциркулем з похибкою $\pm 0,05$ мм. Вимірювання радіусу положення термопари на виході з робочої ділянки R_i здійснювалось за допомогою мікрометра з похибкою $\pm 0,005$ мм. Геометричні розміри робочої ділянки L вимірювалися лінійкою з похибкою $\pm 0,5$ мм.

Похибка вимірювання динамічного напору крім похибки мікроманометра містить у собі ще і похибку від використання трубки Піто-Прандтля, що при швидкостях до 70 м/с не перевищує $\pm 1\%$ [99].

Прямі багатократних виміри здійснювались при вимірюванні температури стінки труби $T_{\text{ст}}$, температурного поля на виході з робочої ділянки $T_{\text{вих}}$.

Похибка визначення температур поверхні труби-калориметра складалася з похибки виміру е.р.с., похибки градуювання термопар. Похибка градуювання

термопар, яке було здійснено калібрувальною службою ДП «Укрметртестстандарт» згідно [100], не перевищувала $\pm 0,1$ К.

Е.р.с термопар вимірювалась за допомогою аналогово-цифрового перетворювача типу ICP – DAS i – 7018. Абсолютна похибка вимірювання е.р.с. e з урахуванням похибки ICP – DAS i – 7018 $\Delta_{\text{АЦП}}$ визначалася за допомогою виразу [93]

$$\Delta e = \pm t_p(n_B) \sqrt{\Delta S_B^2 + \Delta_{\text{АЦП}}^2} \quad (2.23)$$

де $t_p(n_B)$ – коефіцієнт Стюдента, що для надійності p , прийнятій 0,95 і числа проведених вимірювань $n_B \geq 100$, приймався $t_{0,95}(100) = 1,98$ [93]; ΔS_B – середньоквадратична похибка серії вимірів

$$\Delta S_B = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_B} (\Delta e_i)^2}{(n_B - 1) \cdot n_B}}, \quad (2.24)$$

де Δe_i – абсолютна похибка i -го виміру;

$\Delta_{\text{АЦП}}$ – абсолютна похибка ICP – DAS i – 7018 визначалась за формулою [101]

$$\Delta_{\text{АЦП}} = \frac{D}{k_y \cdot 2^k} \quad (2.25)$$

де $D = \pm 15$ mV – робочий діапазон вимірювань; $k_y = 1$ – коефіцієнт підсилення; $k = 16$ bit – розрядність АЦП ICP – DAS i – 7018 [102].

Результати оцінки похибок прямих вимірювань для експериментів з дослідження середньоповерхневого теплообміну та аеродинамічного опору наведені в табл. 2.2.

Величини, що визначаються непрямо обчислювались за результатами прямих вимірів. В даній роботі до таких величин відносяться коефіцієнт

Таблиця 2.2 – Похибки прямих вимірювань

Режим	k^*	Межа вимірювання	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
Температура стінки на вході в робочу ділянку $T_{\text{ст.вх}}$, К					
Режим 1	—	—	115,5+273,15	$\pm 0,11$	—
Режим 2	—	—	93+273,15	$\pm 0,11$	—
Температура стінки на виході з робочої ділянки $T_{\text{ст.вих}}$, К					
Режим 1	—	—	141+273,5	$\pm 0,11$	—
Режим 2	—	—	124+273,5	$\pm 0,13$	—
Динамічний напір у вихідному перетині сопла ΔP_c , Па					
Режим 1	0,02	250	3,46	$\pm 0,5$	14,5 %
Режим 2	0,02	250	86,05	$\pm 0,5$	0,6 %
Перепад статичних тисків $\Delta P_{\text{мкм}}$, Па					
Режим 1	0,02	250	11,37	$\pm 0,5$	4,4 %
Режим 2	0,02	250	191,1	$\pm 0,5$	0,3 %
Потужність, що розсіювалася нагрівачем труби-калориметра Q , Вт					
Режим 1	0,5	300	250	$\pm 1,5$	0,6 %
Режим 2	0,5	600	550	± 3	0,5 %

* k – клас точності приладу.

теплообміну α_i , коефіцієнт аеродинамічного опору ζ_i та числа подібності Nu , Re , Eu . Похибки їх визначення розраховувались за значеннями похибок прямих вимірювань відповідно до [93] за залежністю

$$\Delta f(x_i) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \cdot \Delta x_i^2} \quad (2.26)$$

де x_i – незалежні величини прямих вимірювань від яких залежить величина f , що визначається непрямо; Δx_i – абсолютні похибки вимірювання величин x_i .

Результати розрахунку похибок непрямих вимірювань в експериментах наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Похибки непрямих вимірювань

Формула або режим	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1	2	3	4
Температура на виході з робочої ділянки $T_{\text{вих}}$, К (2.1)			
Режим 1	61,89+273,15	$\pm 0,19$	0,06%
Режим 2	50,94+273,15	$\pm 0,28$	0,09%
Середня температура повітря $T_{\text{ср}}$, К			
Режим 1	45,15 +273,15	$\pm 0,11$	0,02%
Режим 2	39,57+273,15	$\pm 0,17$	0,06%
Густина повітря ρ , кг/м ³ (2.9)			
Режим 1	1,08	$\pm 0,002$	0,2%
Режим 2	1,106	$\pm 0,002$	0,2%
Кінематичний коефіцієнт в'язкості ν , м ² /с (2.13)			
Режим 1	$1,78 \cdot 10^{-5}$	$\pm 3,86 \cdot 10^{-8}$	0,2%
Режим 2	$1,73 \cdot 10^{-5}$	$\pm 3,99 \cdot 10^{-8}$	0,2%
Теплопровідність повітря λ , Вт/м·К (2.7)			
Режим 1	0,028	$\pm 7,57 \cdot 10^{-6}$	0,03%
Режим 2	0,027	$\pm 1,2 \cdot 10^{-5}$	0,05%
Розрахункова швидкість у вихідному перетині сопла W_c , м/с (2.11)			
Режим 1	7,91	$\pm 0,57$	7,2%
Режим 2	39,07	$\pm 0,12$	3,1%
Розрахункова швидкість в робочій ділянці $W_{\text{тр}}$, м/с (2.10)			
Режим 1	5,49	$\pm 0,40$	7,3%
Режим 2	27,14	$\pm 0,76$	2,8%

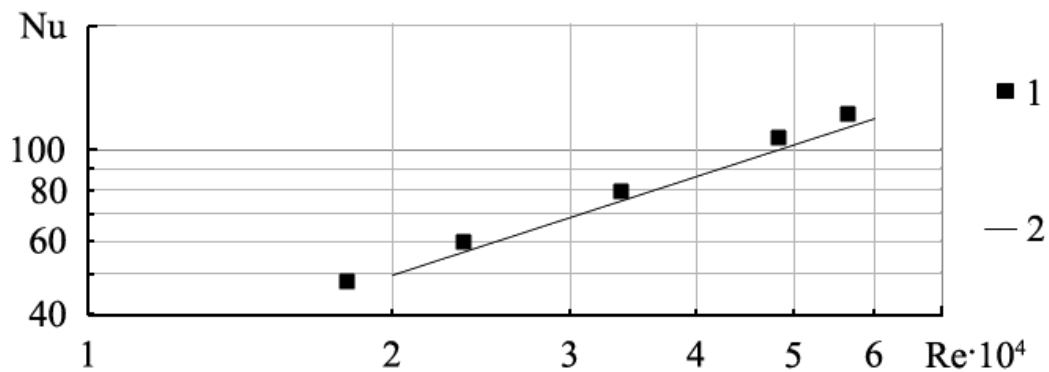
Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4
Середньологарифмічний температурний напір ΔT , К (2.3)			
Режим 1	79,93	$\pm 2,23$	2,8%
Режим 2	69,11	$\pm 4,71$	6,8%
Число Нуссельта Nu (2.6)			
Режим 1	80,57	$\pm 6,28$	7,8 %
Режим 2	273,85	$\pm 23,46$	8,6 %
Число Рейнольдса Re (2.12)			
Режим 1	10950,14	$\pm 793,2$	7,2 %
Режим 2	56560,46	$\pm 1780,12$	3,2 %
Перепад статичних тисків на робочій ділянці ΔP_n (2.16)			
Режим 1	85,94	$\pm 5,45$	5,7 %
Режим 2	1709,92	$\pm 6,28$	0,4 %
Коефіцієнт опору ζ (2.19)			
Режим 1	0,56	$\pm 0,11$	16,3 %
Режим 2	0,39	$\pm 0,01$	2,0 %

2.3 Проведення налагоджувальних і тестових експериментів з теплообміну і аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб

Для перевірки прийнятих методик розрахунків з визначення середніх коефіцієнтів тепловіддачі і аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб на аеродинамічній установці (рис. 2.1) попередньо проведені тестові і налагоджувальні експерименти. В якості тестового зразка була використана гладка пряма труба круглого перерізу з внутрішнім діаметром 0,036 м і довжиною 0,3 м. На рис. 2.4 представлені результати по дослідженню теплообміну всередині гладкої труби. На цьому ж рисунку нанесена

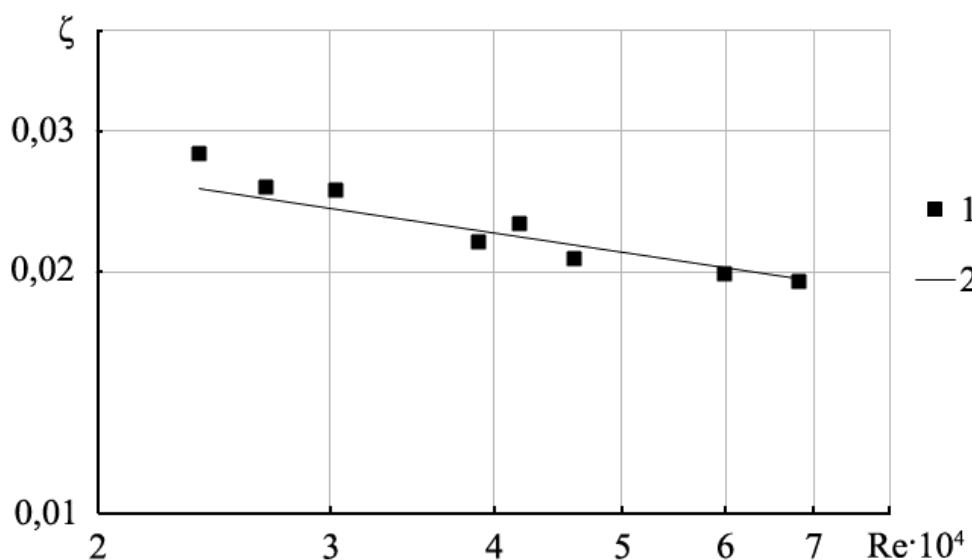
розрахункова крива широко відомої залежності [103].



1 – дослідні дані; 2 – розрахунок за [103]

Рисунок 2.4 – Тестовий експеримент з теплообміну всередині гладкої круглої труби ($d = 0,036$ м; $L = 0,3$ м)

На рис. 2.5 наведені результати по визначенню аеродинамічного опору всередині круглої труби та проведено порівняння отриманих даних з розрахунковою залежністю, що отримав Ідельчик І.Є. в [92] за власними даними на установці, яка за принципом дії подібна установці, наведеної на рис. 2.1.



1 – дослідні дані; 2 – розраховані за [92]

Рисунок 2.5 – Тестовий експеримент з аеродинамічного опору всередині круглої труби ($d = 0,036$ м; $L = 0,3$ м)

Отримані дані свідчать, що прийняті методики з достатньою точністю дозволяють за виміряними за допомогою приладів і вимірювальних вузлів, наведених в п.2.1.2, величинам температур повітря, стінки труби, динамічним напорам та статичним тискам проводити розрахунки коефіцієнтів тепловіддачі і аеродинамічного опору всередині круглої труби.

З цих позицій можна стверджувати, що наведені методики можна використовувати і для розрахунків внутрішньої тепловіддачі і опору всередині рівнорозвинених гвинтоподібних труб.

2.4 Методика чисельного моделювання

Складність експериментальних досліджень не дозволяє охопити широкий діапазон геометричних характеристик гвинтоподібних труб та здійснювати експерименти з необхідною їх дискретизацією. Тому в дисертаційній роботі фізичні експерименти довелось доповнювати чисельним моделюванням за допомогою програмного комплексу «ANSYS», пакет «Fluent».

Розробка методики чисельного моделювання складається з описаних нижче етапів.

2.4.1 Вибір моделі турбулентності

Як правило, в регенераторах ГТУ реалізується турбулентний режим течії теплоносія. Такий режим є складним для математичного опису, тому що турбулентні пульсації істотно впливають на перенос імпульсу, теплоти та маси, що в свою чергу впливає на розподіл швидкостей і температури по потоку. Тому їх безпосередній розрахунок за допомогою базових диференційних рівнянь без застосування моделей турбулентності неможливий навіть при використанні суперкомп'ютерів [104,105].

В даному підпункті роботи розглядається проблема з вибору математичної моделі для комп'ютерного моделювання процесів теплообміну складних

закручених течій в гвинтоподібній трубі.

Математична модель для розрахунку таких течій складається з осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є – Стокса, енергії та рівнянь, що встановлюють зв'язок між тензором турбулентних напружень та тензором осереднених швидкостей деформації (моделей турбулентності).

Через те, що не існує універсальної моделі для всіх типів інженерних задач, то в літературних джерелах представлена велика кількість моделей турбулентності – одно-, дво- та багатопараметричних.

До однопараметричних моделей відносять найпростішу модель Спаларта – Алмареса [106], що складається з системи основних рівнянь та одного додаткового диференційного рівняння. Згідно [107-109] ця модель дає гарні результати для примежових шарів, що характеризуються додатними градієнтами тиску та ефективно працює для режимів з малими числами Рейнольдса, але не має застосовуватись при розрахунку відривних течій.

До двопараметричних відносять сімейство моделей турбулентності на основі відомої $k - \epsilon$ моделі, що була описана в статті Лаундера Джонса в 1972 році [47], в якій турбулентна в'язкість визначається з додаткових диференційних рівнянь, що описують процеси переносу кінетичної енергії турбулентних пульсацій k та зміну швидкості дисипації турбулентної енергії ϵ .

На думку автора [47] та згідно [110] головна причина недостатньої універсальності двопараметричних моделей турбулентності для розрахунку криволінійних та закручених потоків полягає в припущенні, що турбулентність є ізотропною.

В багатопараметричних моделях турбулентності безпосередньо визначаються з диференційних рівнянь напруження Рейнольдса. Це дозволяє істотно краще враховувати попередню історію потоку, центробіжні ефекти, кривизну ліній току і т.д. Однак для тривимірної течії необхідно обчислювати шість додаткових рівнянь. Основа таких моделей була закладена в роботах Дж. Роді, П.Я. Чоу, В.І. Давидова [111-113]. Через те, що модель не використовує припущення про ізотропність турбулентної в'язкості, то вона є

надійною при вивченні процесів в системах зі складною геометрією, а також в процесах, що ускладненні закрученням потоку [47,105,110]. Гарні узгодження з експериментальними даними при дослідженні теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб з гвинтовими впадинами були отримані в [65,75].

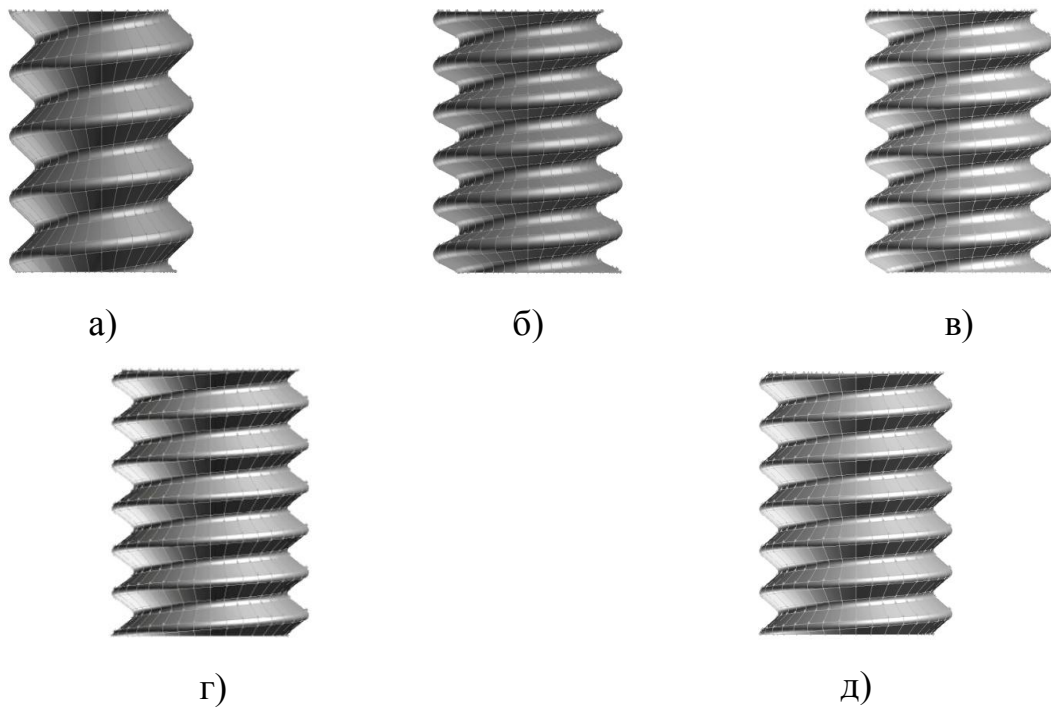
В інших розглянутих роботах, таких як [16,58,59,68] та ін. в якості розрахункових були обрані двопараметричні моделі турбулентності. Однак, слід зауважити, валідація даних методик відбувалась за рахунок співставлення отриманих результатів для гладкої труби, що є не вірним, тому що в гвинтоподібних трубах та трубах з дискретною шорсткістю течія ускладнена закруткою основного потоку та вторинними течіями.

На основі вище зазначеного робимо висновок, що для чисельного моделювання процесів теплообміну та аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб має сенс використовувати багатопараметричну модель Рейнольдсових напружень RSM в пакеті «Fluent» програмного комплексу «ANSYS».

2.4.2 Створення тривимірної моделі

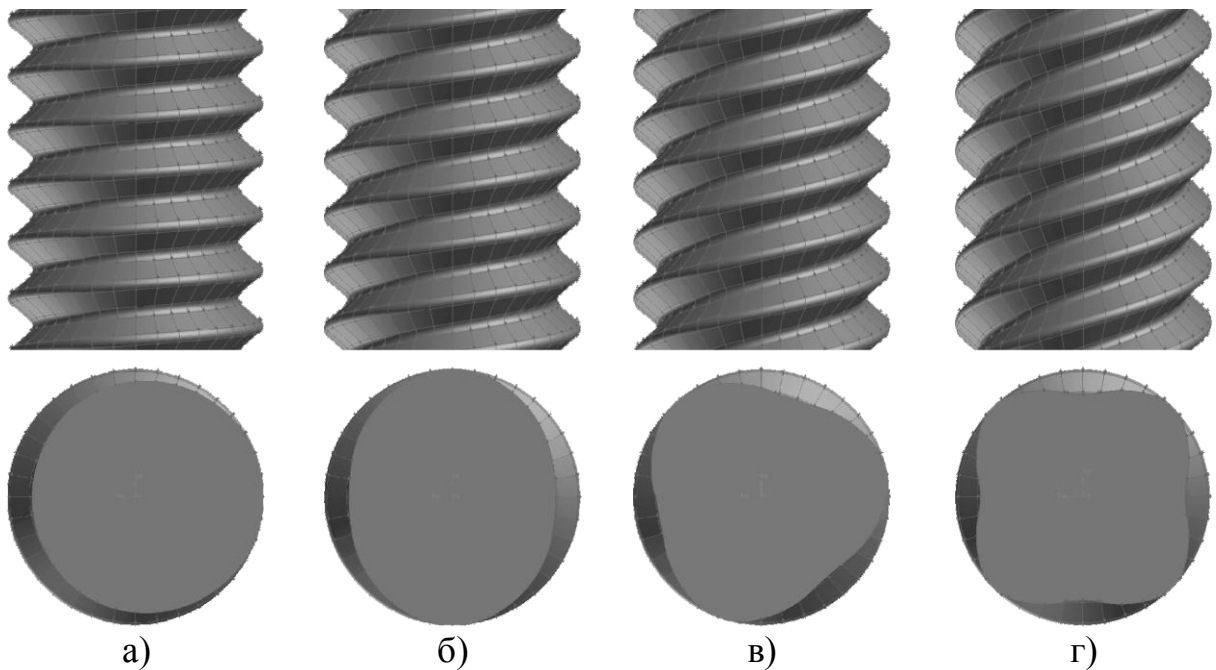
В якості розрахункової області береться об'єм труби, що обмежений вхідним та вихідним перетинами та внутрішньої стінкою труби, яка є непроникненою. Поверхня труби утворюється поворотом профілю витка та просуванням його вздовж гвинтової лінії кроком p та діаметром d .

Досліджено 5 типорозмірів гвинтоподібних труб (рис. 2.6), що відрізнялись геометричними характеристиками профілю витка, та відрізнялись кількістю заходів гвинтового виступу Z (рис. 2.7). Основні величини геометричних параметрів дослідних моделей труб представлені в табл. 2.4.



а) №1; б) №6; в) №8; г) №10 д) №2

Рисунок 2.6 – Типорозміри моделей гвинтоподібних труб з одним заходом гвинтового виступу для CFD – моделювання



а), б), в), г) – гвинтоподібна труба відповідно

з одним, двома, трьома, чотирма заходами гвинтового виступу

Рисунок 2.7 – Моделі труб 2 типорозміру з різною кількістю заходів гвинтового виступу. Вид з боку та поперечний перетин

Таблиця 2.4. – Геометричні параметри моделей гвинтоподібних труб

№ труби	Типо- розмір	<i>L</i> мм	<i>d</i> мм	<i>d</i> _{мін} мм	<i>t</i> мм	<i>h</i> мм	<i>t/h</i>	<i>h/d</i>	ψ	<i>Z</i>
1*	1	320	36	26	12	5	2,4	0,139	1,16	1
2*	2			30	8	3,5	2,28	0,097	1,24	1
3										2
4										3
5										4
6	3			26	9	5	1,8	0,139	1,38	1
7										4
8	4			28	9	4	2,25	0,111	1,24	1
9										4
10	5			28	8	4	2	0,111	1,33	1
11										4

* - труби з якими проводилися також фізичні експерименти

2.4.3 Побудова розрахункової сітки

Дискретизація розрахункової області впливає на точність розрахунку вимушеної течії всередині гвинтоподібної труби за допомогою вибраної математичної моделі.

Від параметру y^+ залежить точність розрахунку першого шару чарунок біля стінки, який впливає на розрахунок всієї області. Тому розбивка геометричної моделі на розрахункову сітку повинна бути такою, щоб $y^+ \leq 1$.

При дискретизації розрахункової області застосовували такі умови:

- сітка була нерівномірна, зі згущенням до поверхні труби (рис. 2.8);
- товщина першого шару дорівнювала 10^{-5} м вибиралась згідно рекомендації [114,115];
- товщина кожного з 19 наступних шарів була на 10% більшою ніж попереднього;

- товщина кожного з наступних i -шарів була на 20% більшою ніж попереднього $i-1$ шару;
- розмір чарунки в поздовжньому напрямку теж змінювався від 0,5 до 3 мм на осі гвинтоподібної труби.

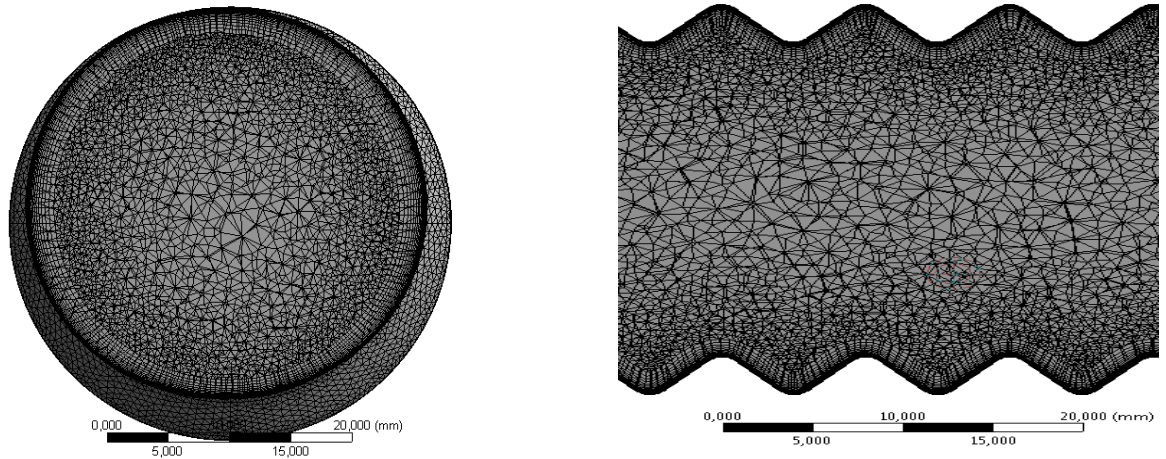


Рисунок 2.8 – Розрахункова сітка моделі гвинтоподібної труби №1

Завдяки такому підходу значення параметра y^+ було в межах від 0,3 до 0,5.

Кількість чарунок для дискретизації геометричних моделей, що досліджуються, складала від 8,8 до 18 млн. в залежності від геометричних характеристик поверхні труб.

2.4.4 Завдання граничних умов

Через те, що на профіль швидкості в вхідному перетині труби впливає форма вхідної ділянки, то задавання рівномірного профілю швидкості, витрати теплоносія чи тиску є не коректним. Тому на межах розрахункової області задавались такі граничні умови:

- вхідний перетин: температура повітря $T_{\text{вх}} = 293 \text{ K}$; тиск повітря на вході $P_{\text{вх}} = P_{\text{атм}}$;
- на стінці труби задавались граничні умови $q_{\text{ст}} = \text{const}$;
- вихідний перетин: витрата теплоносія $G_{\text{м}} = \text{idem}$.

При моделюванні течії всередині гвинтоподібної труби теплофізичні властивості повітря задавались у вигляді поліноміальних функцій температури:

$$\rho(T) = 3,2359 - 9,8034 \cdot 10^{-3}T + 9,821 \cdot 10^{-6}T^2, \quad (2.27)$$

$$\lambda(T) = 3,7076 \cdot 10^{-3} + 75,842 \cdot 10^{-6}T, \quad (2.28)$$

$$\mu(T) = 5,7 \cdot 10^{-7} + 69,776 \cdot 10^{-9}T - 33,476 \cdot 10^{-12}T^2. \quad (2.29)$$

отриманих в результаті апроксимації табличних даних [116] в діапазоні температур $T = [273,15 \dots 393,15]$ К. Ізобарна теплоємність в дослідному діапазоні температур практично не змінюється і приймалась рівною $C_p = 1005$ Дж/(кг·К).

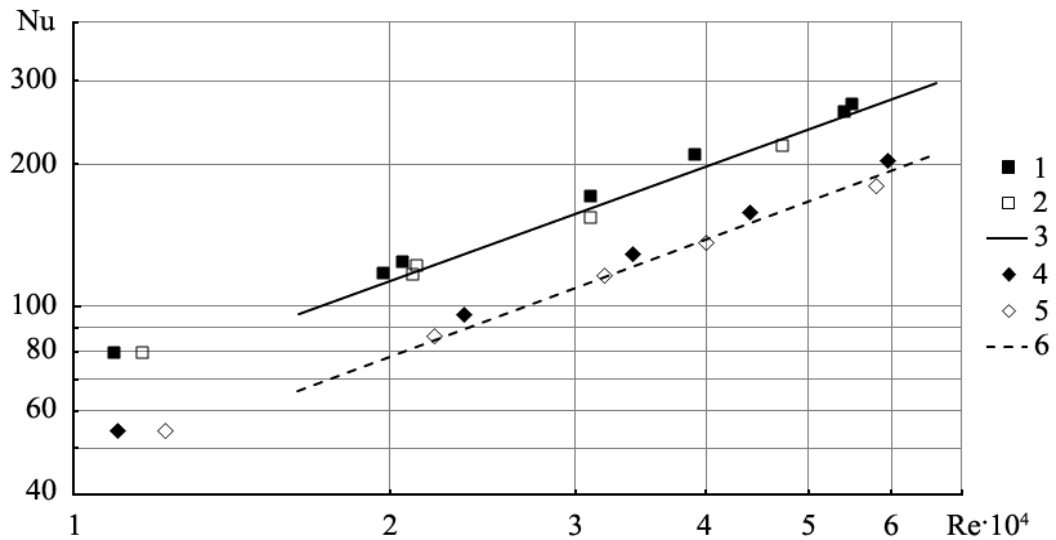
2.4.5 Валідація методики чисельного моделювання

Проведено порівняння даних з теплообміну та аеродинамічного опору, що отримані за допомогою методики чисельного моделювання та даних, що отриманні експериментально для труб №1 та №2 (рис. 2.9-2.10). Відхилення отриманих даних з теплообміну лежать в межах $\pm 15\%$.

Внаслідок того, що довжина труби 640 мм досягалась шляхом послідовного з'єднання двох однакових труб-калориметрів, на кінцях яких були перехідні ділянки з гвинтоподібного на гладкий профіль, має місце розбіжність в 12% між отриманими даними з теплообміну та відповідними даними для труб довжиною 320 мм (рис. 2.9).

Дані з аеродинамічного опору, які отримані чисельним моделюванням (рис. 2.10), показали задовільну збіжність з експериментальними даними для труб №1 довжиною 0,32 м (в межах 6,5%), для труб довжиною 0,64 м відхилення склали до 5%. Для труб №2 довжиною 0,32 м відхилення даних від

експериментальних даних склали до 10%, для труб довжиною 0,64 м відхилення склали до 35%.



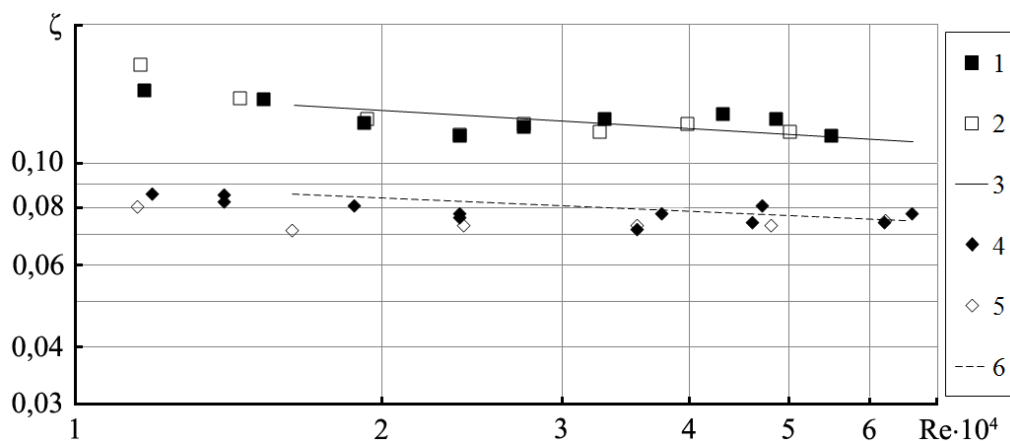
1, 2 – гвинтоподібна труба №1 $L = 0,32$ м, $L = 0,64$ м відповідно дослідні дані;

3 – гвинтоподібна труба №1 дані чисельного моделювання;

4,5 – гвинтоподібна труба №2 $L = 0,32$ м, $L = 0,64$ м відповідно дослідні дані;

6 – гвинтоподібна труба №2 дані чисельного моделювання

Рисунок 2.9 – Залежність чисел Нуссельта від чисел Рейнольдса



1, 2 – гвинтоподібна труба №1 $L = 0,32$ м, $L = 0,64$ м відповідно дослідні дані;

3 – гвинтоподібна труба №1 дані чисельного моделювання;

4,5 – гвинтоподібна труба №2 $L = 0,32$ м, $L = 0,64$ м відповідно дослідні дані;

6 – гвинтоподібна труба №2 дані чисельного моделювання

Рисунок 2.10 – Залежність коефіцієнту аеродинамічного опору від чисел Рейнольдса

2.5 Результати досліджень, їх аналіз та узагальнення

2.5.1 Структура течії всередині гвинтоподібних труб

Метою даного розділу є поглиблене вивчення складної гідродинамічної картини течії, що характеризується наявністю відривних зон та організованих вихрових структур, які виникають при омиванні гвинтоподібних виступів різної форми і розмірів, та розкриття механізму їх впливу на інтенсифікацію тепловіддачі всередині гвинтоподібних труб.

В даному розділі приведені результати і порівняльний аналіз результатів чисельних досліджень течії всередині гвинтоподібних труб для фіксованих чисел Рейнольдса $Re = 1,6 \cdot 10^4$ та $Re = 6,5 \cdot 10^4$. Для вивчення вибрані гвинтоподібні труби №1-5, основні геометричні розміри яких наведені в таблиці 2.4. Вони відрізнялися висотою виступів h , відстанню між сусідніми виступами t та кількістю заходів гвинтового виступу Z .

Результати комп'ютерної візуалізації течії всередині гвинтоподібних труб інтерпретовані у вигляді розподілів в потоці температур, абсолютних швидкостей та векторів абсолютної швидкості, що представлені у поздовжніх площинах, які проходять через вісь труби та чотирьох фіксованих по довжині поперечних перерізах, що перетинають трубу перпендикулярно до її осі (рис. 2.11).

При вимушеній течії теплоносія всередині гвинтоподібних труб було виявлено три типи вихрових структур: локальні вхідні поздовжні вихори, вихор всередині гвинтоподібної впадини, основний поздовжній вихор.

Розглянемо картини течії на вхідній ділянці гвинтоподібної труби (рис. 2.12).

На довжині t від вхідного перетину труби відбувається плавний перехід її профілю від круглого до гвинтоподібного, який в подальшому будемо називати перехідним витком. При повороті поздовжньої площини (рис. 2.13) навколо вісі труби відбувається зміна його локальної висоти виступу h_x . Тому, для кращого

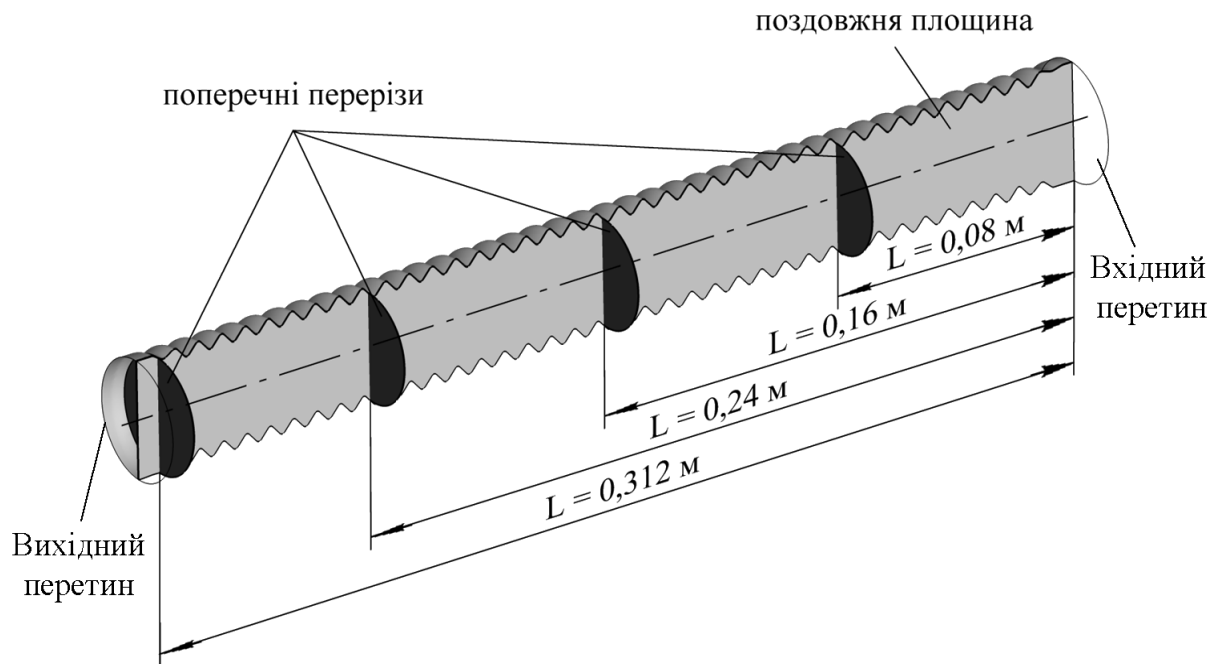


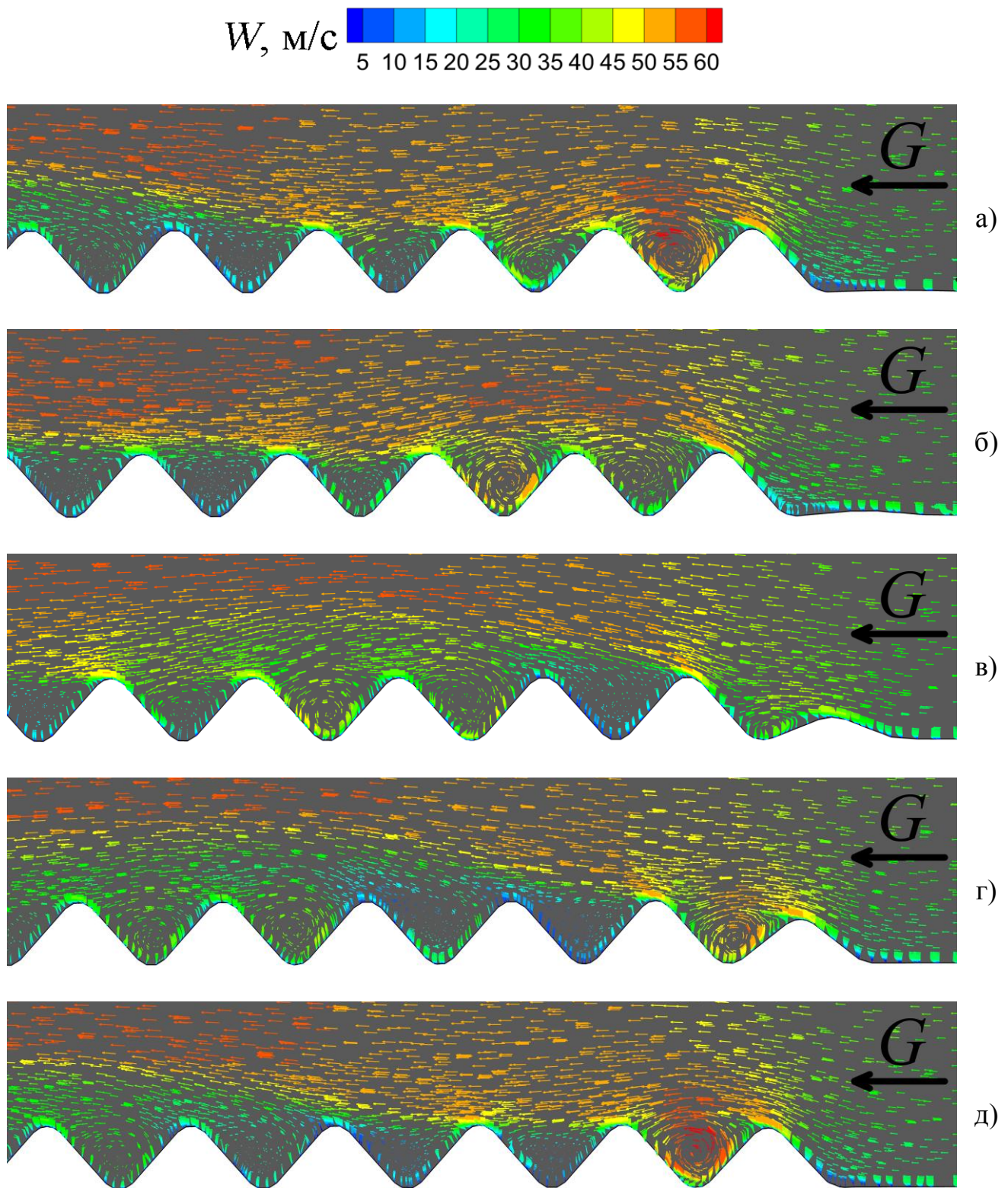
Рисунок 2.11 – Площини для інтерпретації результатів комп'ютерних досліджень

представлення зміни характеру течії на вхідній ділянці гвинтоподібної труби, на рис. 2.12 відображено картини течії біля стінки труби, що отримані в поздовжніх площинах, які розташовані під певними однаковими кутами одна від одної таким чином, щоб отримати рівномірну зміну характеру течії в залежності від відношення локальної висоти перехідного виступу h_x до висоти виступу h гвинтоподібної труби. Така типова картина зміни течії в залежності від висоти першого перехідного витка h_x спостерігалась для всіх досліджуваних труб у всьому діапазоні чисел Рейнольдса (рис. 2.12).

З рис. 2.12 випливає, що потік, який набігає на першу перешкоду, у вигляді гвинтового перехідного виступу, умовно розділяється на два типи потоків.

Перший – потік, що підтискається виступом до вісі труби та прискорюється в поздовжньому напрямку.

Другий – потік, що починає рухатись вздовж умовної вісі гвинтової впадини, яка утворена сусідніми виступами. Кількість потоків даного типу дорівнює кількості заходів гвинтового виступу Z . З рис. 2.12 випливає, що складова швидкості, яка направлена вздовж умовної вісі гвинтової



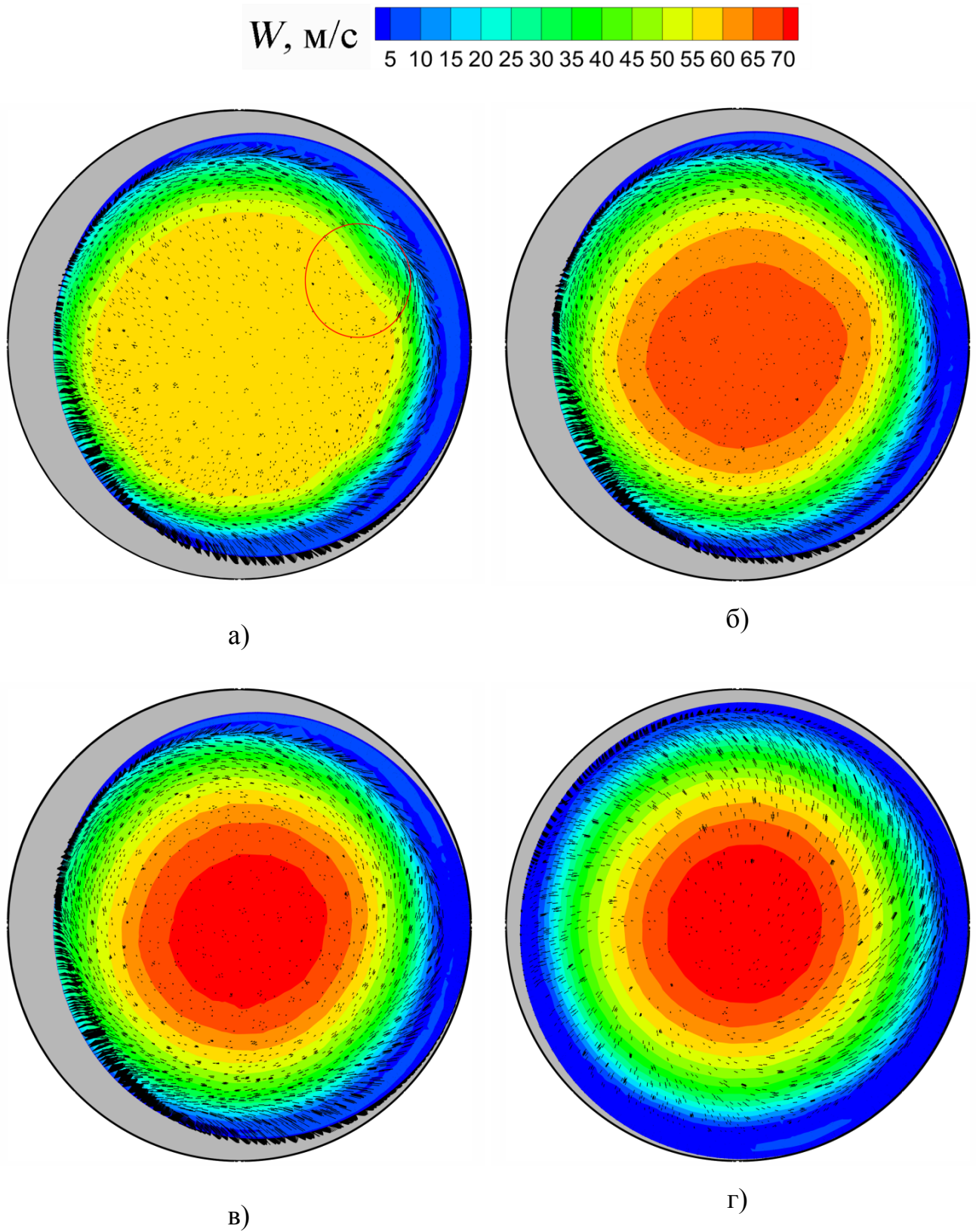
а) – $h_x/h = 0$; б) – $h_x/h = 0,22$; в) – $h_x/h = 0,44$; г) – $h_x/h = 0,66$; д) – $h_x/h = 0,88$
 Рисунок 2.12– Зміна картини течії біля стінки в поздовжньому перерізі перших витків гвинтової канавки труби з $h/d = 0,097$, $t/h = 2,28$ при $Re = 6,5 \cdot 10^4$ в залежності від висоти перехідного витка h

впадини досягає максимальних значень на вихідній ділянці перехідного витка. На думку автора, це пов'язано з тим, що на даний тип потоку в області перехідного витка, коли $h_x < h$ діє тиск набігаючого потоку. Далі по ходу теплоносія в впадині на потік другого типу вже не діє тиск набігаючого потоку, однак вже в повній мірі впадини діють сили тертя (з обох боків впадини). Внаслідок цього, складова швидкості, яка направлена вздовж умовної вісі гвинтової впадини, знижується до певного рівня.

В результаті взаємодії між першим і другим типом потоків, що рухаються в різних напрямках та мають різні рівні швидкостей, на виході з перехідного витка, виникає локальний вхідний поздовжній вихор, який знаходиться в області між віссю труби та вершинами виступів. На іншій ділянці перехідного виступу даний тип вихрової структури не утворюється. Для кращого відображення виявленого даного типу вихрової структури на рис. 2.13-2.16 приведені розподіли абсолютних швидкостей та проекції їх векторів на поперечних перерізах відповідно до рис. 2.11, що знаходяться на відповідній відстані від вхідного перетину труби. Дана вихрова структура отримала таку назву внаслідок, того що: існує на вхідній ділянці труби та при аналізі проекцій абсолютних швидкостей потоку на поперечних перетинах труби займає певну його область, а не весь «живий» перетин. Так на рис. 2.13 червоною лінією виділена область існування локального вхідного поздовжнього вихору.

З рис.2.13-2.16 та зазначеного вище випливає, що кількість локальних вхідних поздовжніх вихорів дорівнює кількості заходів гвинтового виступу Z . При проходженні теплоносія по трубі поступово знижується їх інтенсивність обертання.

На думку автора даний тип вихрових структур існує поки, є різниця між кутовими швидкостями обертання основного поздовжнього вихору та «живого» перетину гвинтоподібної труби відносно її вісі.



а) – $L = 80$ мм; б) – $L = 160$ мм; в) – $L = 240$ мм; г) – $L = 312$ мм

Рисунок 2.13 – Розподіл абсолютної швидкості та векторне поле в поперечному перерізі труби з $h/d = 0,097$, $t/h = 2,28$, $Z = 1$ при $Re = 6,5 \cdot 10^4$

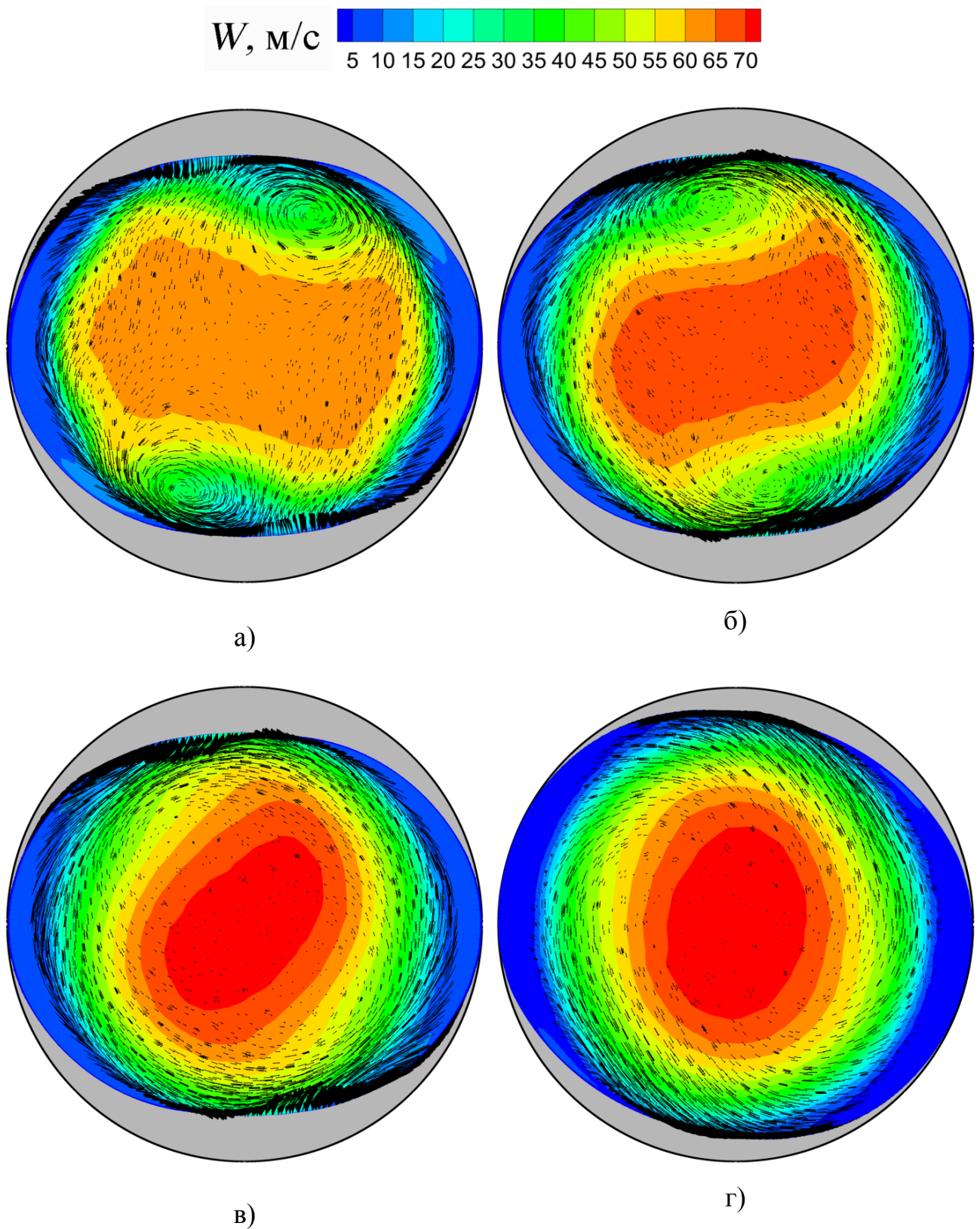
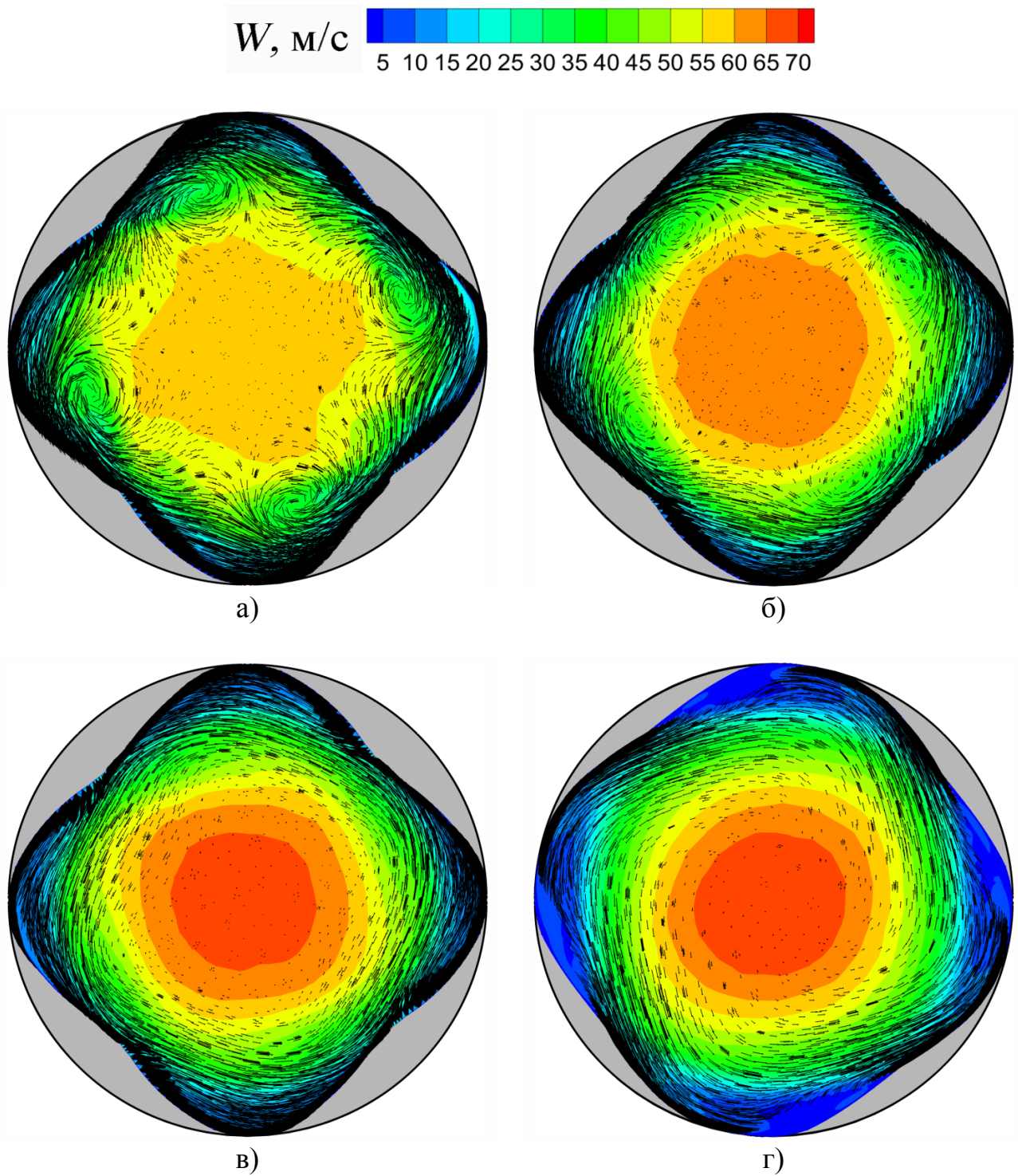


Рисунок 2.14 – Розподіл абсолютної швидкості та векторне поле в поперечному перерізі труби з $h/d = 0,097$, $t/h = 2,28$, $Z = 2$ при $Re = 6,5 \cdot 10^4$



а) – $L = 80$ мм; б) – $L = 160$ мм; в) – $L = 240$ мм; г) – $L = 312$ мм

Рисунок 2.16 – Розподіл абсолютної швидкості та векторне поле в поперечному перерізі труби з $h/d = 0,097$, $t/h = 2,28$, $Z = 4$ при $Re = 6,5 \cdot 10^4$

На рис. 2.17 відображений механізм передачі імпульсу від потоку в гвинтовій канавці до основного поздовжнього вихору.

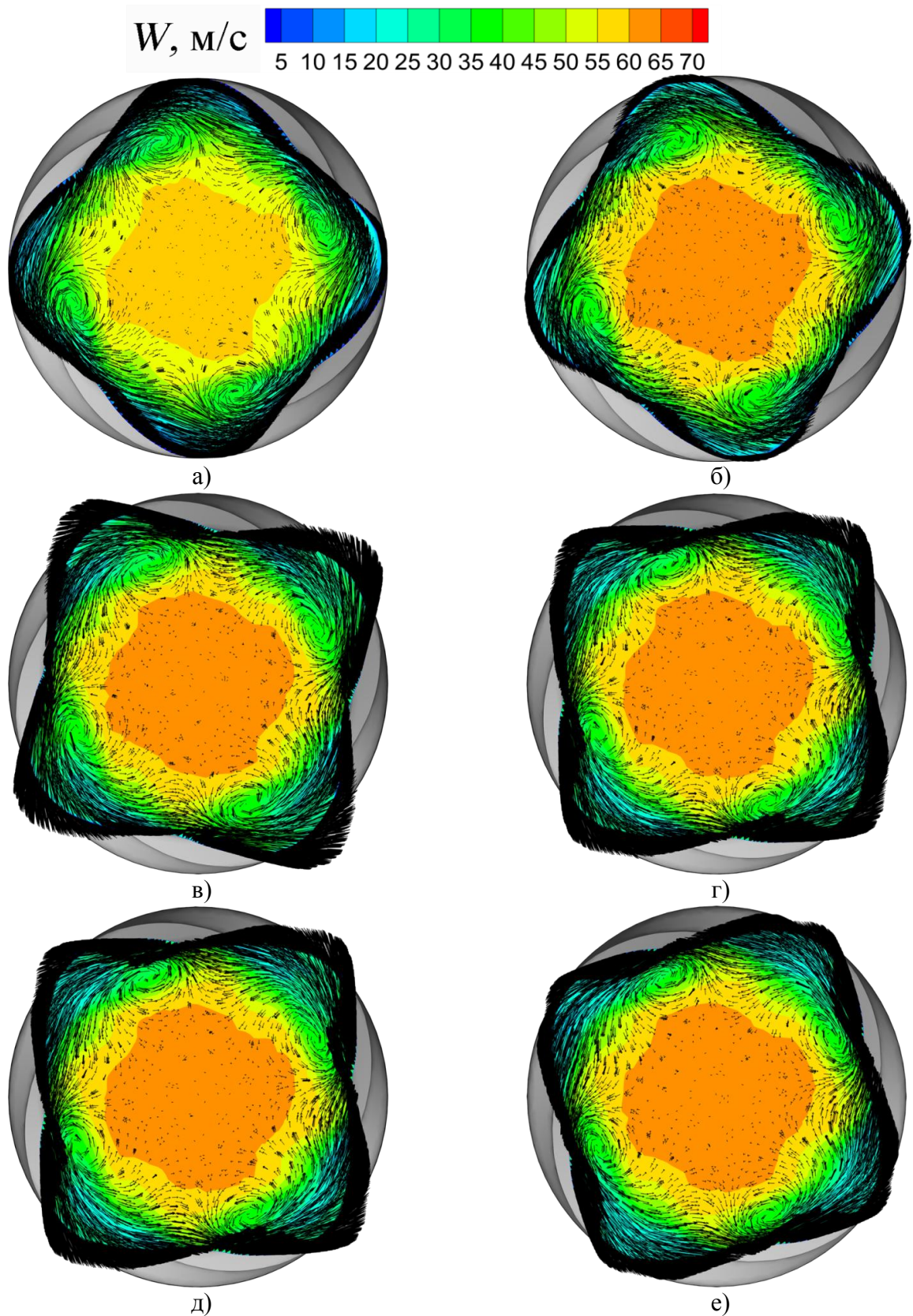


Рисунок 2.17 – Розподіл абсолютної швидкості та векторне поле в поперечному перерізі труби з $h/d = 0,097$, $t/h = 2,28$, $Z = 4$ при $Re = 6,5 \cdot 10^4$ на відстані $L = 0,080; 0,081; 0,082; 0,083; 0,084; 0,085$ м від вхідного перерізу а); б); в); г); д); е), відповідно

З рис. 2.14-2.16 (а,б) випливає, що локальні вхідні поздовжні вихори обертаються відносно вісі труби з меншою кутовою швидкістю ніж кутова швидкість повороту "живого" перетину для проходу теплоносія. Як результат, в місцях, коли вихор знаходиться над канавкою (рис. 2.17, а,б), відбувається його взаємодія з потоком теплоносія в канавці. В результаті якої він отримує імпульс до тангенціальної складової швидкості відносно своєї осі. При наближенні його до виступу, внаслідок різниці кутових швидкостей, (рис. 2.17, в,г) відбувається передача цього імпульсу до тангенціальної складової швидкості основного поздовжнього вихору відносно вісі труби (рис. 2.17, в,г). При "проходженні" локального вхідного поздовжнього вихору біля вершини самого виступу відбувається значне пригнічення його тангенціальної складової швидкості (рис. 2.17, д,е). Після цього цикл повторюється до тих пір поки локальні вхідні поздовжні вихори передаючи імпульс не зрівняють кутові швидкості відносно вісі труби потоків в канавці та основного потоку.

Як результат обертання локальних поздовжніх вихорів були отримані наступні розподіли абсолютної швидкості та температури в поздовжній площині (рис. 2.18-2.25). Рух теплоносія з права на ліво.

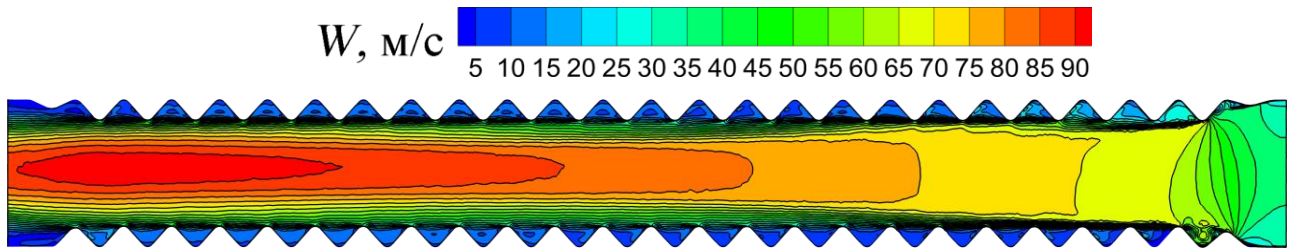


Рисунок 2.18 – Розподіл абсолютної швидкості в поздовжньому перерізі гвинтоподібної труби з $h/d = 0,139$, $t/h = 2,4$, $Z = 1$ при $Re \approx 6,5 \cdot 10^4$

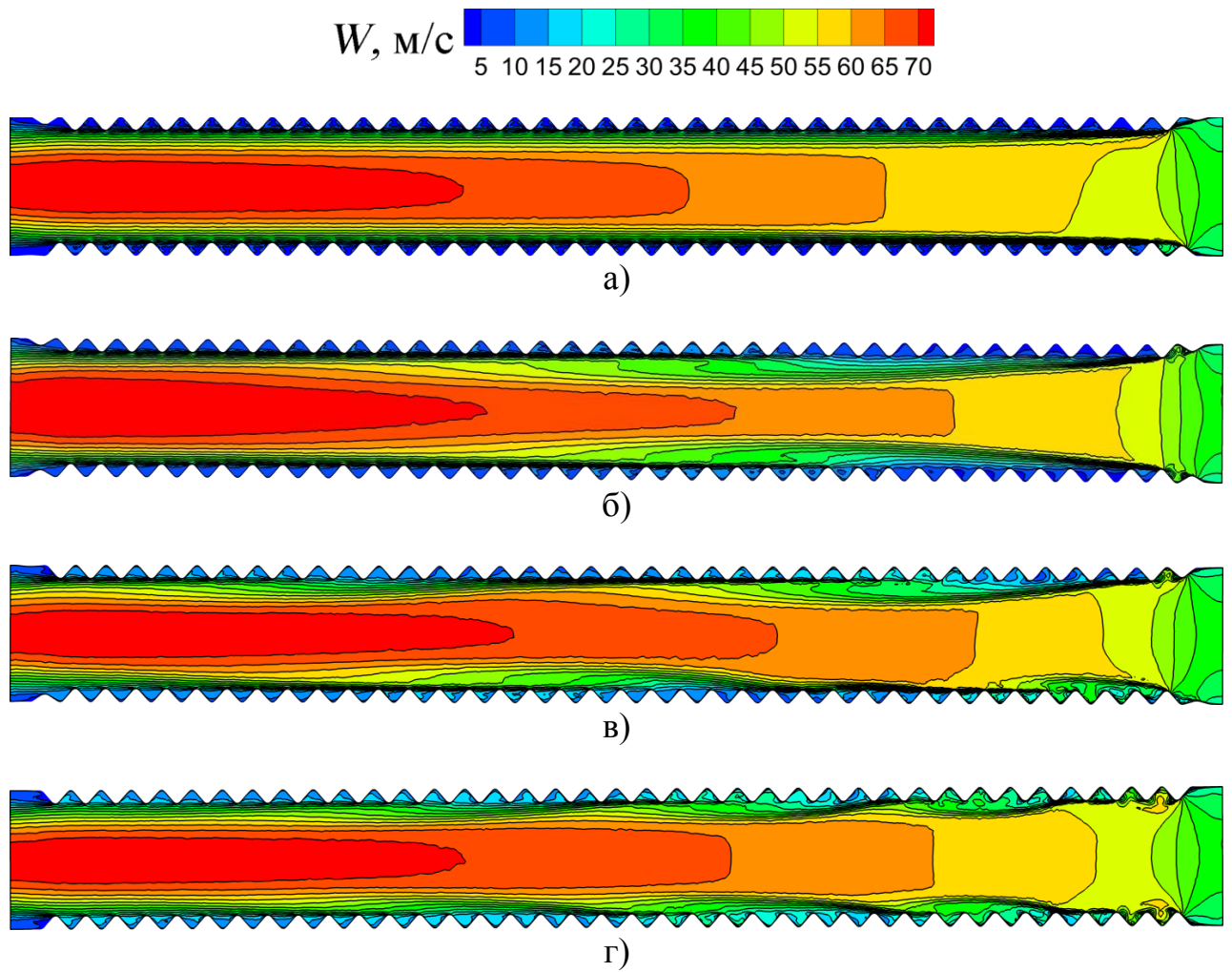


Рисунок 2.19 – Розподіл швидкості в поздовжньому перерізі гвинтоподібної труби при $Re \approx 6,5 \cdot 10^4$ з $h/d = 0,097$, $t/h = 2,28$, $Z = 1,2,3,4$ заходами гвинтової канавки а),б),в),г) відповідно

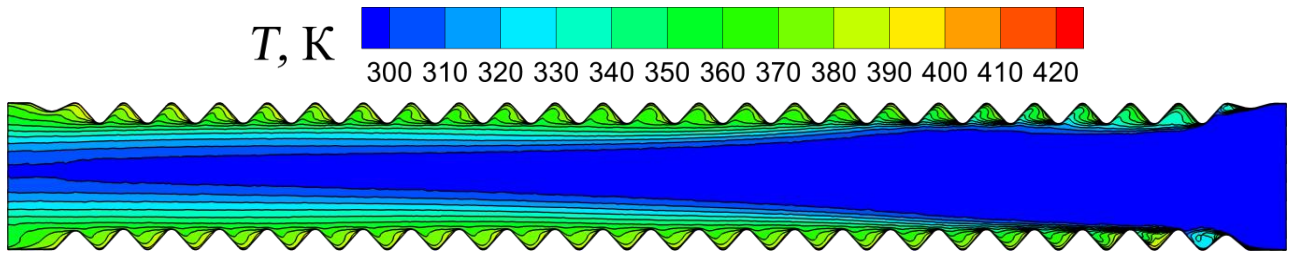


Рисунок 2.20 – Розподіл температури в поздовжньому перерізі гвинтоподібної труби з $h/d = 0,139$, $t/h = 2,4$, $Z = 1$ при $Re \approx 6,5 \cdot 10^4$

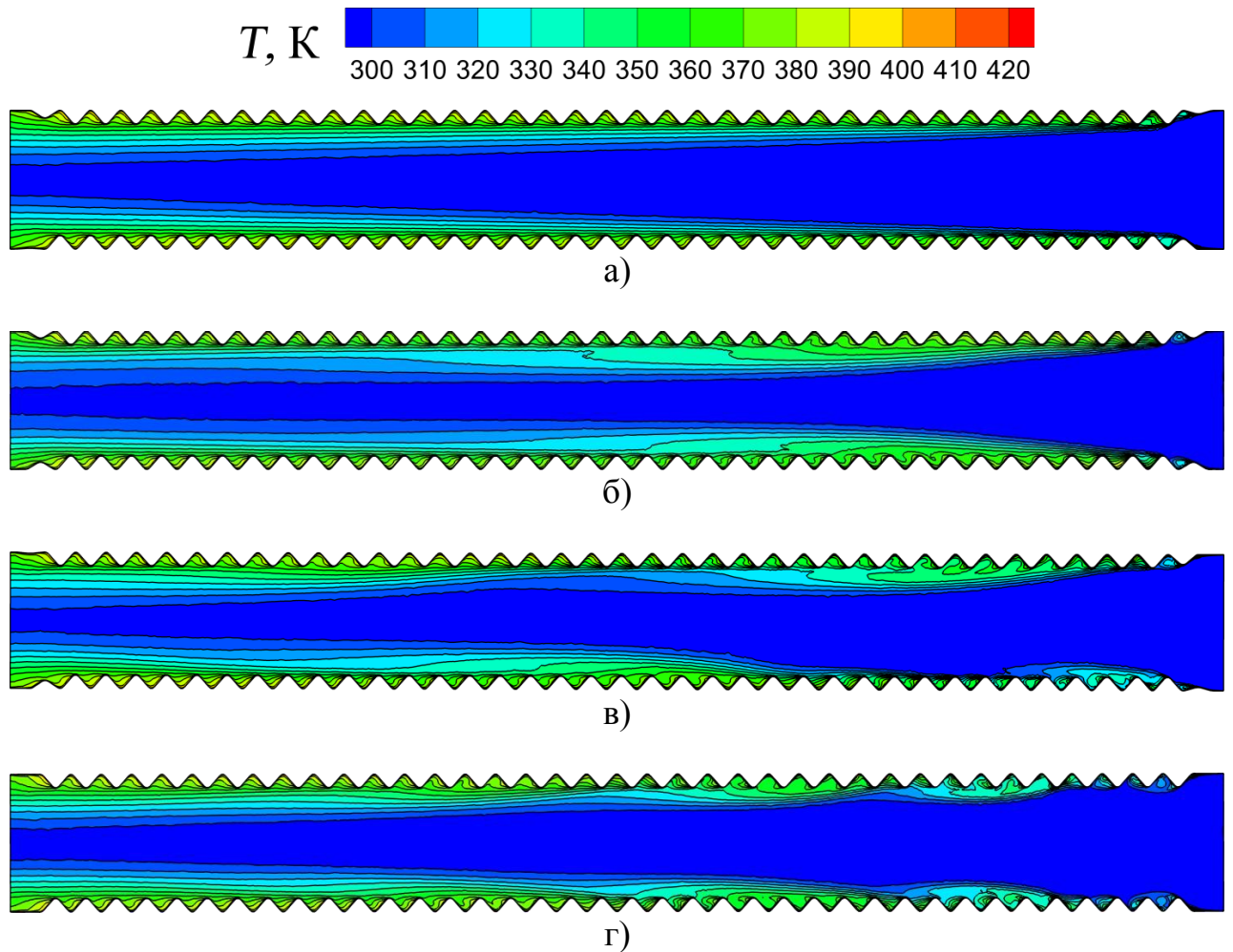


Рисунок 2.21 – Розподіл температури в поздовжньому перерізі гвинтоподібної труби при $Re \approx 6,5 \cdot 10^4$ з $h/d = 0,097$, $t/h = 2,28$, $Z = 1,2,3,4$ заходами гвинтової канавки а),б),в),г) відповідно

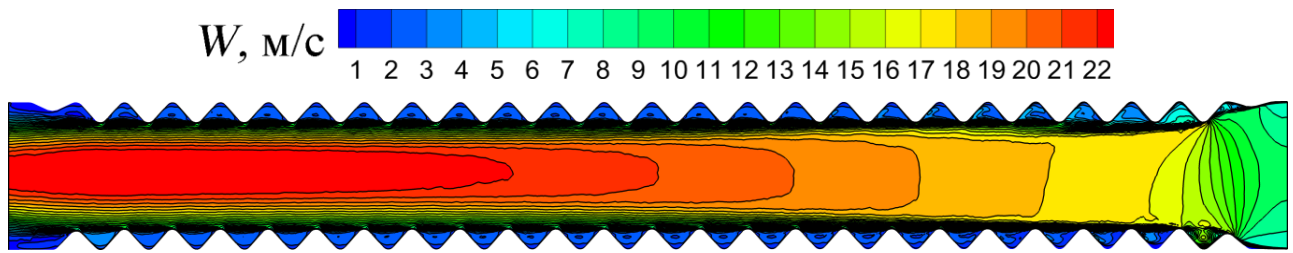


Рисунок 2.22 – Розподіл абсолютної швидкості в поздовжньому перерізі гвинтоподібної труби з $h/d = 0,139$, $t/h = 2,4$, $Z = 1$ при $Re \approx 1,6 \cdot 10^4$

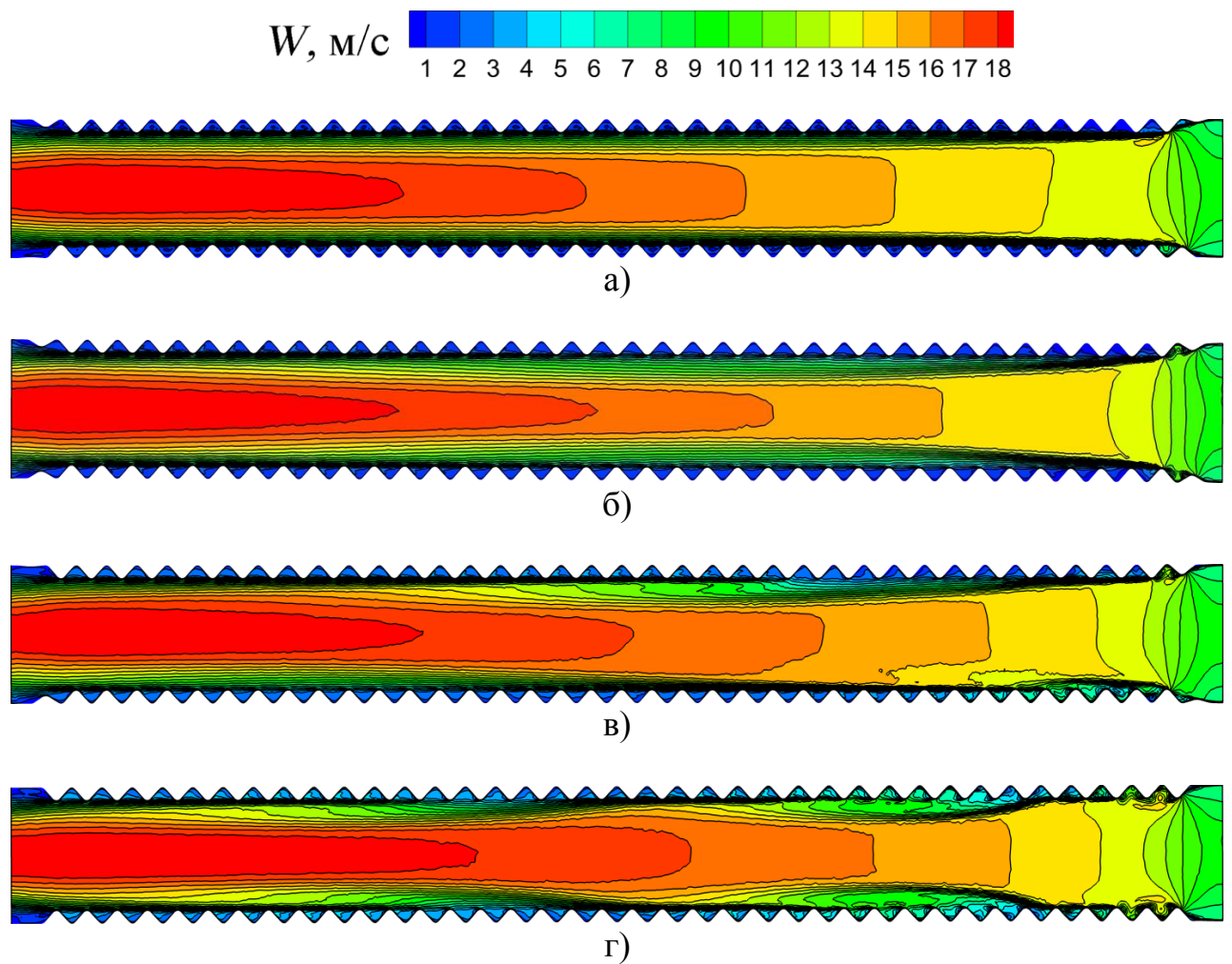


Рисунок 2.23 – Розподіл абсолютної швидкості в поздовжньому перерізі гвинтоподібної труби при $Re \approx 1,6 \cdot 10^4$ з $h/d = 0,097$, $t/h = 2,28$, $Z = 1,2,3,4$ заходами гвинтової канавки а),б),в),г) відповідно

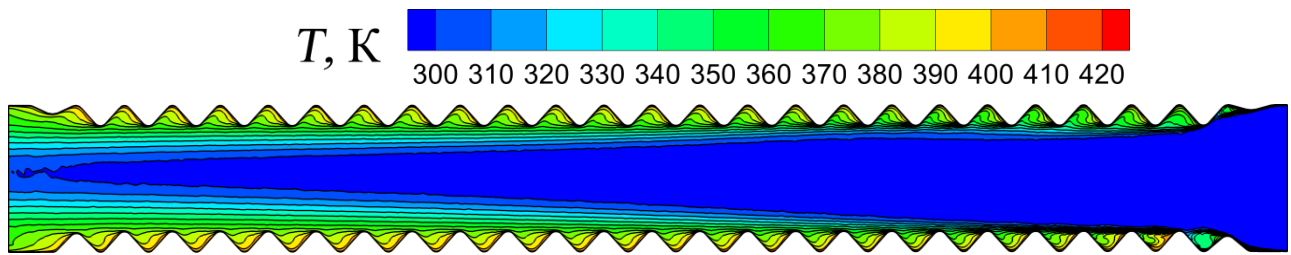


Рисунок 2.24 – Розподіл температури в поздовжньому перерізі гвинтоподібної труби з $h/d = 0,139$, $t/h = 2,4$, $Z = 1$ при $Re \approx 1,6 \cdot 10^4$

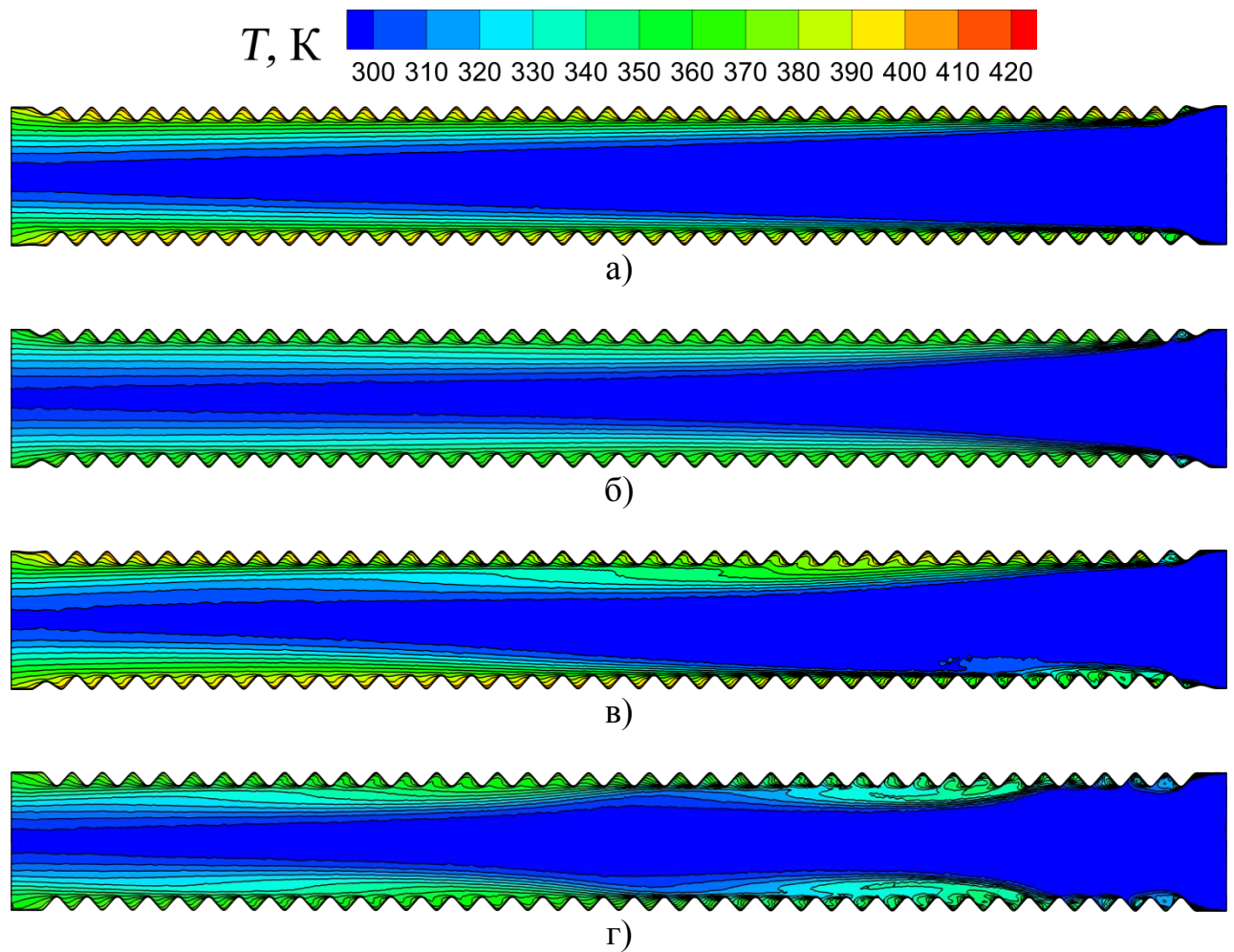
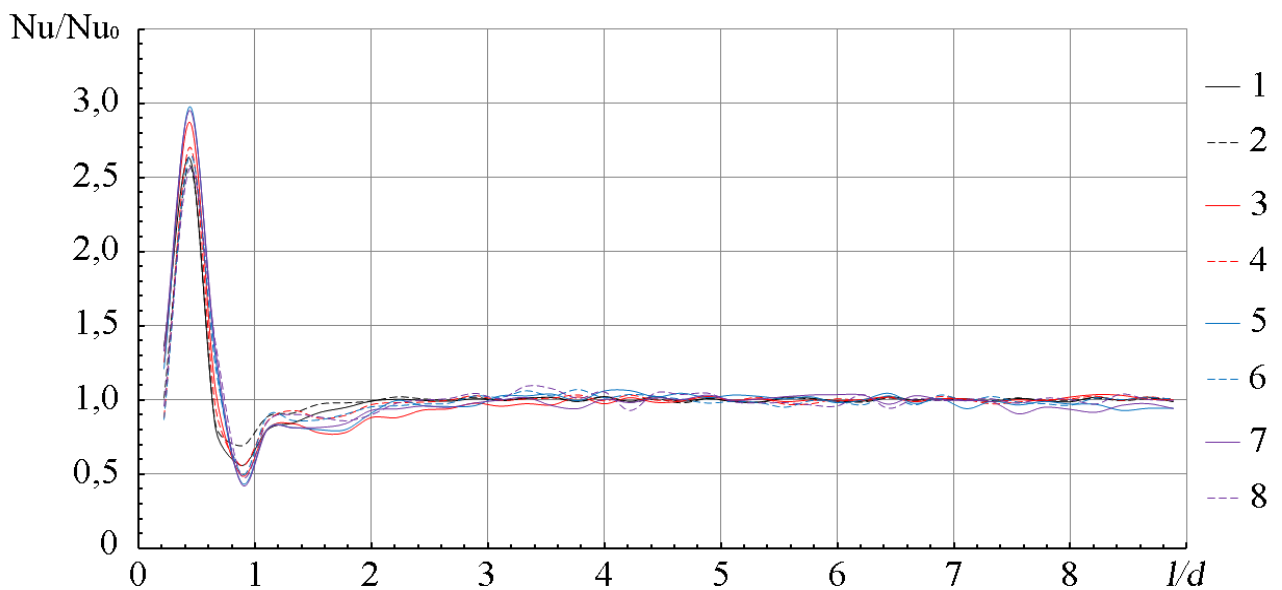


Рисунок 2.25 – Розподіл температури в поздовжньому перерізі гвинтоподібної труби при $Re \approx 1,6 \cdot 10^4$ з $h/d = 0,097$, $t/h = 2,28$, $Z = 1,2,3,4$ заходами гвинтової канавки а), б), в), г) відповідно

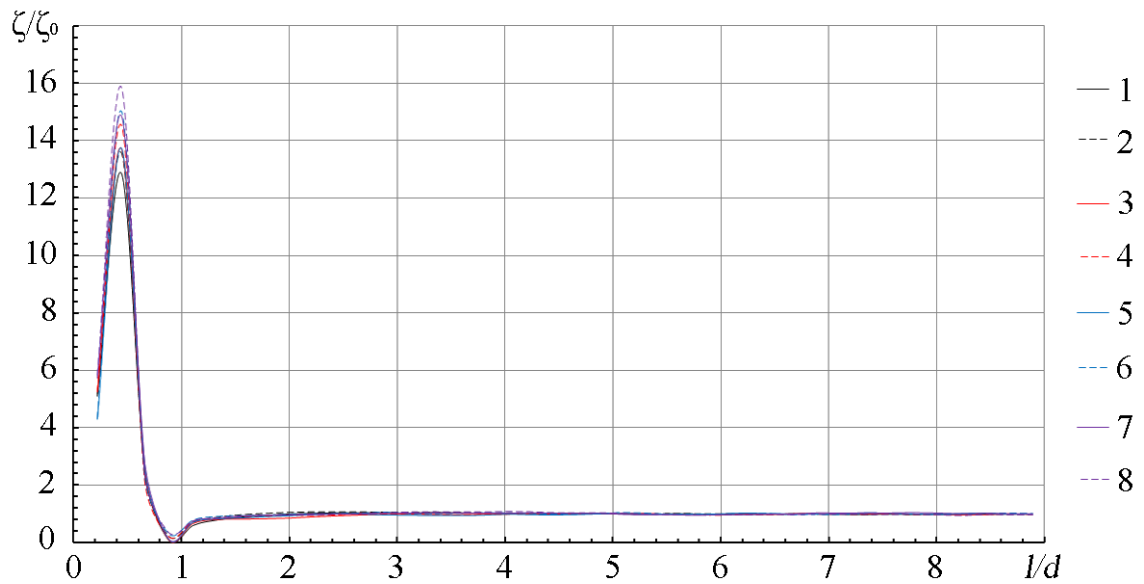
З наведеного вище, можна прийти до висновку, що в дослідній трубі довжиною $L = 0,32$ м ще не настає гідродинамічний автомодельний режим течії з настанням якого, всередині гладкої круглої труби відбувається стабілізація теплообмінних та гідродинамічних процесів.

Однак при аналізі відношень осереднених по довжині t до осереднених по довжини труби L чисел Нуссельта (рис. 2.26) та коефіцієнтів опору (рис. 2.27) було виявлено, що загальні рівні теплообміну та аеродинамічного опору не залежать суттєво від трансформації локальних вхідних поздовжніх вихорів і гідродинамічної стабілізації основного поздовжнього вихору, а залежать тільки від стабілізації течії в гвинтовій впадині (рис. 2.28, 2.29), що утворена сусідніми виступами.



1,3,5,7 – гвинтоподібна труба з 1,2,3,4 заходами гвинтового виступу відповідно при $Re = 1,6 \cdot 10^4$; 1,4,6,8 – гвинтоподібна труба з 1,2,3,4 заходами гвинтового виступу відповідно при $Re = 6,5 \cdot 10^4$

Рисунок 2.26 – Відношення числа Нуссельта осередненого по довжині t до осередненого по всій довжині досліджуваних труб числа Нуссельта



1,3,5,7 – гвинтоподібна труба з 1,2,3,4 заходами гвинтового виступу відповідно при $Re = 1,6 \cdot 10^4$; 1,4,6,8 – гвинтоподібна труба з 1,2,3,4 заходами гвинтового виступу відповідно при $Re = 6,5 \cdot 10^4$

Рисунок 2.27 – Відношення коефіцієнту опору осередненого по довжині t до осередненого по всій довжині досліджуваних труб коефіцієнту опору

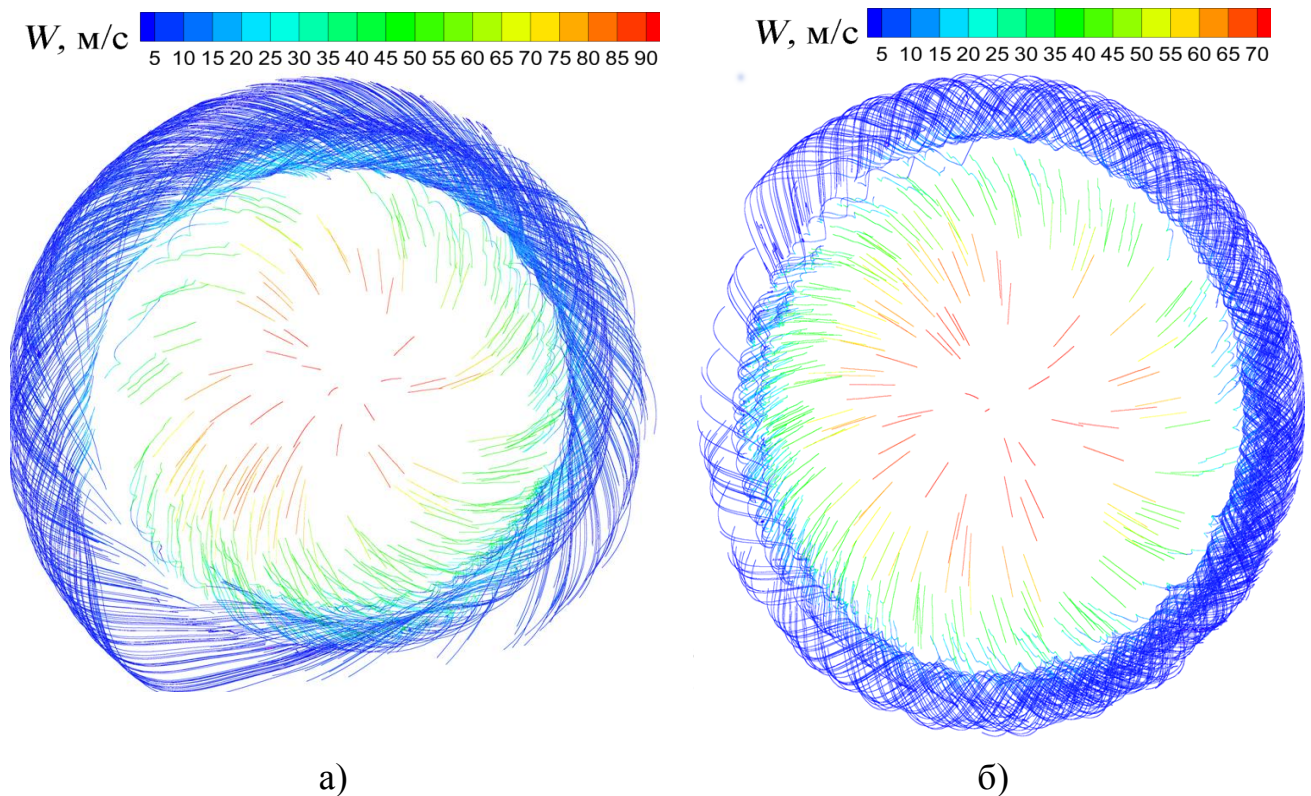


Рисунок 2.28 – Вихровий джгут в гвинтовій впадині труби з $t=12$ мм $h=5$ мм $Z=1$ а) та з $t=8$ мм $h=3,5$ мм $Z=1$ б)

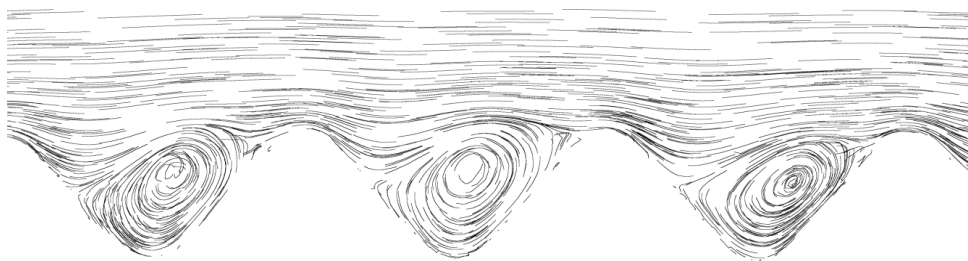


Рисунок 2.29 – Вихори в впадинах. Поздовжня площина

На рис. 2.26-2.27 максимальні значення осереднених по довжині t чисел Нуссельта та коефіцієнтів опору досягаються внаслідок удару потоку в перший гвинтовий виступ та інтенсивного вихроутворення з максимальними абсолютними швидкостями, як було вже відмічено вище, на виході з перехідного витка. Одразу за першим максимальним екстремумом відбувається різке їх зниження. Через те, що в даній області гвинтоподібної труби потік в впадинах рухається тільки вздовж умовної їх вісі без утворення вихрового джгута (рис. 2.12 2,3 виток гвинтової впадини), то, на думку автора, даний ефект пов'язаний з потовщеними примежевими шарами біля стінок впадин. Подальше збільшення до певних постійних значень осереднених по довжині t чисел Нуссельта та коефіцієнтів опору пов'язано з поступовим утворенням стабільних вихрових джгутів в впадинах.

Трансформація розподілів абсолютних швидкостей основного потоку не призводить до суттєвої зміни осереднених рівнів теплообміну та коефіцієнту аеродинамічного опору в зв'язку з тим, що, як буде показано нижче, складова швидкості основного потоку направлена вздовж вісі труби в 5...10 разів вище ніж його тангенціальна складова.

Внаслідок вище зазначеного, можна прийняти до висновку, що на отримані значення коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору всередині досліджених труб в основному впливає інтенсивність вихрового джгута в гвинтовій впадині. Вплив на теплообмін та аеродинамічний опір відносно – короткої довжини труб відсутній.

2.5.2 Середньо-поверхневий теплообмін

Експериментальні дослідження конвективного теплообміну виконані в інтервалі чисел Рейнольдса $Re = (11 \dots 65) \cdot 10^3$. Результати цих досліджень подані на рис. 2.30 та свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються степеневою залежністю виду

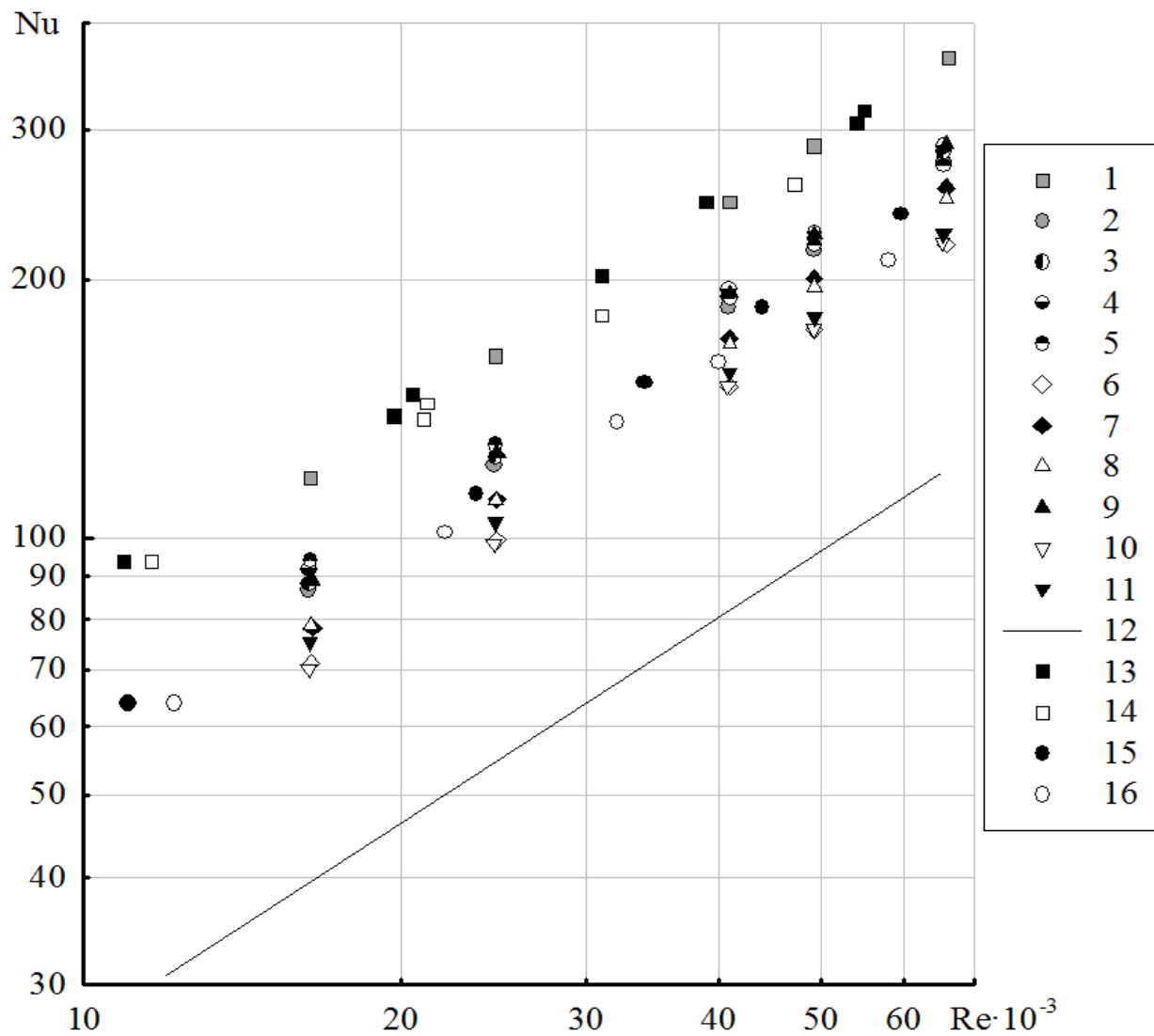
$$Nu = C_q Re^m. \quad (2.30)$$

За визначальний розмір в числах Нуссельта і Рейнольдса приймався максимальний внутрішній діаметр труби $d = 0,036$ м. В якості розрахункової прийнята швидкість всередині вихідної гладкої труби з внутрішнім діаметром $d = 36$ мм.

Геометричні параметри досліджуваних гвинтоподібних труб та значення показника степеня m і коефіцієнта C_q у формулі (2.30) наведені в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Дослідні значення величин m , C_q в формулі (2.30)

Номер труби	t мм	h мм	h/d	t/h	γ	Z	ψ	m	C_q
1	12	5	0,139	2,40	1,058	1	1,16	0,8112	0,0447
2	8	3,5	0,097	2,28	1,208	1	1,24	0,8301	0,0276
3	8	3,5	0,097	2,28	1,152	2	1,24	0,8350	0,0269
4	8	3,5	0,097	2,28	1,097	3	1,24	0,8228	0,0313
5	8	3,5	0,097	2,28	1,043	4	1,24	0,8236	0,0307
6	9	5	0,139	1,8	1,077	1	1,38	0,8134	0,0266
7	9	5	0,139	1,8	0,912	4	1,38	0,8090	0,0314
8	9	4	0,111	2,25	1,159	1	1,24	0,8280	0,0255
9	9	4	0,111	2,25	0,982	4	1,24	0,8350	0,0271
10	8	4	0,111	2	1,167	1	1,33	0,8300	0,0223
11	8	4	0,111	2	1,007	4	1,33	0,8216	0,0255



- 1 та 13,14 – гвинтоподібна труба №1 відповідно дані чисельного та експериментальних досліджень $l = 320$ мм, 640 мм;
 2 та 15,16 – гвинтоподібна труба №2 відповідно дані чисельного та експериментальних досліджень $l = 320$ мм, 640 мм;
 3, 4, 5 – гвинтоподібна труба №3, №4, №5 відповідно; 6,7 – гвинтоподібна труба №6, №7 відповідно; 8,9 – гвинтоподібна труба №8, №9 відповідно;
 10,11 – гвинтоподібна труба №10, №11 відповідно; 12 – гладка труба [117]

Рисунок 2.30 – Залежність чисел Нуссельта від чисел Рейнольдса

Аналіз отриманих результатів показав, що інтенсивність тепловіддачі для гвинтоподібних труб в 1,7...3 рази вище ніж для гладкої труби. При цьому максимальний рівень інтенсифікації характерний для гвинтоподібної труби з

$t/h = 2,4$ та $Z = 1$. Такий ефект, як було вже показано вище, можна пояснити складним рухом теплоносія, що супроводжується утворенням інтенсивних вторинних вихрових структур. В результаті, рівень збуреності потоку значно зростає.

При порівнянні результатів дослідження з теплообміну всередині гвинтоподібних труб виявлено, що найбільш явним фактором, який впливає на інтенсивність теплообміну є параметр t/h . На рис. 2.31 відображений характер зміни інтенсивності теплообміну в залежності від параметру t/h при $Re = 2 \cdot 10^4$.

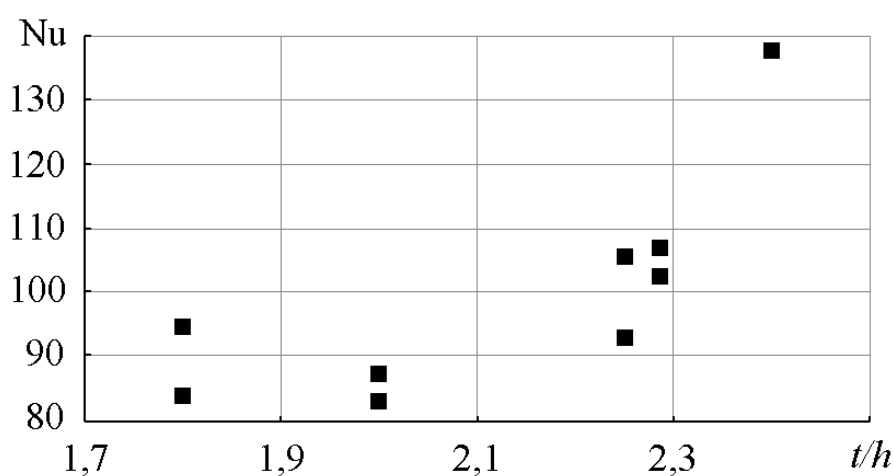


Рисунок 2.31 – Вплив параметру t/h на інтенсивність теплообміну при $Re = 2 \cdot 10^4$

Зіставлення отриманих результатів з теплообміну для гвинтоподібних труб, які мають відносну висоту виступу $h/d = 0,139$ показало, що збільшення параметру t/h від 1,8 до 2,4 призводить до інтенсифікації теплообміну до 64 %. Для гвинтоподібних труб з $h/d = 0,111$ та $Z = 1$ і $Z = 4$ збільшення параметру t/h від 2 до 2,25 мм – на 12% і (20...23) % відповідно, в залежності від режиму течії.

Аналізуючи вплив відносної висоти гвинтового виступу h/d на інтенсивність теплообміну отримано, що для гвинтоподібних труб з $t = 9$ мм зменшення h/d від 0,139 до 0,111 призводить до збільшення інтенсивності теплообмінних процесів на (10...13) % для труби з $Z = 1$ і (11...15) % для

гвинтоподібних труб з $Z = 4$ в залежності від режиму течії. Для гвинтоподібних труб з $t = 8$ мм, зменшення h/d від 0,111 до 0,097 призводить до інтенсифікації теплообміну на 23% для труб з $Z = 1$ і (15...23) % для труб $Z = 4$ в залежності від режиму течії. При цьому максимальний рівень інтенсифікації теплообміну відбувається при низьких числах Рейнольдса. З першого погляду, дані висновки суперечать, виявленим раніше, загальним тенденціям впливу відносної висоти h/d на теплообмінні процеси, що були отримані при $t/h = \text{const}$. В зв'язку з обережними можливостями варіювання геометрії гвинтоподібних труб аналіз впливу відносної висоти виступу h/d виконано при $t = \text{const}$.

Аналізуючи вплив кількості заходів гвинтових виступів Z на інтенсивність теплообміну отримано, що при збільшенні Z від 1 до 4 в залежності від режиму течії відбувається інтенсифікація теплообміну. Так для гвинтоподібних труб з: $t/h = 2,25$ та $h/d = 0,111$ вона складала від 13,5% до 14,7%, $t/h = 1,8$ та $h/d = 0,139$ – від 12,3% до 13,1%, $t/h = 2$ та $h/d = 0,111$ – від 4,1% до 5,4%, $t/h = 2,28$ та $h/d = 0,097$ – від 3,5% до 4,5%. При цьому максимальний рівень інтенсифікації теплообміну відбувається при низьких числах Рейнольдса для всіх досліджених труб крім гвинтоподібних труб з $t/h = 2,25$ та $h/d = 0,111$.

Водночас з цим, при аналізі даних для труб з $h/d = 0,111$, випливає, що при збільшенні параметру t/h від 2 до 2,25 відбувається більш суттєва інтенсифікація теплообміну при зміні Z від 1 до 4.

Такий приріст інтенсивності теплообміну при збільшенні кількості заходів гвинтового виступу відбувається внаслідок збільшення тангенціальної складової швидкості основного потоку (рис. 2.32).

На рис. 2.33 відображений характер зміни інтенсивності теплообміну в залежності від Z при $Re = 2 \cdot 10^4$.

Для узагальнення отриманих даних з теплообміну було проведено кореляції між значеннями показника степеня m і коефіцієнта C_q (2.30) та параметрами, що явно впливають на процеси теплообміну t/h , Z і параметрів, що не явно впливають на процеси теплообміну всередині гвинтоподібної труби

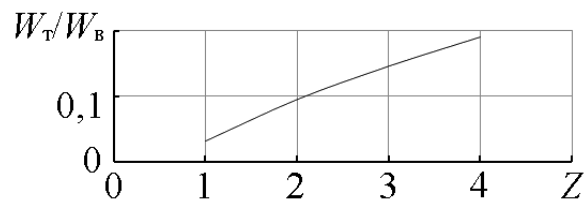
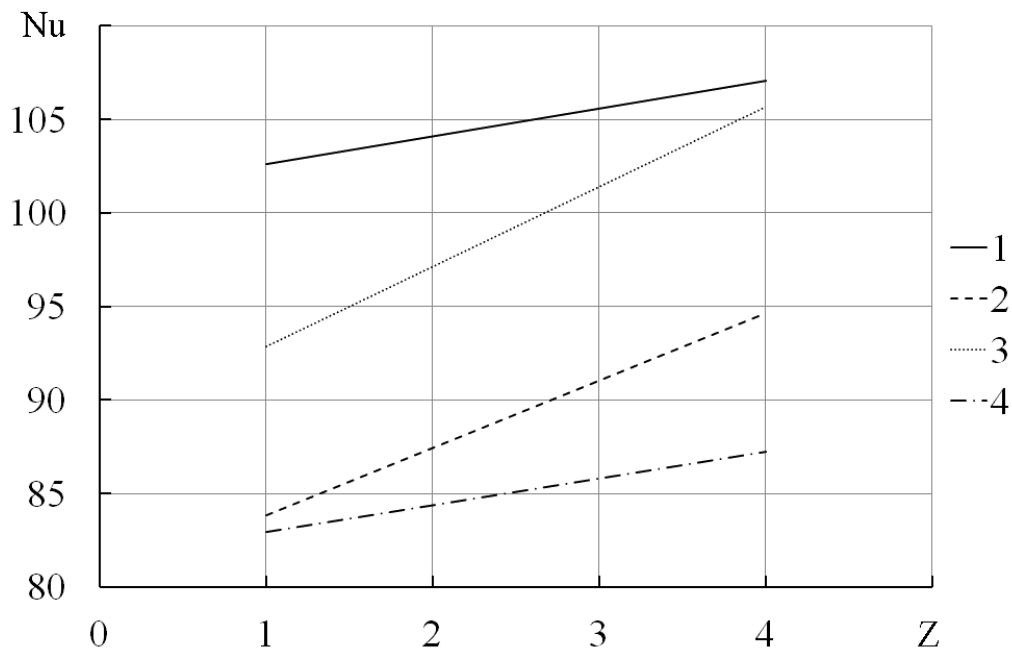


Рисунок 2.32 – Залежність відносної тангенціальної швидкості потоку від Z :

W_T – тангенціальна складова швидкості потоку; W_B – складова швидкості потоку направлена вздовж вісі труби



1 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2,28$, $h/d = 0,097$; 2 – гвинтоподібна труба з $t/h = 1,8$, $h/d = 0,139$; 3 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2,25$, $h/d = 0,111$; 4 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2$, $h/d = 0,111$

Рисунок 2.33 – Вплив кількості заходів гвинтової канавки Z в трубі на теплообмін при $Re = 2 \cdot 10^4$

h/d , $(1 - 2 \cdot h/d) \cdot (t/h)$, γ та ін. Виявлено, що на показник степені m в залежності типу (2.30) впливає параметр t/h , на коефіцієнт C_q в (2.30) – параметр t/h та γ .

Параметр γ (табл. 2.5) розраховується за формулою

$$\gamma = (1 - 2 \cdot h / d) \cdot \varphi, \quad (2.31)$$

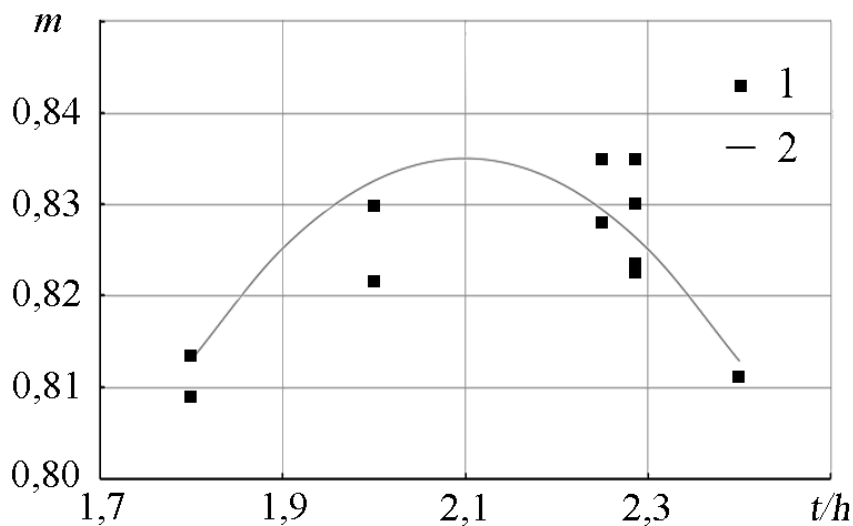
де φ – як було зазначено в попередніх розділах, це кут нахилу гвинтової канавки до вісі труби, який розраховується за (1.2).

Враховуючи вище зазначене можна записати наступне

$$m = f(t/h), \quad (2.32)$$

$$C_q = f_1(t/h) \cdot f_2(\gamma). \quad (2.33)$$

При математичній обробці експериментальних жданих була виявлена закономірність зміни показника степені m в залежності типу (2.30) від параметру t/h , що представлена на рис. 2.34.



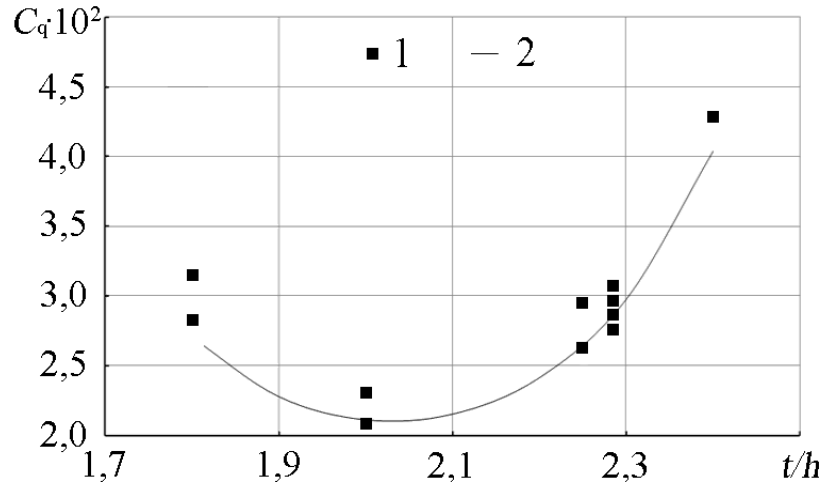
1 – дослідні дані, 2 – узагальнююча залежність (2.34)

Рисунок 2.34 – Залежність m від параметру t/h при $Re = 2 \cdot 10^4$

Отримана залежність описується рівнянням

$$m = 0,835 \cdot \exp\left[-0,3 \cdot (t/h - 2,1)^2\right]. \quad (2.34)$$

В результаті математичної обробки зміни значень коефіцієнта C_q в залежності типу (2.30) отримана закономірність його зміни від параметру t/h , що представлена на рис. 2.35.



1 – дослідні дані, 2 – узагальнююча залежність (2.35)

Рисунок 2.35 – Залежність C_q від параметру t/h при $Re = 2 \cdot 10^4$

Отримана залежність описується рівнянням

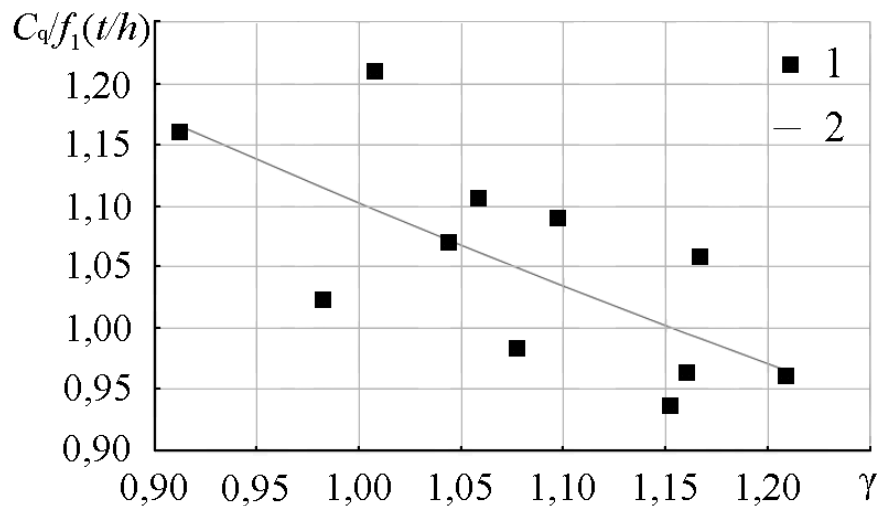
$$f_1(t/h) = 0,021 \cdot \exp\left[4,78 \cdot (t/h - 2,03)^2\right]. \quad (2.35)$$

На рисунку 2.36 показано вплив параметру γ на комплекс $C_q/f_1(t/h)$ при $Re = 2 \cdot 10^4$. На основі аналізу, якого, отримали узагальнюючу формулу для розрахунку $f_2(\gamma)$

$$f_2(\gamma) = 2,08 \cdot \exp(-0,635 \cdot \gamma). \quad (2.36)$$

З урахуванням (2.35) та (2.36) залежність (2.33) для розрахунку значень коефіцієнту C_q приймає вигляд

$$C_q = 0,044 \cdot \exp\left[4,78 \cdot (t/h - 2,03)^2 - 0,635 \cdot \gamma\right]. \quad (2.37)$$



1 – дослідні дані, 2 – узагальнююча залежність (2.36)

Рисунок 2.36 – Залежність $C_q/f_3(t/h)$ від параметру γ при $Re = 2 \cdot 10^4$

Оцінка точності залежності типу (2.30), з урахуванням (2.34), (2.37), подана на рис. 2.37 та здійснювалась шляхом зіставлення дослідних значень чисел Нуссельта Nu_d з розрахунковими Nu_p для всіх досліджених гвинтоподібних труб в діапазоні чисел Рейнольдса $Re = (11 \dots 65) \cdot 10^3$ за залежністю

$$\Delta Nu = \frac{Nu_d - Nu_p}{Nu_p} \cdot 100\% \quad (2.38)$$

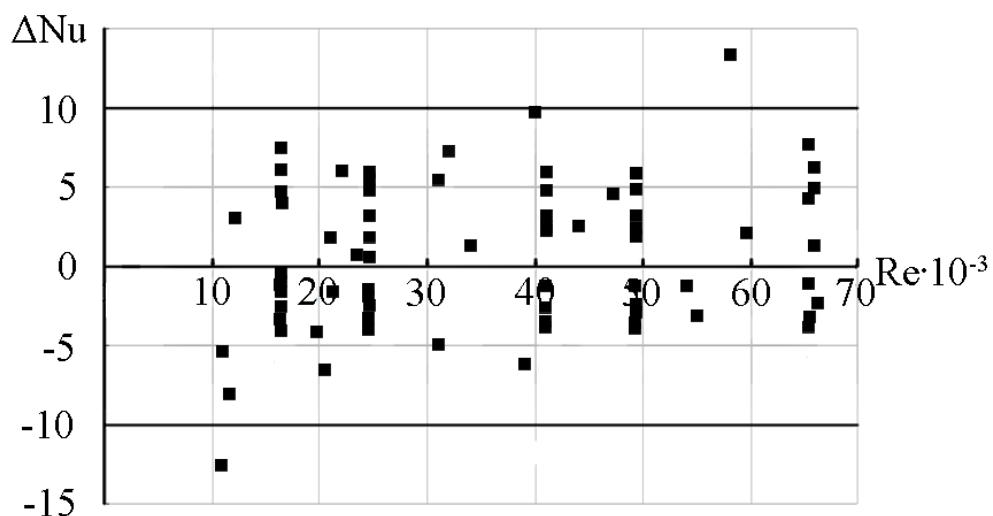


Рисунок 2.37 – Відхилення розрахункових значень чисел Нуссельта Nu_p від дослідних Nu_d

Неточність розрахунку інтенсивності середньоповерхневого конвективного теплообміну всередині гвинтоподібних труб по узагальнюючому рівнянню (2.30) з урахуванням (2.34) та (2.37) не перевищує $\pm 10\%$.

Таким чином, для розрахунку середньоповерхневого теплообміну при вимушеній течії повітря всередині гвинтоподібних труб в області значень чисел Рейнольдса $Re = (11 \dots 65) \cdot 10^3$ і зазначених інтервалах геометричних характеристик гвинтоподібних труб пропонуються узагальнюючі залежності (2.30), (2.34), (2.37). Для розширення області застосування запропонованих співвідношень на інші види газових теплоносіїв, за рекомендаціями [116], необхідно ввести у формулу (2.30) число Прандтля в степені 0,4 після чого вона прийме наступний вигляд

$$Nu = C_q \cdot Re^m \cdot Pr^{0,4}. \quad (2.39)$$

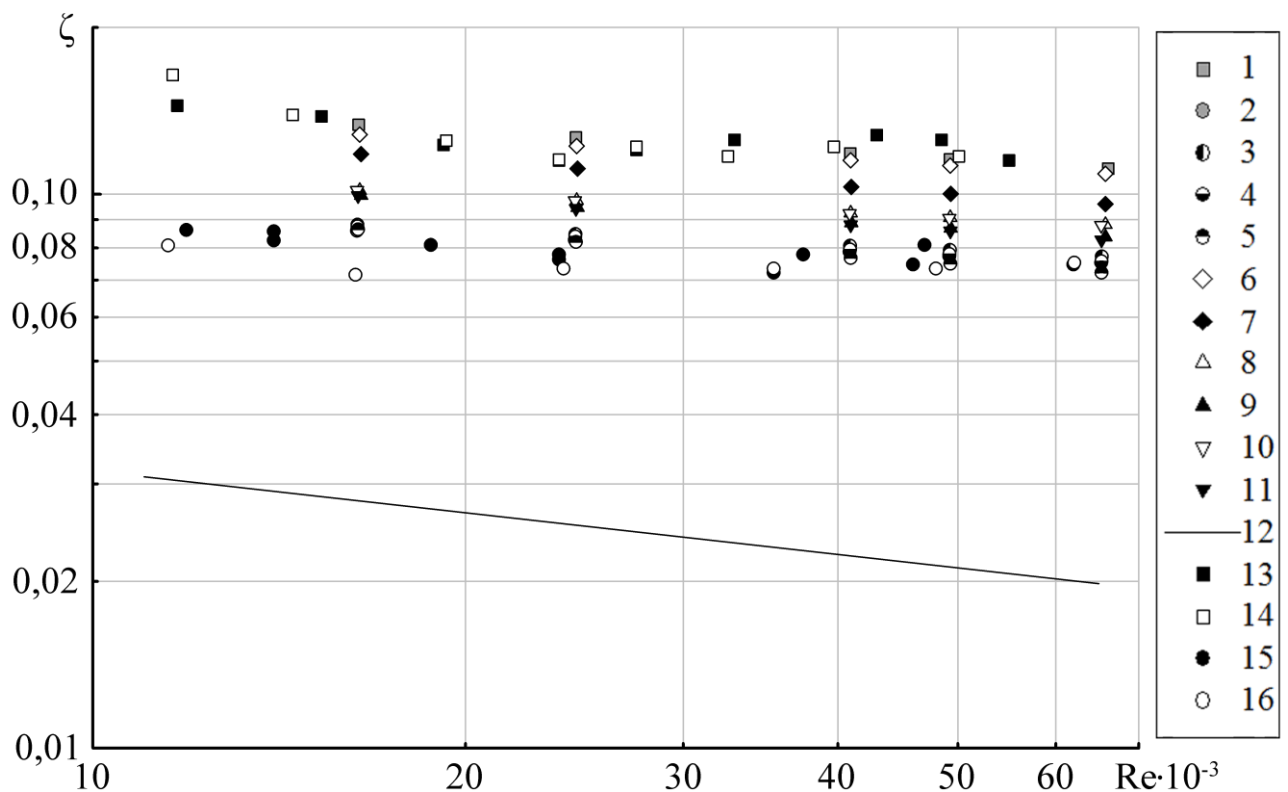
2.5.3 Аеродинамічний опір

Експериментальні дослідження аеродинамічного опору виконані в інтервалі чисел Рейнольдса $Re = (11 \dots 65) \cdot 10^3$. Результати цих досліджень подані на рис. 2.38 і свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються

$$\zeta = C_s Re^{-n}. \quad (2.40)$$

Аналогічно до методики обробки даних з теплообміну, за визначальний розмір в числі Рейнольдса приймався максимальний внутрішній діаметр труби $d = 36$ мм. В якості розрахункової прийнята швидкість всередині вихідної гладкої труби з внутрішнім діаметром $d = 36$ мм.

Геометричні параметри досліджуваних профілів гвинтоподібних труб та значення показника степеня n і коефіцієнта C_s в формулі (2.40) наведені в таблиці 2.6.



1 та 13,14 – гвинтоподібна труба №1 відповідно дані чисельного та експериментальних досліджень $l = 320$ мм, 640 мм;

2 та 15,16 – гвинтоподібна труба №2 відповідно дані чисельного та експериментальних досліджень $l = 320$ мм, 640 мм;

3, 4, 5 – гвинтоподібна труба №3, №4, №5 відповідно; 6,7 – гвинтоподібна труба №6, №7 відповідно; 8,9 – гвинтоподібна труба №8, №9 відповідно;

10,11 – гвинтоподібна труба №10, №11 відповідно; 12 – гладка труба [92]

Рисунок 2.38 – Залежність коефіцієнту опору ζ від чисел Рейнольдса степеневою залежністю виду

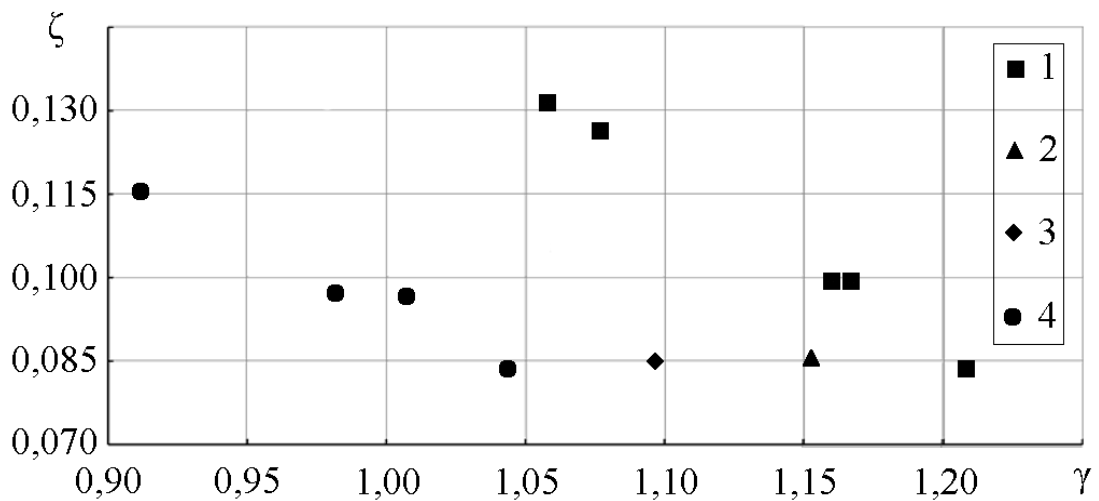
Аналіз отриманих результатів показав, що коефіцієнт опору ζ для гвинтоподібних труб в 3...5,6 разів вище ніж для гладкої труби. При цьому максимальні його значення досягаються при $Re = 6,5 \cdot 10^4$ для гвинтоподібних труб, що мали найбільшу відносну висоту виступів серед досліджених $h/d = 0,139$ та $Z = 1$.

Таблиця 2.6 – Дослідні значення величин n , C_s в формулі (2.40)

Номер труби	t мм	h мм	h/d	t/h	γ	Z	ψ	n	C_s
1	12	5	0,139	2,40	1,058	1	1,16	0,131	0,476
2	8	3	0,097	2,28	1,208	1	1,24	0,096	0,218
3	8	3	0,097	2,28	1,152	2	1,24	0,095	0,221
4	8	3	0,097	2,28	1,097	3	1,24	0,105	0,242
5	8	3	0,097	2,28	1,043	4	1,24	0,130	0,305
6	9	5	0,139	1,8	1,077	1	1,38	0,117	0,399
7	9	5	0,139	1,8	0,912	4	1,38	0,150	0,507
8	9	4	0,111	2,25	1,159	1	1,24	0,102	0,273
9	9	4	0,111	2,25	0,982	4	1,24	0,125	0,333
10	8	4	0,111	2	1,167	1	1,33	0,105	0,281
11	8	4	0,111	2	1,007	4	1,33	0,133	0,361

При порівнянні результатів дослідження з аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб встановлено, що серед виявлених факторів, які впливали на теплообмінні процеси (t/h , γ , Z), найбільш істотно на коефіцієнт аеродинамічного опору ζ впливає параметр γ (рис. 2.39). Для гвинтоподібних труб з 1 заходом гвинтового виступу при його збільшенні від 1,05 до 1,21 відбувається зниження аеродинамічного опору на (32...36) % в залежності від режиму течії. Для труб з 4 заходами гвинтового виступу при збільшенні параметру γ від 0,91 до 1,04 – на (25...27) % в залежності від режиму течії. При цьому максимальний рівень зниження аеродинамічного опору відбувається при низьких числах Рейнольдса. З рисунку 2.39 випливає, що збільшення кількості заходів гвинтового виступу Z призводить до зниження впливу параметру γ на коефіцієнт аеродинамічного опору ζ .

Аналізуючи вплив відносної висоти виступу h/d , який входить в параметр γ , на коефіцієнт опору ζ було отримано, що для труб з: $t = 9$ мм та $Z = 1$ і $Z = 4$



1,2,3,4 – гвинтоподібна труба з 1,2,3,4 заходами гвинтового виступу,
відповідно

Рисунок 2.39 – Вплив параметра γ на коефіцієнт опору ζ всередині
гвинтоподібних труб при $Re = 2 \cdot 10^4$

зменшення h/d з 0,139 до 0,111 призводить до зменшення втрат на прокачування теплоносія від 19% до 21% і від 13% до 16% відповідно, $t = 8$ мм та $Z = 1$ і $Z = 4$ – від 14% до 15% і від 12,7% до 13%.

Зіставлення отриманих результатів з аеродинамічного опору ζ для гвинтоподібних труб з $h/d = 0,139$ та $Z = 1$ показало вплив параметру t/h . При його зменшенні з 2,4 до 1,8 відбувається зниження коефіцієнту аеродинамічного опору ζ на (2...4) % в залежності від режиму течії. Для гвинтоподібних труб з $h/d = 0,111$ та $Z = 1$ і $Z = 4$ зменшення параметру t/h від 2,25 до 2 не призводить до зниження аеродинамічного опору. На рисунку 2.40 відображений характер зміни коефіцієнту аеродинамічного опору ζ в залежності від параметру t/h при $Re = 2 \cdot 10^4$.

При аналізі впливу Z на коефіцієнт аеродинамічного опору ζ отримано, що при збільшенні Z від 1 до 4 в залежності від режиму течії для гвинтоподібної труби з: $t/h = 1,8$ та $h/d = 0,139$ спостерігається зниження втрат на прокачування теплоносія від 7,5% до 12%, $t/h = 2,25$ та $h/d = 0,111$ – від 2% до 5%, $t/h = 2$ та $h/d = 0,111$ – від 2% до 6%. Максимальний рівень зниження аеродинамічного опору при розгляданні впливу Z відбувається при високих числах Рейнольдса.

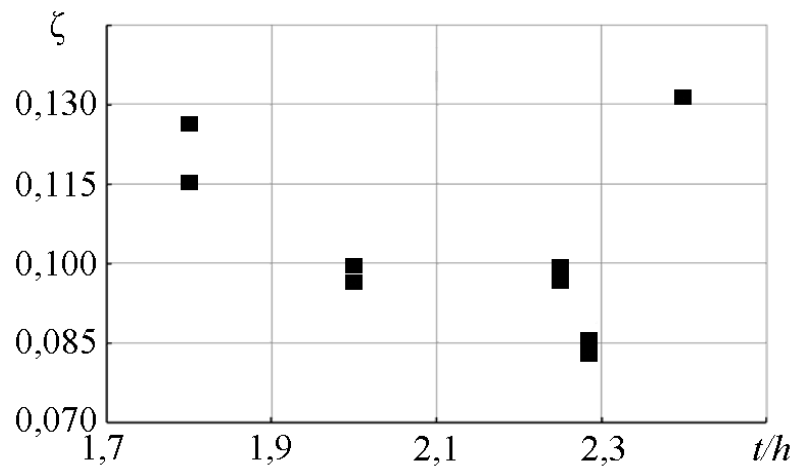
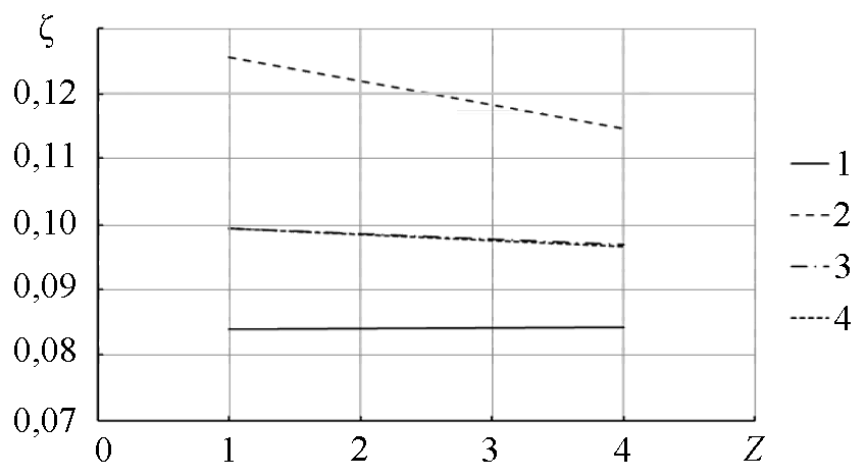


Рисунок 2.40 – Вплив параметру t/h на аеродинамічний опір
та $Re = 2 \cdot 10^4$

Однак для гвинтоподібної труби з $t/h = 2,28$ та $h/d = 0,097$ отримано, що при збільшенні Z від 1 до 4 коефіцієнт аеродинамічного опору носить неоднозначний характер. При $Re = 1,5 \cdot 10^4$ коефіцієнт опору труб з $Z = 4$ та труб з $Z = 1$ майже не змінний. При $Re = 6,5 \cdot 10^4$ коефіцієнт опору таких труб з $Z = 4$ на 4% нижче ніж для труби з $Z = 1$. На рисунку 2.41 відображений характер зміни коефіцієнту аеродинамічного опору в залежності від Z при $Re = 2 \cdot 10^4$.



- 1 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2,28$, $h/d = 0,097$; 2 – гвинтоподібна труба з $t/h = 1,8$, $h/d = 0,139$; 3 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2,25$, $h/d = 0,111$;
4 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2$, $h/d = 0,111$

Рисунок 2.41 – Вплив Z на коефіцієнт аеродинамічного опору всередині
гвинтоподібних труб при $Re = 2 \cdot 10^4$

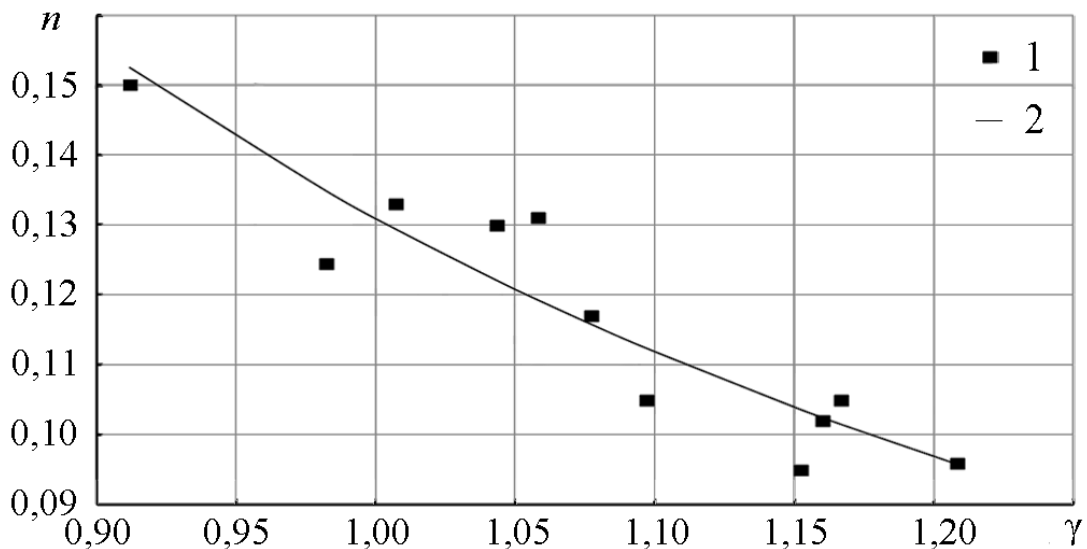
Для узагальнення отриманих даних з аеродинамічного опору спочатку були проаналізовані кореляції між значеннями показника степеня n та параметрами t/h , γ , h/d , Z , $(1 - 2 \cdot h/d) \cdot (t/h)$, та ін. Виявлено, що на показник степені n в залежності типу (2.40) істотно впливає параметр γ та кількість заходів гвинтового виступу Z .

Враховуючи вищезазначене можна записати наступне

$$n = f_1(\gamma) \cdot f_2(Z) . \quad (2.41)$$

На рисунку 2.42 показано вплив параметру γ на показник степені n (2.40) при $Re = 2 \cdot 10^4$. В результаті було отримано закономірність $f_1(\gamma)$ зміни показника степені n від параметру γ

$$f_1(\gamma) = 0,131 \cdot \gamma^{-1,65} . \quad (2.42)$$

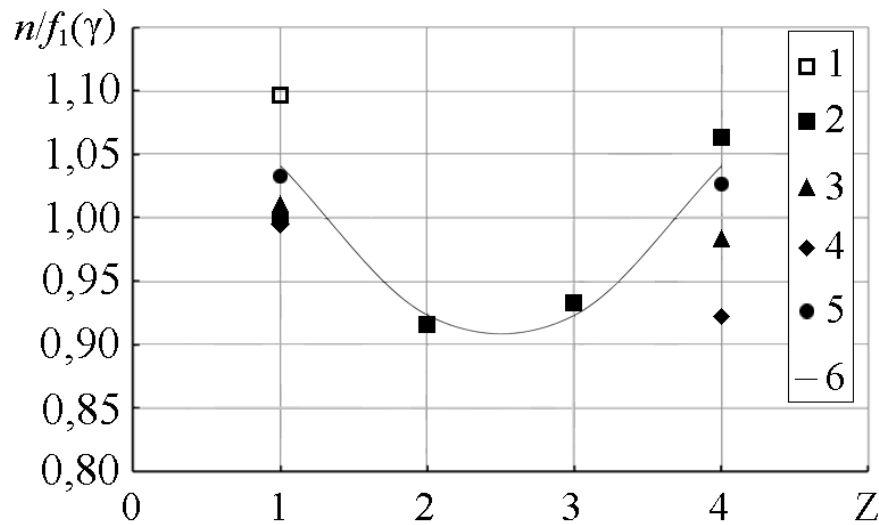


1 – дослідні дані, 2 – узагальнююча залежність (2.42)

Рисунок 2.42 – Залежність n від параметру γ всередині гвинтоподібних труб при $Re = 2 \cdot 10^4$

На рисунку 2.43 показано вплив кількості заходів гвинтового виступу Z на комплекс $n/f_1(\gamma)$. Формула для $f_2(Z)$ має вигляд:

$$f_2(Z) = 0,91 \cdot \exp\left[0,06 \cdot (Z - 2,5)^2\right]. \quad (2.43)$$



1 – гвинтоподібні труби з $t/h = 2,4$, $h/d = 0,139$; 2 – гвинтоподібні труби з $t/h = 2,28$, $h/d = 0,097$; 3 – гвинтоподібна труба з $t/h = 1,8$, $h/d = 0,139$; 4 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2,25$, $h/d = 0,111$; 5 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2$, $h/d = 0,111$; 6 – узагальнююча залежність (2.43)

Рисунок 2.43 – Залежність комплексу $n/f_1(\gamma)$ від Z при $Re = 2 \cdot 10^4$

Тоді з урахуванням (2.42) та (2.43) формула (2.41) приймає вигляд

$$n = 0,12 \cdot \gamma^{-1,65} \cdot \exp\left[0,06 \cdot (Z - 2,5)^2\right]. \quad (2.44)$$

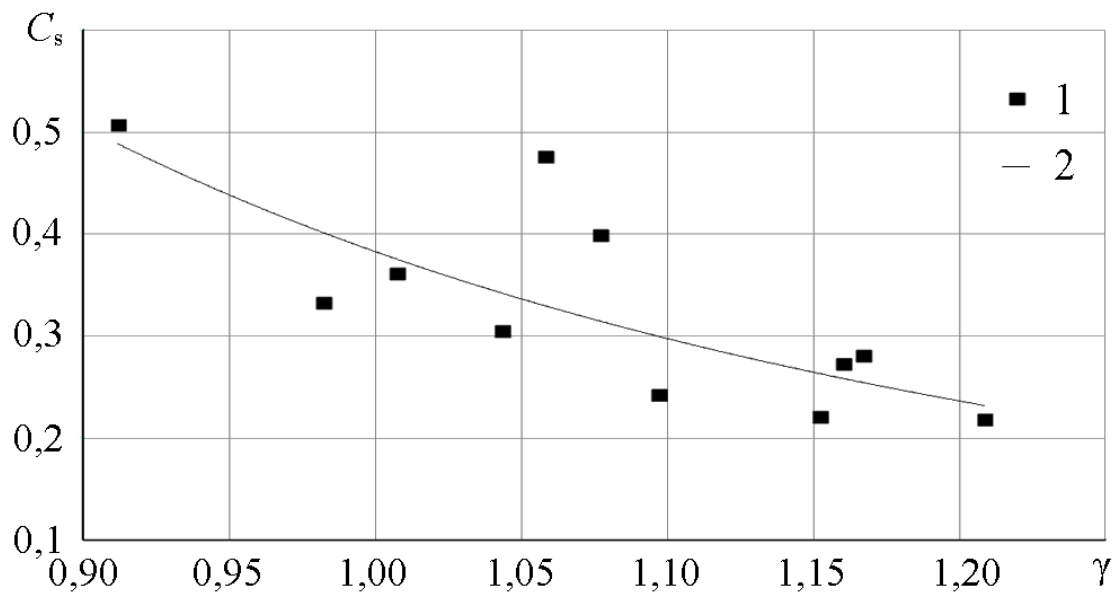
Наступним етапом для узагальнення отриманих даних з аеродинамічного опору було проведено кореляції між значеннями коефіцієнта C_s (2.40) та вище розглянутими параметрами. Виявлено, зміна коефіцієнту C_s (2.40) найкраще корелюється зі зміною параметру γ . Тому можна записати, що

$$C_s = f_3(\gamma) \cdot f(X), \quad (2.45)$$

де $f(X)$ – функція впливу інших параметрів на коефіцієнта C_s (2.40).

В результаті математичної обробки значень коефіцієнта C_s в формулі (2.40) була отримана закономірність його зміни від параметру γ при $Re = 2 \cdot 10^4$, що представлена на рис. 2.44. Отримана залежність має степеневий характер і з точністю $R^2 = 0,6004$ описується рівнянням

$$f_3(\gamma) = 0,37 \cdot \gamma^{-2,64}. \quad (2.46)$$



1 – дослідні дані, 2 – узагальнююча залежність (2.46)

Рисунок 2.44 – Залежність C_s від параметру γ при $Re = 2 \cdot 10^4$

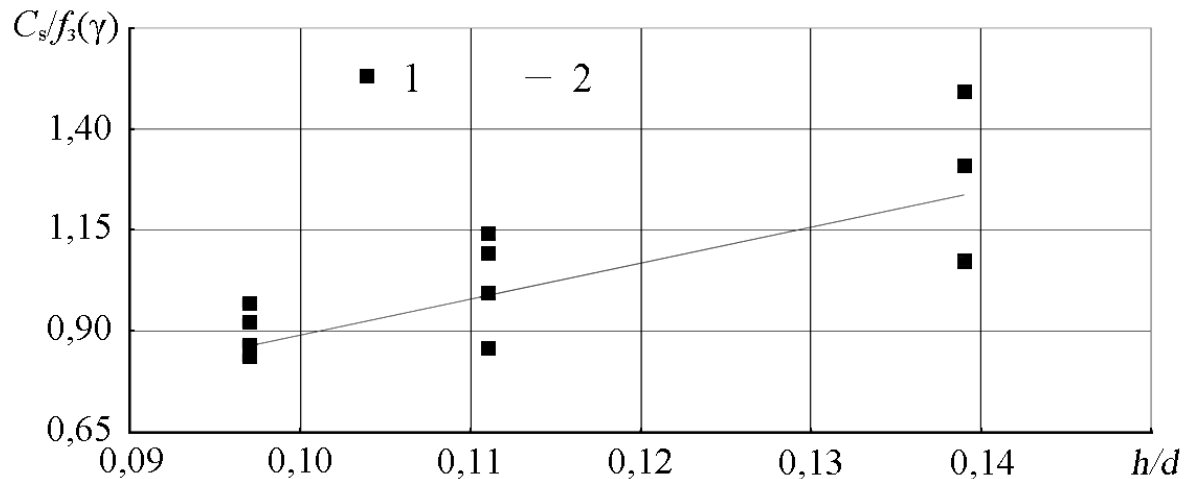
Для подальшого уточнення узагальнюючої залежності (2.45) коефіцієнт C_s (2.40) табл. 2.6 розділено на $f_3(\gamma)$. Проведено кореляцію між комплексом $C_s / f_3(\gamma)$ та ймовірними параметрами впливу. Виявлено, що його зміна найкраще корелюється зі зміною відносної висоти гвинтового виступу h/d . Тому вираз (2.45) можна замінити наступним

$$C_s = f_3(\gamma) \cdot f_4(h/d) \cdot f_2(X). \quad (2.47)$$

В результаті математичної обробки зміни значень комплексом $C_s / f_3(\gamma)$ отримана закономірність його зміни від параметру h/d при $Re = 2 \cdot 10^4$, що

представлена на рис. 2.45. Отримана залежність має лінійний характер і з точністю $R^2 = 0,6483$ описується рівнянням

$$f_4(h/d) = 8,9 \cdot h/d \quad (2.48)$$



1 – дослідні дані, 2 – узагальнююча залежність (2.48)

Рисунок 2.45 – Залежність комплексу $C_s/f_3(\gamma)$ при

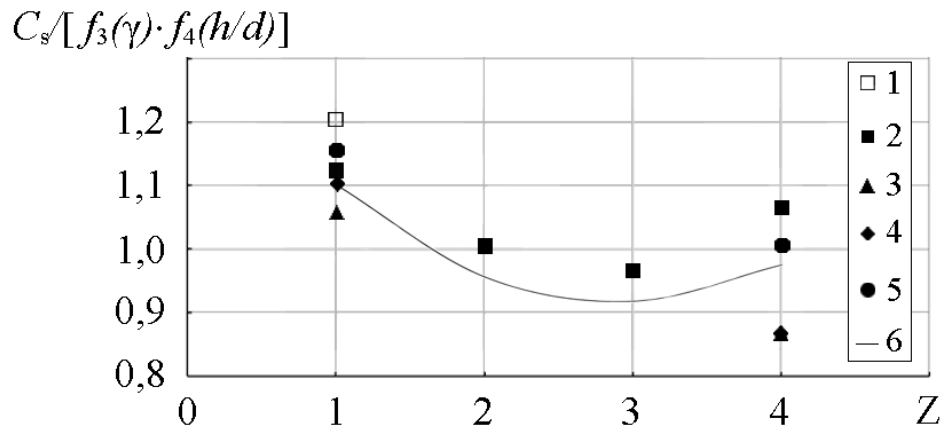
$Re = 2 \cdot 10^4$ від параметру h/d

Для визначення $f_2(X)$ комплекс $C_s/f_3(\gamma)$ було розділено на $f_4(h/d)$. Проведено кореляцію між комплексом $C_s/[f_3(\gamma) \cdot f_4(h/d)]$ та ймовірними параметрами впливу. Виявлено, що його зміна корелюється зі зміною кількості заходів гвинтового виступу Z . Тому вираз (2.47) можна замінити наступним

$$C_s = f_3(\gamma) \cdot f_4(h/d) \cdot f_5(Z) \quad (2.49)$$

На рисунку 2.46 показано вплив кількості заходів гвинтового виступу Z на комплекс $C_s/[f_3(\gamma) \cdot f_4(h/d)]$. Формула для розрахунку $f_5(Z)$ має вигляд

$$f_5(Z) = 0,92 \cdot \exp\left[0,05 \cdot (Z - 2,9)^2\right]. \quad (2.50)$$



1 - гвинтоподібні труби з $t/h = 2,4$, $h/d = 0,139$; 2 – гвинтоподібні труби з $t/h = 2,28$, $h/d = 0,097$; 3 – гвинтоподібна труба з $t/h = 1,8$, $h/d = 0,139$; 4 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2,25$, $h/d = 0,111$; 5 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2$, $h/d = 0,111$; 6 – узагальнююча залежність (2.50)

Рисунок 2.46 – Залежність комплексу $C_s/[f_3(\gamma) \cdot f_4(h/d)]$ від Z при $Re = 2 \cdot 10^4$

Тоді з урахуванням (2.46), (2.48) та (2.50) формула (2.49) приймає вигляд

$$C_s = 3,03 \cdot \gamma^{-2,64} \cdot h/d \cdot \exp[0,05 \cdot (Z - 2,9)^2]. \quad (2.51)$$

Оцінка точності залежності (2.40) проводилась шляхом співставлення дослідних значень коефіцієнту опору ζ_d з розрахунковими ζ_p для всіх досліджених рівнорозвинених поверхонь в діапазоні чисел Рейнольдса $Re = (11 \dots 65) \cdot 10^3$ за залежністю

$$\Delta\zeta = \frac{\zeta_d - \zeta_p}{\zeta_p} \cdot 100\% \quad (2.52)$$

Результати оцінювання точності розрахункової залежності (2.40) представленні на рис. 2.47

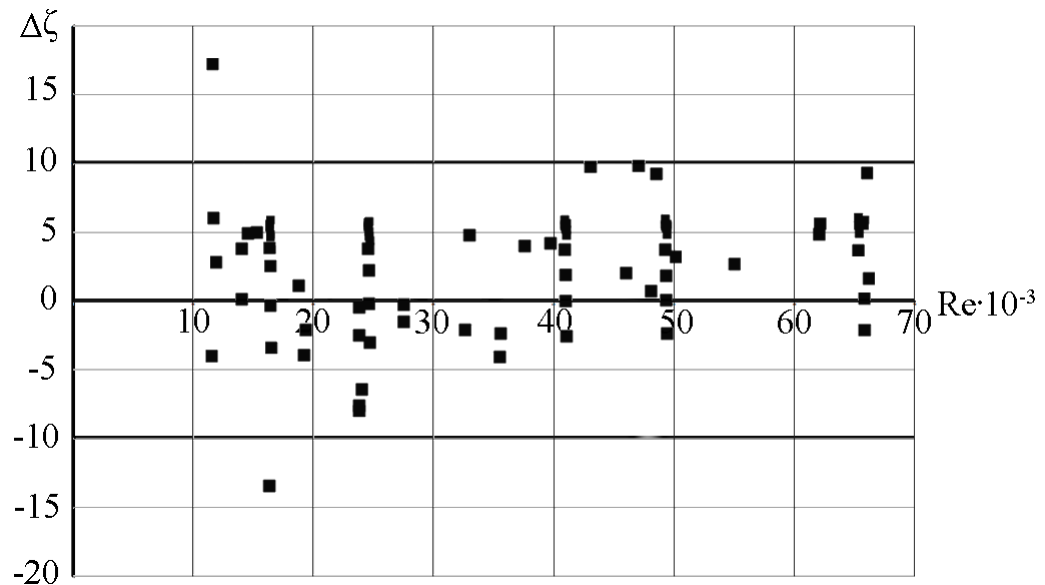


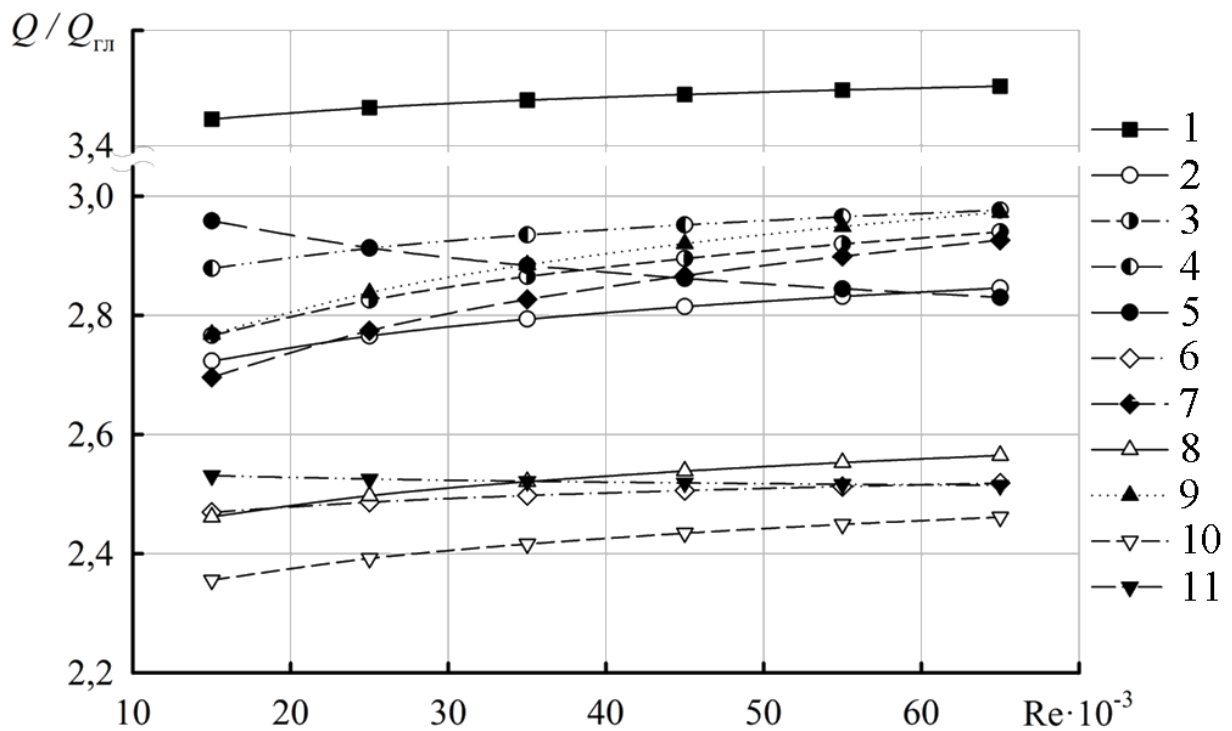
Рисунок 2.47 – Відхилення розрахункових значень коефіцієнту опору ζ_p від дослідних ζ_d

З рисунку 2.47 видно, що похибка розрахунку коефіцієнту аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб по узагальнюючому рівнянню (2.40) з урахуванням (2.44) та (2.51) не перевищує $\pm 10\%$.

2.5.4 Теплова ефективність гвинтоподібних труб

Оцінка теплової ефективності досліджених труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями при течії теплоносія всередині них проводилась на основі залежностей $Q/Q_{\text{гл}} = f(\text{Re})$ (рис. 2.48), де Q – тепловий потік, що відводиться від одного погонного метра труби при однаковому температурному напорі.

Аналіз цих залежностей (рис. 2.48) свідчить, що відведений від гвинтоподібної труби питомий тепловий потік Q в 2,35...3,5 рази більше, ніж тепловий потік, що відведений від гладкої труби в діапазоні чисел Рейнольдса $\text{Re} = (15...65) \cdot 10^3$. При цьому максимальне значення $Q/Q_{\text{гл}}$ характерно для труб з $t/h = 2,4$, $h/d = 0,139$ та $Z = 1$.



1 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2,4$, $h/d = 0,139$, $Z = 1$;

2,3,4,5 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2,28$, $h/d = 0,097$, $Z = 1,2,3,4$ відповідно;

6,7 – гвинтоподібна труба з $t/h = 1,8$, $h/d = 0,139$, $Z = 1,4$ відповідно;

8,9 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2,25$, $h/d = 0,111$, $Z = 1,4$ відповідно;

10,11 – гвинтоподібна труба з $t/h = 2$, $h/d = 0,111$, $Z = 1,4$ відповідно;

Рисунок 2.48 – Теплова ефективність гвинтоподібних труб в залежності від чисел Рейнольдса

Такий ефект – можна пояснити наступними двома чинниками.

Першим, найбільш явним чинником є фактор розвитку поверхні ψ , пропорційно якому при рівних умовах збільшується Q . Поверхня одного погонного метра досліджуваних гвинтоподібних труб від 16% до 38% більше поверхні вихідних гладких труб (табл. 2.4).

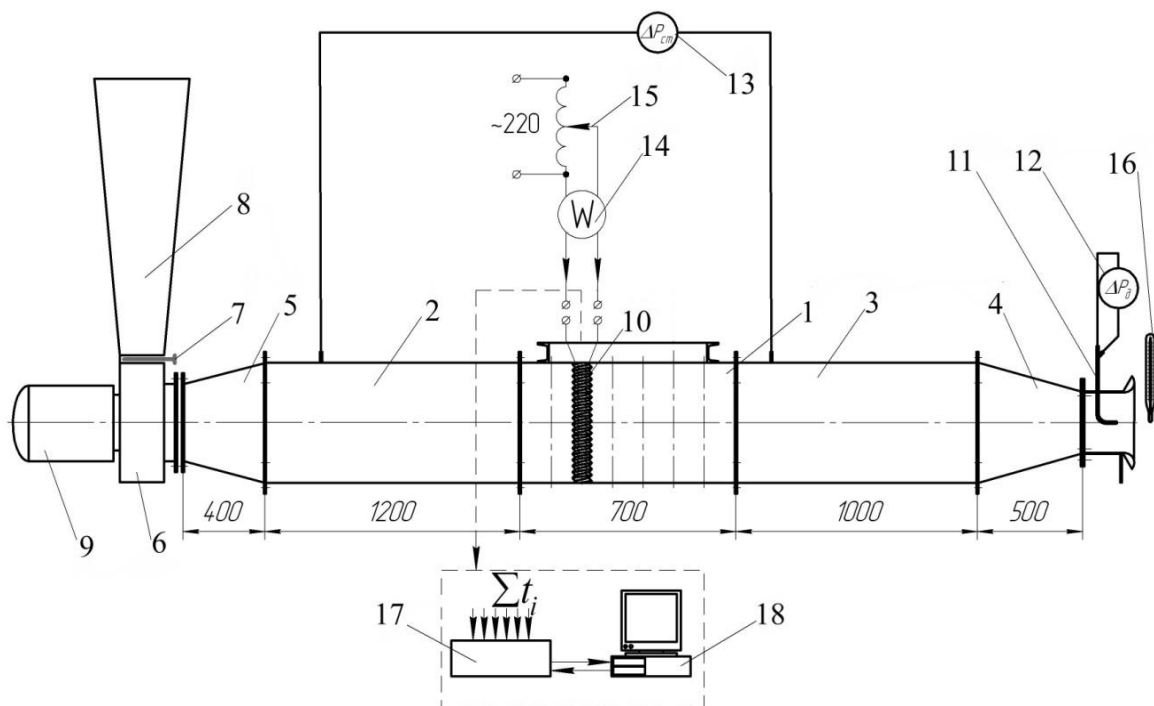
Другий чинник – більш висока, як було показано раніше, ніж при омиванні внутрішньої поверхні гладких труб, турбулізація потоку при вимушеній течії теплоносія всередині гвинтоподібних труб.

3 ТЕПЛООБМІН ТА АЕРОДИНАМІЧНИЙ ОПІР ШАХОВИХ ПАКЕТІВ ГВИНТОПОДІБНИХ ТРУБ

3.1 Експериментальна установка

3.1.1 Аеродинамічна труба

Дослідження конвективного теплообміну і аеродинамічного опору пакетів з гвинтоподібних труб при поперечному їх омиванні повітряним потоком здійснювалися на експериментальній установці, що представляє собою аеродинамічну трубу розімкненого типу прямокутного перетину (рис.3.1, 3.2), розміри якої складали: висота – 140 мм, ширина 210 мм, довжина прямого каналу – 3000 мм.



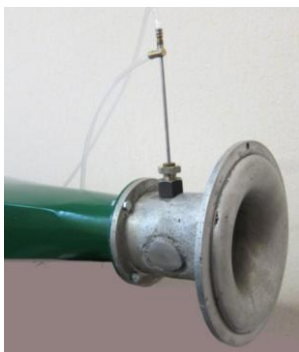
- 1 – робоча ділянка; 2,3 – заспокійлива ділянка; 4 – дифузор; 5 – конфузор;
6 – вентилятор; 7 – шибер; 8 – раструб; 9 – електродвигун; 10 – гвинтоподібна
труба; 11 – трубка Піто-Прандтля; 12, 13 – мікроманометр;
14 – ватметр; 15 – автотрансформатор; 16 – ртутний термометр;
17 – аналого-цифровий перетворювач; 18 – переносний комп'ютер

Рисунок 3.1 – Схема експериментальної установки



Рисунок 3.2 – Експериментальна установка

Проточна частина (прямий канал), що складалася з робочої і двох заспокійливих ділянок, які призначені для вирівнювання полів швидкості і статичного тиску, з'єднувалася з вхідним усмоктувальним соплом через перехідний дифузор. Експериментальна установка оснащувалася двома змінними вхідними витратомірними соплами (рис. 3.3), які спрофільовані за кривою лемніскати і мали діаметри 75 і 140 мм. В залежності від витрати повітря, що проходило через аеродинамічну трубу застосовувалося сопло з більшим або меншим діаметром.



а)



б)

а) – діаметр 75 мм; б) – діаметр 140 мм

Рисунок 3.3 – Витратомірні вхідні сопла

Іншим кінцем проточна частина через перехідний конфузور приєднувалася до всмоктувача вентилятора ВВД-5 продуктивністю $0,42 \text{ м}^3/\text{с}$ і напором до 4,0 кПа. Відцентровий вентилятор приводився в обертання асинхронним електродвигуном АОМ42-2 потужністю 5,0 кВт. Витрати повітря регулювалися шиберам із гвинтовим приводом.

Робоча ділянка мала довжину 750 мм (рис. 3.4). На установці досліджувалися пакети, що мали 6 поперечних рядів труб, в кожному з яких було від 3 до 5 трубок в залежності від поперечного кроку між трубами (табл. 3.2-3.4). Трубні дошки виготовлялися з дерев'яно-волокнистої плити товщиною 3 мм. Фіксація трубних дошок здійснювалася металевою рамою, закритою поверх кришкою з органічного скла.



Рисунок 3.4 – Робоча ділянка стенду

В стінці прямого каналу на відстані 1,0 м від заднього фланця, а перед пакетом на відстані 0,1 м від переднього фланця робочої ділянки впаяні штуцери для відбору статичного тиску діаметром 1,5 мм. У кожному перетині відбору по ширині каналу було по три штуцера, до яких через трійник під'єднувався мікроманометр.

3.1.2 Вимірювальні прилади і система електроживлення

До експериментальної установки включені такі вимірювальні прилади:

- Мікроманометр ММН – 240(5) класом точності 1,0 разом із трубкою Піто-Прандтля для визначення швидкісного напору, а також визначення перепаду статичного тиску пакету при дослідженні аеродинамічного опору;

- Для визначення тиску навколишнього середовища застосовувався барометр-анероїд типу БАММ класом точності 1,0;

- Для виміру потужності, що розсіювалася кожним поперечним рядом труб пакету, застосовувалися ватметри типу Д529 класом точності 0,5, а для визначення потужності нагрівача труби-калориметра – ватметр Д522 класом точності 1,0;

- Температура повітря на вході в аеродинамічну трубу вимірювалася ртутним термометром ціною поділки 0,1 °С;

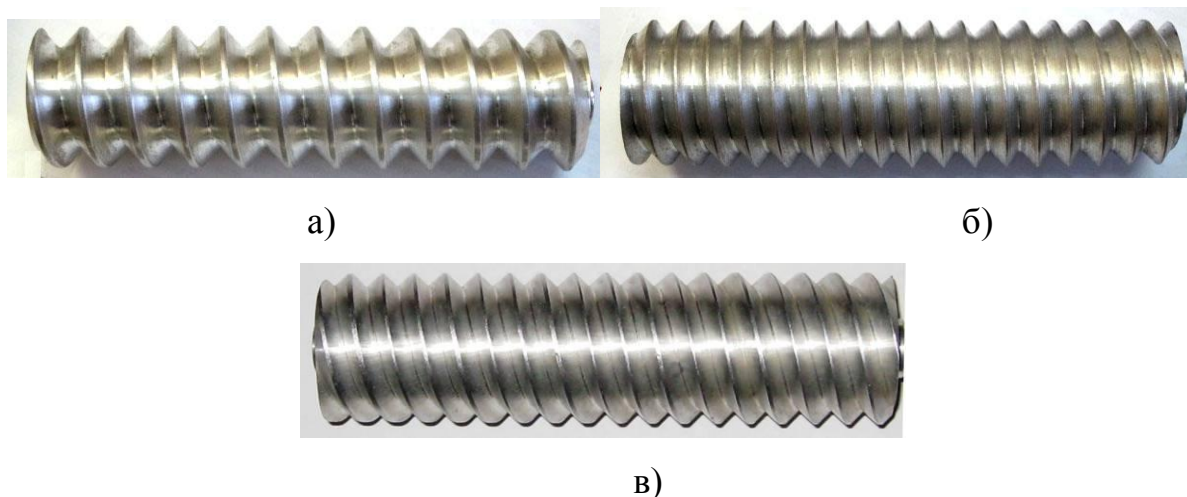
- Температурне поле ребра труби визначалось за допомогою мідь-константанових термопар (діаметр дроту 0,1 мм). Сигнали від термопар надсилались на аналогово-цифровий перетворювач ICP – DAS I – 7018, підключений до переносного комп'ютера, та автоматично записувались (рис. 3.1).

Джерелом струму нагрівача труби-калориметра служив автотрансформатор типу РНШ, під'єднаний до електричної мережі через стабілізатор С – 0,9. Нагрівач виготовлявся із ніхромового дроту, навитий на азбоцементний плоско-овальний стрижень. У зазор між стінкою труби і нагрівачем засипався порошок корунду. Кінцеві дроти нагрівача виводилися через внутрішній отвір стрижня і зовнішній бічний канал. Нагрівач труби калориметра виготовлявся з дроту діаметром 0,5 мм, опором 35 Ом. Потужність, що розсіюється трубою досягала (200...250) Вт.

Верхня частина нагрівача теплоізолювалася мінеральною ватою для зниження втрат теплоти. За попередньою оцінкою ці втрати не перевищували (1...2) % від загальної підведеної потужності.

3.1.3 Конструкція та геометричні характеристики моделей труб

Для досліджень теплоаеродинамічних характеристик при поперечному омиванні шахових пакетів з гвинтоподібних труб застосовувалися моделі труб (рис. 3.5), які виготовлені з алюмінієвого сплаву Д16-Т на високоточному токарно-гвинторізному верстаті.



а) модель труби №1; б) модель труби №2; в) модель труби №4

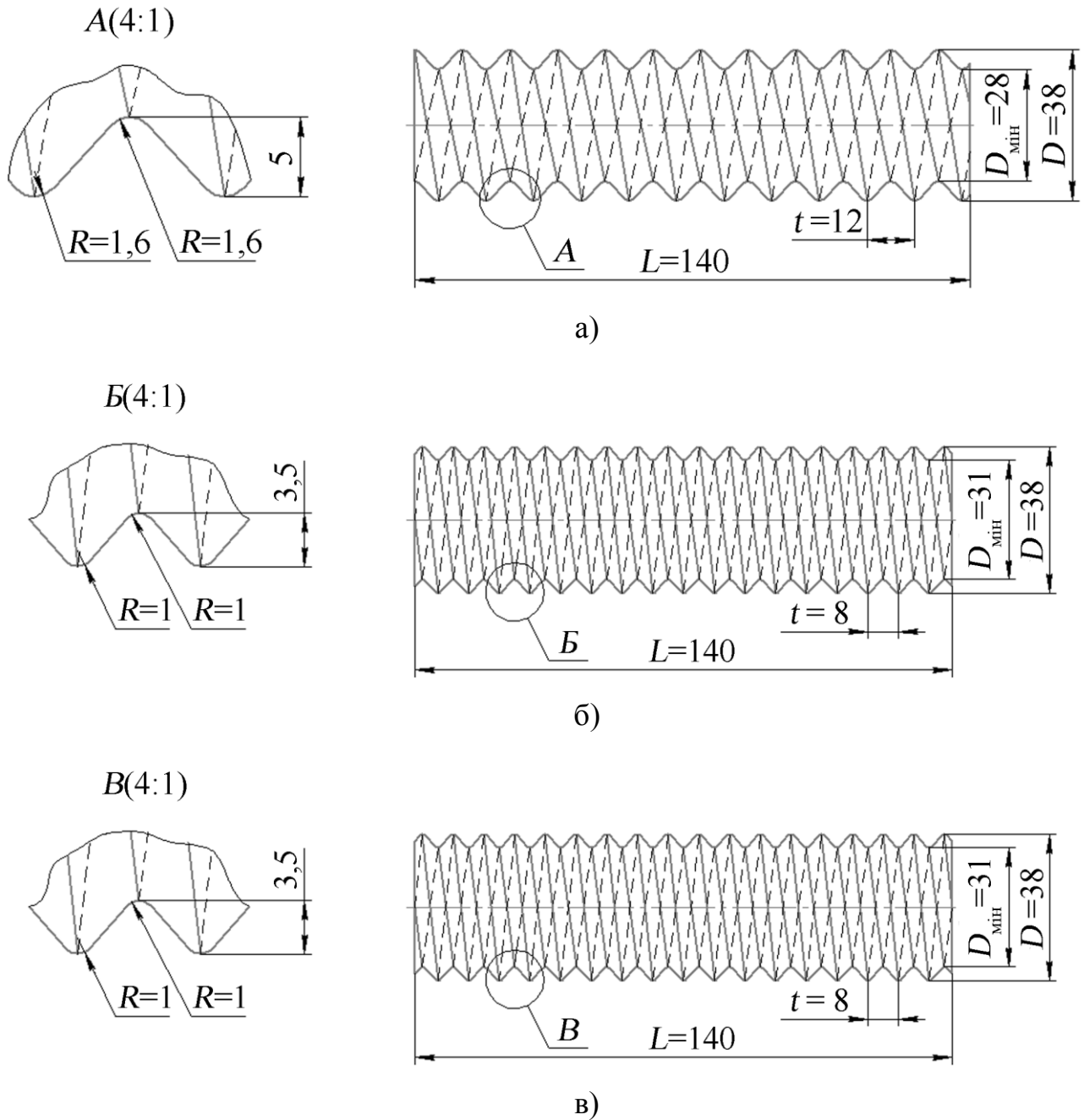
Рисунок 3.5 – Моделі гвинтоподібних труб

Основні геометричні характеристики досліджених двох типорозмірів гвинтоподібних труб наведені на рис. 3.6 і табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Геометричні характеристики моделей труб

№ труби	L мм	D мм	$D_{\text{мін}}$ мм	D_y^* мм	t мм	h мм	t/h	h/d	ψ	Z
1	140	38	28	33	12	5	2,4	0,139	1,16	1
2	140	38	31	34,5	8	3,5	2,28	0,097	1,24	1
4	140	38	31	34,5	8	3,5	2,28	0,097	1,24	3

*умовний середній діаметр труби розраховували $D_y = D - h$.



а) труба №1; б) труба №2; в) труба №4

Рисунок 3.6 – Позначення геометричних характеристик моделей труб

Гвинтоподібні труби збиралися у пакети з шаховим компонованням (рис. 3.7). Експериментальні дослідження теплообміну і аеродинамічного опору пакетів труб проведені при варіюванні як поперечного, так і поздовжнього кроків. В табл. 3.2-3.4 наведені геометричні характеристики пакетів та приведені довжини поверхонь H/F (відношення площі поверхні одного поперечного ряду труб до площі поперечного прохідного перетину пакету для

двох типів гвинтоподібних труб) [118]. Для отримання даних з впливу геометричних параметрів труб та їх пакетів на характеристики теплообміну і аеродинамічного опору експериментальні дослідження були проведені для 45 пакетів. Кожному з досліджених пакетів був присвоєний номер, що складався з номеру гвинтоподібної труби (табл. 3.1), номеру серії і номеру компоновання.

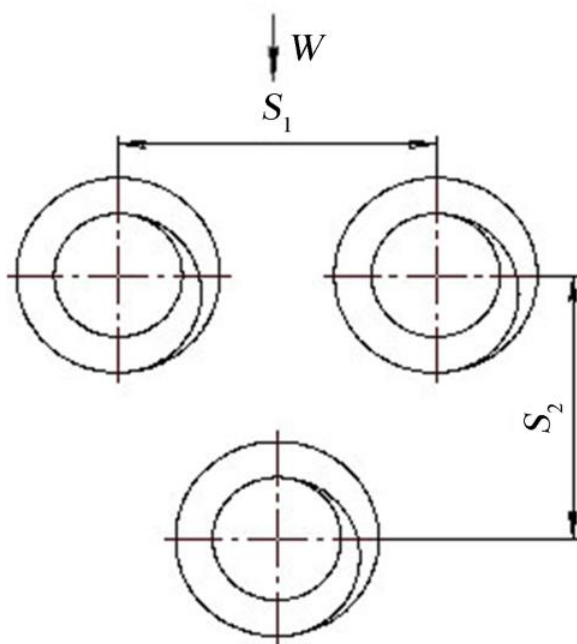


Рисунок 3.7 – Шаховий пакет з гвинтоподібних труб

Таблиця 3.2 – Геометричні характеристики пакетів труб серії 1

Номер пакету	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1/D	S_2/D	S_1/S_2	H/F
1	2	3	4	5	6	7
111	42,0	36,5	1,105	0,960	1,150	15,42
112	42,0	45,0	1,105	1,184	0,933	15,42
113	42,0	55,5	1,105	1,461	0,757	15,42
114	42,0	70,0	1,105	1,842	0,6	15,42
115	42,0	90,0	1,105	2,368	0,467	15,42
211	42,0	36,5	1,105	0,960	1,150	19,75
212	42,0	45,0	1,105	1,184	0,933	19,75

Продовження табл.3.2

1	2	3	4	5	6	7
213	42,0	55,5	1,105	1,461	0,757	19,75
214	42,0	70,0	1,105	1,852	0,600	19,75
215	42,0	90,0	1,105	2,368	0,467	19,75
411	42,0	36,5	1,105	0,960	1,150	19,75
412	42,0	45,0	1,105	1,184	0,933	19,75
413	42,0	55,5	1,105	1,461	0,757	19,75
414	42,0	70,0	1,105	1,852	0,600	19,75
415	42,0	90,0	1,105	2,368	0,467	19,75

Таблиця 3.3 – Геометричні характеристики пакетів труб серії 2

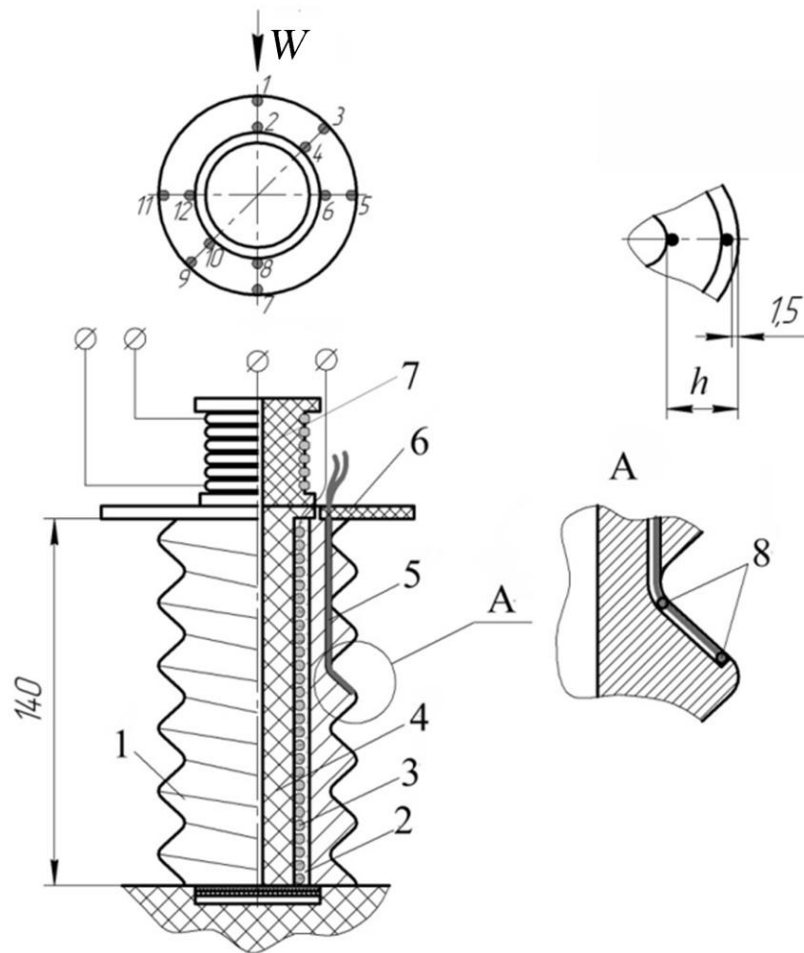
Номер пакету	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1/D	S_2/D	S_1/S_2	H/F
121	52,5	36,5	1,382	0,960	1,438	7,12
122	52,5	45,0	1,382	1,184	1,167	7,12
123	52,5	55,5	1,382	1,461	0,946	7,12
124	52,5	70,0	1,382	1,852	0,75	7,12
125	52,5	90,0	1,382	2,368	0,583	7,12
221	52,5	36,5	1,382	0,960	1,438	8,23
222	52,5	45,0	1,382	1,184	1,167	8,23
223	52,5	55,5	1,382	1,461	0,946	8,23
224	52,5	70,0	1,382	1,852	0,75	8,23
225	52,5	90,0	1,382	2,368	0,583	8,23
421	52,5	36,5	1,382	0,960	1,438	8,23
422	52,5	45,0	1,382	1,184	1,167	8,23
423	52,5	55,5	1,382	1,461	0,946	8,23
424	52,5	70,0	1,382	1,852	0,75	8,23
425	52,5	90,0	1,382	2,368	0,583	8,23

Таблиця 3.4 – Геометричні характеристики пакетів труб серії 3

Номер пакету	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1/D	S_2/D	S_1/S_2	H/F
131	70,0	36,5	1,842	0,960	1,918	3,75
132	70,0	45,0	1,842	1,184	1,556	3,75
133	70,0	55,5	1,842	1,461	1,261	3,75
134	70,0	70,0	1,842	1,842	1,0	3,75
135	70,0	90,0	1,842	2,368	0,778	3,75
231	70,0	36,5	1,842	0,960	1,918	4,17
232	70,0	45,0	1,842	1,184	1,556	4,17
233	70,0	55,5	1,842	1,461	1,261	4,17
234	70,0	70,0	1,842	1,842	1,0	4,17
235	70,0	90,0	1,842	2,368	0,778	4,17
431	70,0	36,5	1,842	0,960	1,918	4,17
432	70,0	45,0	1,842	1,184	1,556	4,17
433	70,0	55,5	1,842	1,461	1,261	4,17
434	70,0	70,0	1,842	1,842	1,0	4,17
435	70,0	90,0	1,842	2,368	0,778	4,17

Для вимірювання температурного поля в вершині та основі гвинтової канавки виготовлено трубу-калориметр (рис. 3.8).

У заздалегідь вифрезеровані до середини довжини труби шість пазів закладені 12 мідь-константанових термопар (по дві у кожен паз) з товщиною дроту 0,08 мм. Пази з термопарами зачеканювалися високотеплопровідним пластичним металом на рівень з поверхнею труби. Дроти термопар виводилися до торців труби і під'єднувалися до штекерного роз'єму.



- 1 – труба; 2 – корунд; 3 – ніхромовий дріт; 4 – стержень нагрівача;
 5 - канавка для термопар; 6 – кришка; 7 – охоронний нагрівач;
 8 – термопари

Рисунок 3.8 – Труба – калориметр

3.2 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних

3.2.1 Конвективний теплообмін

Дослідження конвективного теплообміну проводились широко відомим методом повного теплового моделювання при стаціонарних режимах [119-123]. Досліди виконувались тільки при нагріванні потоку, тому що в реалізованих режимних умовах величина коефіцієнту тепловіддачі практично не залежить від напрямку теплового потоку [120,122].

У процесі проведення експериментів визначався конвективний коефіцієнт тепловіддачі α безпосередньо за результатами виміру температурного поля стінки труби (рис. 3.8) у відповідності з формулами

$$\alpha = \frac{Q}{H_k (\bar{t}_{cp} - \bar{t}_n)}, \quad (3.1)$$

де $\bar{t}_{cp}$ – середньо-поверхнева температура стінки труби, визначалась за формулою

$$\bar{t}_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i H_i}{\sum_{i=1}^n H_i}, \quad (3.2)$$

де t_i – температура поверхні на ділянці встановлення i -ої термопари, H_i – площа ділянки поверхні, яка прилягає до i -ої термопари;

$\bar{t}_n$ – середня температура потоку повітря в досліджуваному ряді, яка визначалась балансовим методом із виразу:

$$\bar{t}_n = t_{bx} + \frac{\sum Q + 0,5 Q_i}{2G \cdot c_p}, \quad (3.3)$$

де t_{bx} – температура повітря на вході в аеродинамічну трубу; $\sum Q$ – сумарне тепловиділення поперечних рядів, що розташовані вище за течією від i -го ряду, де встановлювалася труба-калориметр; Q_i – тепловиділення ряду, в якому проводилось вимірювання; G – витрата повітря; c_p – питома теплоємність повітря [91].

Швидкість повітря в перетині вхідного сопла, де розташовувалася трубка Піто-Прандтля, визначалась за формулою:

$$W_c = \zeta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_d}{\rho}}, \quad (3.4)$$

ΔP_d – вимірюваний мікроманометром динамічний напір;

ρ – густина повітря при температурі на вході в аеродинамічну трубу [91];

ζ – поправочний коефіцієнт пневмометричної трубки $\zeta = 1$.

За вхідними параметрами ρ , W і площею поперечного перетину сопла F_c визначалася витрата повітря через трубу:

$$G = \rho \cdot W_c \cdot F_c. \quad (3.5)$$

За характерну швидкість приймалася швидкість у вузькому перетині пакету:

$$W = W_c \cdot k_u \cdot \left(\frac{\bar{t}_n + 273}{\bar{t}_{вх} + 273} \right), \quad (3.6)$$

де k_u – коефіцієнт, що представляє собою відношення площі поперечного перетину вхідного сопла до площі поперечного живого перетину пакету:

$$k_u = \frac{F_c}{F}, \quad (3.7)$$

де F – площа поперечного живого перетину пакету:

$$F = AB_p - z_1 F_{mid}, \quad (3.8)$$

де A – висота поперечного перетину каналу;

B_p – ширина поперечного перетину робочого каналу;

z_1 – кількість труб у поперечному ряді;

F_{mid} – площа поперечного перетину гвинтоподібної труби була розрахована за допомогою спрощених математичних формул [89]:

$$F_{\text{mid}} = d \cdot A + 2 \cdot z_p \cdot \frac{t \cdot h}{2} \quad (3.9)$$

За розрахованим α визначається безрозмірний критерій Нуссельта,

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot D_y}{\lambda}. \quad (3.10)$$

Число Рейнольдса визначається за формулою

$$\text{Re} = \frac{W \cdot D_y}{\nu} \quad (3.11)$$

За визначальний розмір в числах Нуссельта і Рейнольдса приймався умовний діаметр труби D_y . Фізичні константи повітря λ , ν , що входять у вирази для чисел Nu і Re , відносилися до середньо-балансової температури повітря $\bar{t}_n$ у ряді, де розміщався калориметр та визначались згідно до [91].

3.2.2 Аеродинамічний опір

Аеродинамічний опір досліджених пакетів гвинтоподібних труб вивчався в умовах ізотермічної течії при температурі повітря $t_{\text{вх}} = (15 \dots 20)^\circ\text{C}$. Втрати тиску визначалися за різницею статичних тисків до і після пакету з урахуванням втрат на тертя у проточній частині стенда:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{ст}} - \left(\frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot L_p}{d_e} \right) \cdot \frac{\rho \cdot W_k^2}{2}, \quad (3.12)$$

де $\Delta P_{\text{ст}}$ – вимірюваний за допомогою мікроманометра перепад тисків;
 L_p – довжина ділянки між точками виміру тиску без врахування довжини пакету;
 d_e – еквівалентний гідравлічний діаметр прямого каналу проточної частини труби;
 W_k – швидкість повітря в незахарашеному трубами каналі;
 $\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт опору тертя:

$$\text{при } Re_e = \frac{W_k \cdot d_e}{\nu} < 3 \cdot 10^3 \quad \lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{Re_e} \quad (3.13)$$

$$\text{при } Re_e \geq 3 \cdot 10^3 \quad \lambda_{\text{тр}} = \frac{0,316}{Re_e^{0,25}} \quad (3.14)$$

За значеннями ΔP визначалися числа Ейлера для всього пакету в цілому:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W^2} \quad (3.15)$$

і числа Ейлера, віднесені до одного поперечного ряду:

$$Eu_0 = \frac{Eu}{z_2} \quad (3.16)$$

Результати експериментів описувалися залежностями вигляду $\lg(Eu_0) = f(\lg(Re))$, де числа Рейнольдса розраховувалися за діаметром D_y . Значення розрахункової швидкості потоку, що входять до виразу Eu_0 і Re визначалися в поперечному прохідному перетині пакету труб.

3.2.3 Оцінка похибок вимірювань

У даному пункті роботи виконана оцінка похибок прямих і непрямих вимірів при експериментальному дослідженні середньоповерхневого теплообміну й аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб при поперечному омиванні повітряним потоком. Оцінка виконувалась за методикою приведеною в п. 2.2.3 для шахового пакету з гвинтоподібною трубою №1, що мав такі геометричні характеристики $S_1 = 42$ мм та $S_2 = 36,5$ мм для двох рівнів режимів з мінімальним (режим 1) і максимальним (режим 2) числами Рейнольдса.

Результати оцінки похибок прямих вимірювань для експериментів з дослідження середньоповерхневого теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб наведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Похибки прямих вимірювань

Режим	k^*	Межа вимірювання	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1	2	3	4	5	6
Температура 1-ї термопары t_1 , К					
$Re \approx 13560$	—	—	78,43+273,15	$\pm 0,105$	—
$Re \approx 72400$	—	—	58,69+273,15	$\pm 0,123$	—
Температура 2-ї термопары t_2 , К					
$Re \approx 13560$	—	—	79,71+273,15	$\pm 0,105$	—
$Re \approx 72400$	—	—	60,15+273,15	$\pm 0,130$	—
Температура 3-ї термопары t_3 , К					
$Re \approx 13560$	—	—	80,07	$\pm 0,106$	—
$Re \approx 72400$	—	—	60,76	$\pm 0,127$	—
Температура 4-ї термопары t_4 , К					
$Re \approx 13560$	—	—	80,24	$\pm 0,106$	—
$Re \approx 72400$	—	—	61,17	$\pm 0,127$	—

Продовження табл. 3.5

1	2	3	4	5	6
Температура 5-ї термопары t_5 , К					
$Re \approx 13560$	—	—	80,80	$\pm 0,106$	—
$Re \approx 72400$	—	—	61,60	$\pm 0,127$	—
Температура 6-ї термопары t_6 , К					
$Re \approx 13560$	—	—	80,95	$\pm 0,106$	—
$Re \approx 72400$	—	—	61,69	$\pm 0,127$	—
Температура 7-ї термопары t_7 , К					
$Re \approx 13560$	—	—	80,98	$\pm 0,106$	—
$Re \approx 72400$	—	—	61,84	$\pm 0,128$	—
Температура 8-ї термопары t_8 , К					
$Re \approx 13560$	—	—	81,69	$\pm 0,106$	—
$Re \approx 72400$	—	—	62,68	$\pm 0,128$	—
Температура 9-ї термопары t_9 , К					
$Re \approx 13560$	—	—	81,48	$\pm 0,106$	—
$Re \approx 72400$	—	—	62,31	$\pm 0,127$	—
Температура 10-ї термопары t_{10} , К					
$Re \approx 13560$	—	—	81,53	$\pm 0,106$	—
$Re \approx 72400$	—	—	62,36	$\pm 0,128$	—
Температура 11-ї термопары t_{11} , К					
$Re \approx 13560$	—	—	80,27	$\pm 0,106$	—
$Re \approx 72400$	—	—	60,99	$\pm 0,127$	—
Температура 12-ї термопары t_{12} , К					
$Re \approx 13560$	—	—	80,86	$\pm 0,106$	—
$Re \approx 72400$	—	—	61,66	$\pm 0,128$	—
Динамічний напір у вихідному перетині сопла ΔP_d , Па					
$Re \approx 13560$	0,02	250	3,8	$\pm 0,5$	13,1 %
$Re \approx 72400$	0,02	250	109	$\pm 0,5$	0,46 %
$Re \approx 12800$	0,02	250	4	$\pm 0,5$	12,5 %
$Re \approx 67400$	0,02	250	110	$\pm 0,5$	0,45 %

Продовження табл. 3.5

1	2	3	4	5	6
Перепад статичних тисків $\Delta P_{ст}$, Па					
$Re \approx 12800$	0,02	250	5	± 0.5	10 %
$Re \approx 67400$	0,02	250	104,4	$\pm 0,5$	0,5 %
Потужність, що розсіювалася нагрівачем труби-калориметра Q , Вт					
$Re \approx 13560$	0,5	150	96	$\pm 0,75$	0,8 %
$Re \approx 72400$	0,5	300	199	$\pm 1,5$	0,7 %

* k – клас точності приладу.

Результати розрахунку похибок непрямих вимірювань для експериментів з дослідження середньоповерхневого теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб наведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Похибки непрямих вимірювань

Формула або режим	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1	2	3	4
Температура стінки труби калориметра $\bar{t}_{cp}$, К (3.2)			
$Re \approx 13500$	80,54+273,15	$\pm 0,25$	0,31 %
$Re \approx 72400$	61,27+273,15	$\pm 0,19$	0,31 %
Розрахункова швидкість у вихідному перетині сопла W_c , м/с (3.4)			
$Re \approx 13500$	7,85	$\pm 0,52$	6,6 %
$Re \approx 72400$	42,11	$\pm 0,11$	0,3 %
$Re \approx 12800$	8,04	$\pm 0,50$	6,3 %
$Re \approx 67400$	42,25	$\pm 0,11$	0,3 %
Середня температура потоку повітря $\bar{t}_n$, К (3.3)			
$Re \approx 13500$	14,64+273,15	$\pm 0,19$	1,29 %
$Re \approx 72400$	14,54+273,15	$\pm 0,15$	1,03 %

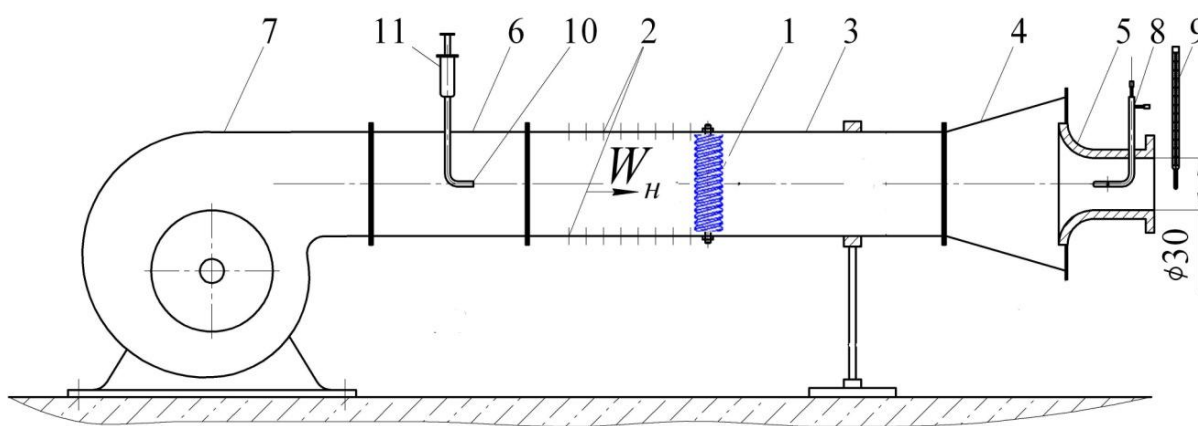
Продовження табл. 3.6

1	2	3	4
Розрахункова швидкість в пакеті W , м/с (3.6)			
$Re \approx 13500$	5,51	$\pm 0,38$	6,9 %
$Re \approx 72400$	29,53	$\pm 0,69$	2,4 %
$Re \approx 12800$	5,64	$\pm 0,37$	6,6 %
$Re \approx 67400$	29,56	$\pm 0,63$	2,1 %
Коефіцієнт тепловіддачі α , Вт/м ² ·К (3.1)			
$Re \approx 13500$	74,97	$\pm 0,87$	1,17 %
$Re \approx 72400$	219,2	$\pm 2,64$	1,17 %
Число Нуссельта Nu (3.10)			
$Re \approx 13500$	111,97	$\pm 1,33$	1,18 %
$Re \approx 72400$	327,39	$\pm 3,87$	1,18 %
Число Рейнольдса Re (3.11)			
$Re \approx 13500$	13560	$\pm 948,55$	6,9 %
$Re \approx 72400$	72406	$\pm 1780,02$	2,4 %
$Re \approx 12800$	12830	847,75	6,6 %
$Re \approx 67400$	67389	1452,25	2,2 %
Перепад статичних тисків на шаховому пакеті ΔP , Па (3.12)			
$Re \approx 12800$	48,75	$\pm 4,91$	10,0 %
$Re \approx 67400$	1018,82	$\pm 4,91$	0,5 %
Число Ейлера Eu_0 (3.16)			
$Re \approx 12800$	0,21	$\pm 0,035$	16,6 %
$Re \approx 67400$	0,16	$\pm 0,007$	4,3 %

3.3 Візуалізація течії на поверхні гвинтоподібної труби при омиванні поперечним потоком

3.3.1 Експериментальна установка і методика проведення візуалізації

Візуалізація течії здійснювалась методом поверхневої індикації потоку за допомогою саже-газової суспензії [124-127] в аеродинамічній трубі розімкненого типу (рис. 3.9).



- 1 – досліджувана модель; 2 – отвори; 3 – робоча ділянка; 4 - дифузор;
 5 – сопло; 6 – ділянка впорскування; 7 – вентилятор;
 8 – трубка Піто-Прандтля; 9 – термометр; 10 – насадок;
 11 – дозуючий пристрій.

Рисунок 3.9 – Схема експериментальної установки

З лабораторного приміщення за допомогою відцентрового вентилятора 7 максимальною продуктивністю $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ подавалось повітря в аеродинамічну трубу. Це дозволяло отримати в «живому» перетині робочої ділянки швидкість потоку до 18 м/с . Витрата повітря через аеродинамічну трубу регулювалась за рахунок зміни числа обертів двигуна.

До вихідного патрубку вентилятора приєднувалась ділянка впорскування саже-газової суспензії 6. Внесення, розпилення, в повітряний потік саже-газової суспензії відбувалось за допомогою насадки 10, що гумовим шлангом з'єднувалась з дозуючим пристроєм 11.

Далі по ходу повітря за ділянкою впорскування приєднувалась робоча ділянка 3, що мала прямокутний поперечний перетин $axb = 0,06 \times 0,07 \text{ м}^2$ та довжину $l = 0,25 \text{ м}$. Модель гвинтоподібної труби 1 встановлювалась в робочу ділянку та фіксувалась в діаметрально розташованих отворах. При цьому, для визначення оптимальної відстані між об'єктом дослідження та місцем впорскування при різних швидкостях потоку в верхній та нижній стінці робочої ділянки був просвердлений ряд таких отворів 2. В процесі проведення налагоджувальних дослідів було виявлено, що для отримання якісної і чіткої картини течії при швидкості набігаючого потоку $W_n = 5 \text{ м/с}$, ця відстань складала $(0,05 \dots 0,055) \text{ м}$, а при швидкості $W_n (10 \dots 15) \text{ м/с}$ – $(0,1 \dots 0,11) \text{ м}$.

Для забезпечення, при проведенні дослідів, вільного переміщення частинок сажі по поверхні тіла вздовж ліній течії всі моделі гвинтоподібних труб були відшліфовані, покриті білою емаллю та потім відполіровані.

До вихідного перетину робочої ділянки приєднувався витратомірний блок, що складався з дифузору 4 та вимірювального сопла 5, яке спрофільоване за кривою лемніскати, з діаметром $d_c = 0,03 \text{ м}$. У вихідному перетині сопла встановлювалась трубка Піто-Прандтля 8, яка зі застосуванням мікроманометру ММН – 240(5) дозволяла нам вимірювати динамічний напір. Температура повітря на виході з сопла вимірювалась лабораторним ртутним термометром 9.

Після збірки всіх елементів аеродинамічної труби та встановлення в робочій ділянці досліджуваного зразка вмикався вентилятор. При досягненні заданої швидкості потоку відбувалось короткочасне впорскування в потік саже-гасової суспензії. Такий спосіб введення забарвлюючої речовини (суспензії) дозволяв забезпечити її перенесення та осадження на поверхні моделі відповідно до закономірностей поперечного омивання потоком досліджуваної поверхні. В залежності від швидкості потоку, після впорскування, модель гвинтоподібної труби продовжувала обдуватися повітрям до практично повного випаровування гасу з її поверхні. Після зупинення вентилятора досліджувану модель виймали з робочої ділянки та фотографували отриману картину омивання у вигляді зафіксованої на поверхні саже-гасової суспензії.

3.3.2 Методика CFD – моделювання

Розробка CFD – моделі включала в себе процес комп'ютерної інтерпретації таких умов однозначності, як геометричні, граничні умови та фізичні властивості об'єкта, що досліджується. Процедура моделювання передбачала дискретизацію геометричної моделі за допомогою розрахункових сіток, що дозволило представити фізико-математичний опис течії при омиванні поперечним потоком гвинтоподібної труби, який базується на чисельному вирішенні осереднених за Рейнольдсом рівнянь руху та енергії, замкнених за допомогою додаткових диференціальних рівнянь та емпіричних співвідношень [115].

Розробка розрахункової моделі течії базувалась на побудові тривимірної геометричної моделі розрахункової області рис. 3.10, що обмежена вхідним та вихідним перерізом, непроникними стінками прямокутного каналу з розмірами $0,07 \times 0,14 \times 1,2 \text{ м}^3$ та поверхні гвинтоподібної труби.

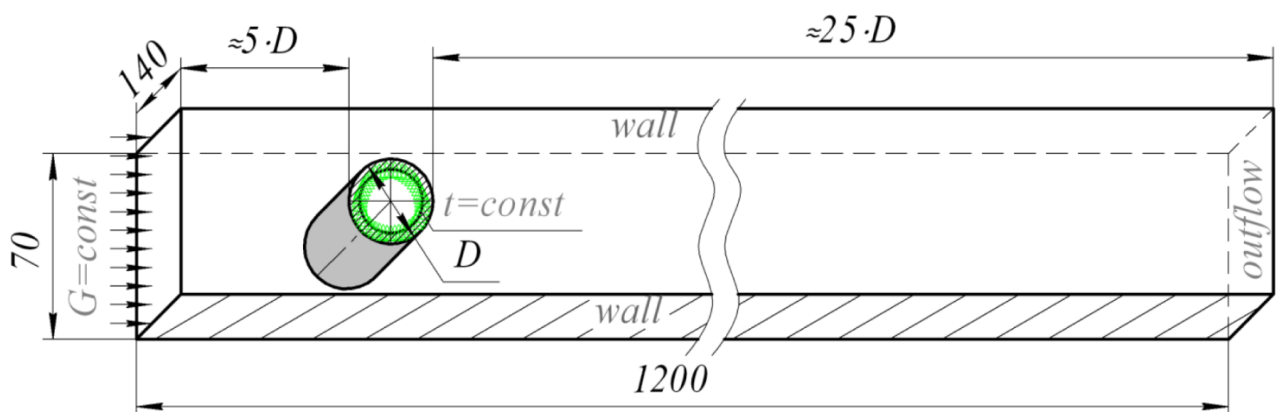


Рисунок 3.10 – Розрахункова область для проведення візуалізації течії на поверхні гвинтоподібної труби за допомогою CFD – моделювання

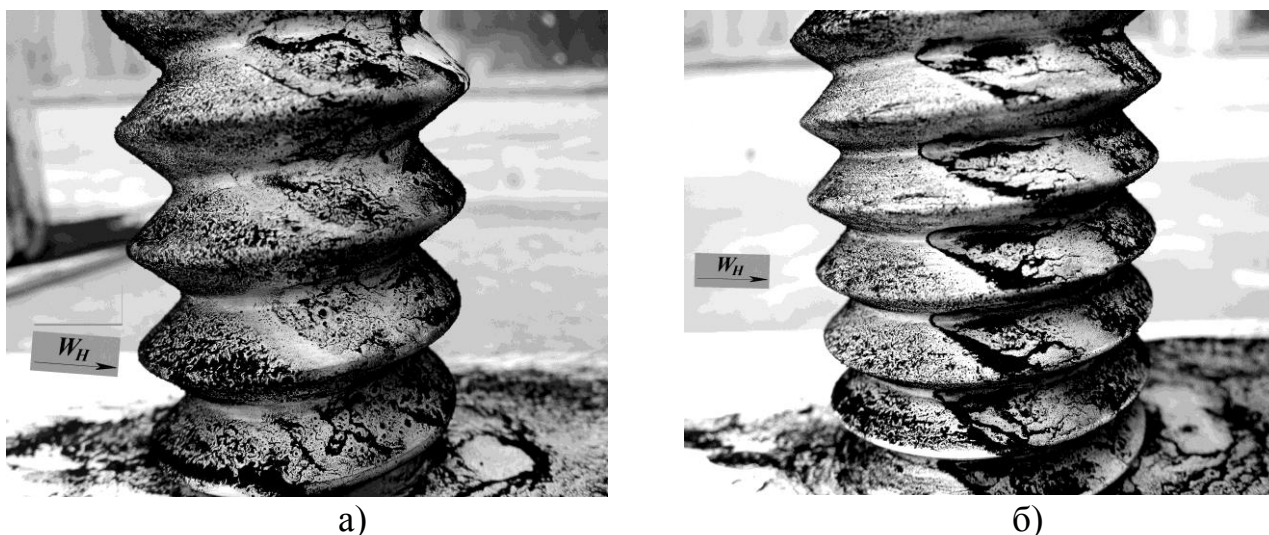
Дослідна труба розташовувалась в каналі таким чином, щоб відстань від входу в канал до лобової точки труби не перевищувала $5 \cdot D$. Довжина області від кормової точки гвинтоподібної труби до вихідного перерізу каналу складала $10 \cdot D$.

Для дискретизації моделі в просторі, вся розрахункова область розбивалась на нерівномірну, зі згущенням до стінок труби, розрахункову сітку. Даний метод дозволяв прогнозувати наявність гідродинамічних ефектів, які виникають при омиванні поверхонь гвинтоподібних труб. Мінімальний крок сітки вибирався згідно [114].

3.3.3 Картина течії при омиванні потоком одиночних гвинтоподібних труб

Результати досліджень представлені у вигляді фотографій (рис. 3.11, 3.14). Швидкість набігання W_H повітряного потоку у всіх дослідях складала 15 м/с. За такої швидкості на поверхнях, що досліджувалися утворювалися чіткі та контрастні картини течії.

На рис. 3.11 показані результати омивання повітряним потоком гвинтоподібних труб №1 та №2 (табл. 3.1), які відрізняються геометричними характеристиками.



а) $t/h = 2,4$ $h/d = 0,139$ $Z = 1$; б) $t/h = 2,28$ $h/d = 0,097$ $Z = 1$

Рисунок 3.11 – Результати візуалізації на зовнішній поверхні гвинтоподібної труби (вид збоку)

Отримані картини течії практично не відрізняються між собою: на обох фотографіях можна чітко розрізнити систему світло та темно забарвлених

областей, розташованих на поверхні труби. Початок областей з темним фоном спрямованих під деяким кутом до потоку, що набігає, можна трактувати як лінії складного тривимірного відриву потоку від поверхонь виступів (впадин) труби. Праворуч (нижче за потоком) від ліній відриву розміщені області скупчення саже-газової суспензії, що і є наслідком існуючої зворотної течії за кормовою областю труби.

За допомогою CFD – моделювання було виявлено утворення підково-подібного вихору в лобовій частині гвинтової впадини (Рис. 3.12).

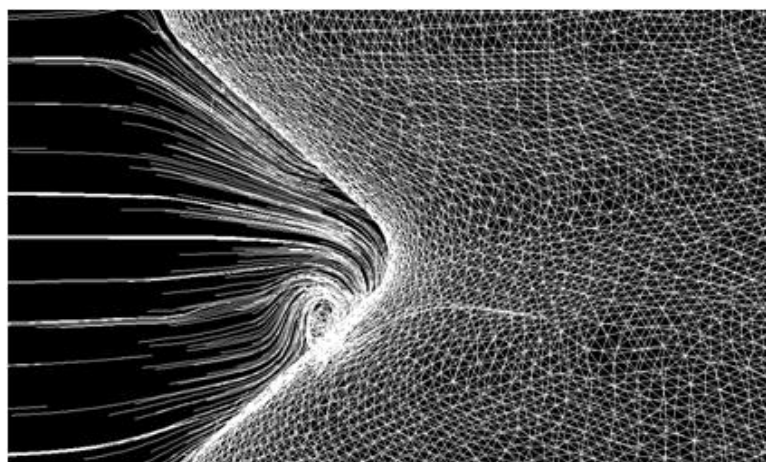


Рисунок 3.12 – Утворення тривимірного вихору в впадині лобової області

Дана вихрова структура була відмічена при дослідженні течії на поверхні ребер при омиванні поперечно-ореблених труб [124]. В подальшому утворені вихори зриваються з гвинтової поверхні під кутом до напрямку потоку. Внаслідок цього збільшується ступінь турбулентності нижче за течією (рис. 3.13).

Подібна картина течії спостерігається при омиванні поперечно-оребреної труби [29], де у міжреберному зазорі виникають тривимірні інтенсивні вихори, які підвищують зовнішню тепловіддачу.

Течії у ближньому сліді гвинтоподібних труб проілюстровані на рис. 3.14. саже-газова суміш розподілена на поверхні трубної дошки і характеризує основні риси циркуляційно-зворотної течії подібної омиванню круглого циліндру або труби [124]. Відмінність картин течії між гвинтоподібними

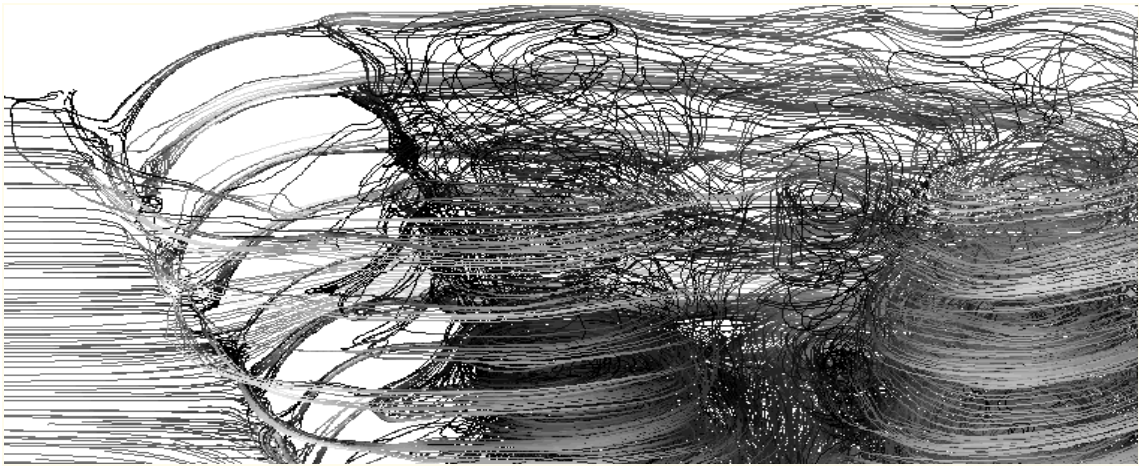
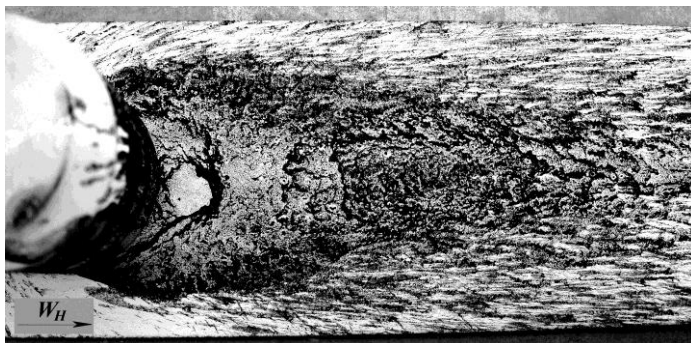


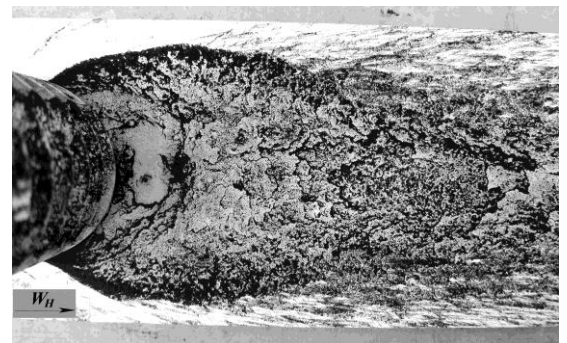
Рисунок 3.13 – Ймовірнісні траєкторії руху частинок потоку, що набігає на гвинтоподібну трубу в центральному по ширині поперечному перетині каналу

трубами полягає в наявності більш ширшої області зворотної течії за трубою №2, яка має більшу площу міделевого перетину.



а)

а) $t/h = 2,4$ $h/d = 0,139$ $Z = 1$; б) $t/h = 2,28$ $h/d = 0,097$ $Z = 1$



б)

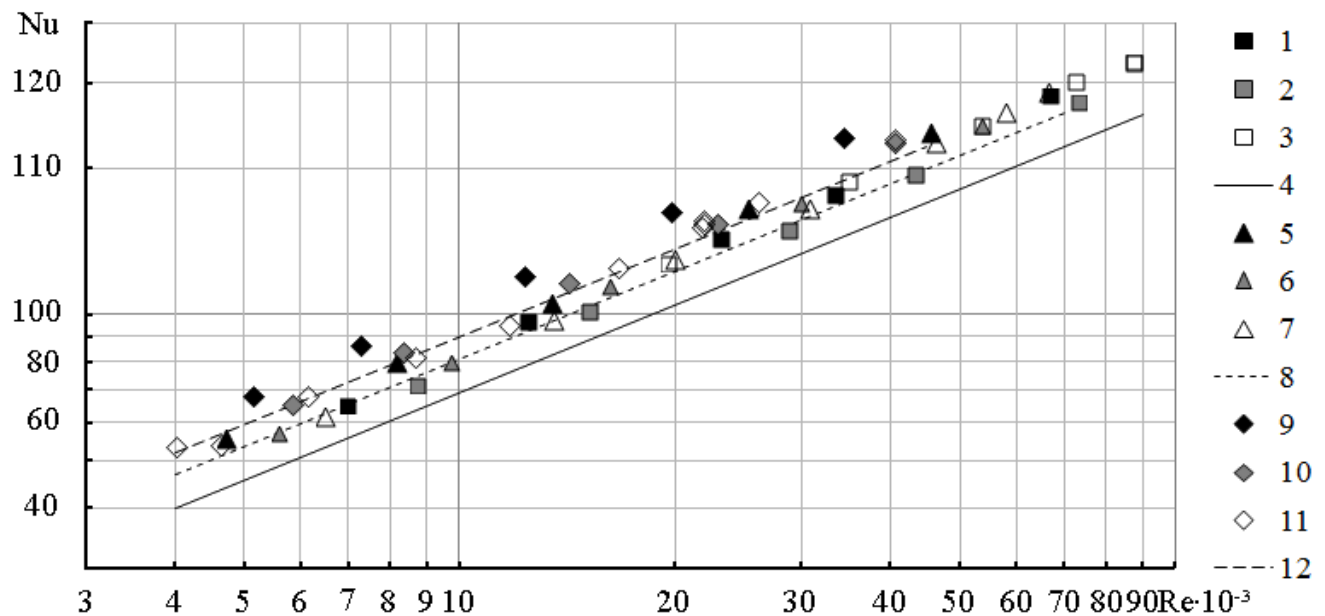
Рисунок 3.14 – Картина течії у ближньому сліді гвинтоподібної труби
(вид зверху)

Таким чином, аналіз результатів з візуалізації течії одиночних труб показав, що тривимірні відривні зони та вихрові структури, які утворюються на зовнішній поверхні гвинтоподібної труби, є ефективним засобом додаткового породження турбулентності у примежовому шарі та потоці, що омиває поверхню гвинтоподібної труби.

3.4 Результати досліджень, їх аналіз та узагальнення

3.4.1 Середньо-поверхневий теплообмін пакетів гвинтоподібних труб

Дослідження теплообміну пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею виконано в області змін чисел Рейнольдса $Re = (4 \dots 90) \cdot 10^3$. Результати досліджень подані на рис. 3.15-3.17.

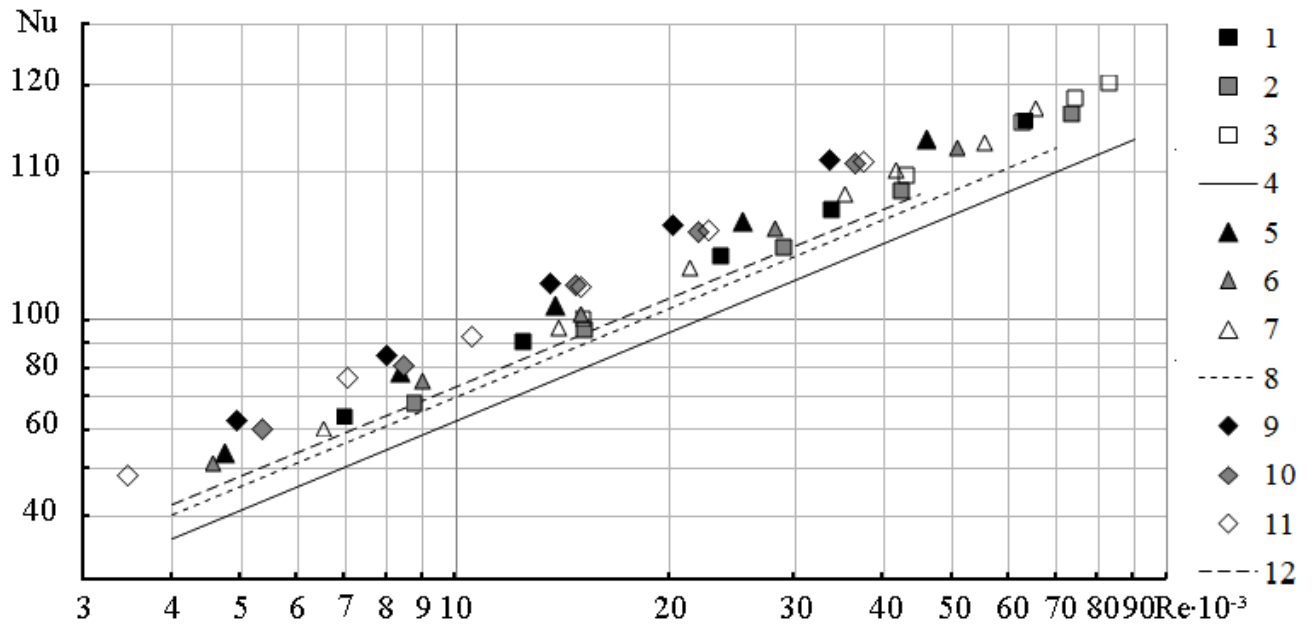


1;5;9 – пакети з гвинтоподібних труб №1 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 2;6;10 – пакети з гвинтоподібних труб №2 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 3;7;11 – пакети з гвинтоподібних труб №4 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 4;8;12 – пакети з гладких труб з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно, за [117];

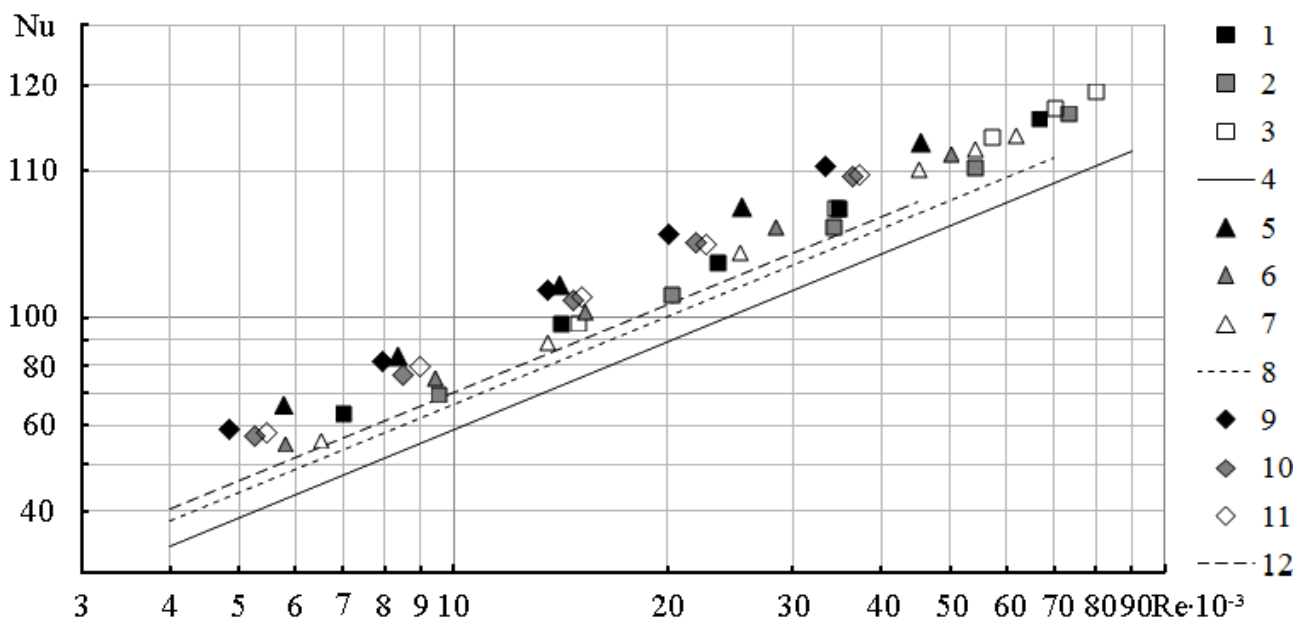
Рисунок 3.15 – Результати дослідження тепловіддачі пакетів гвинтоподібних труб з $S_2 = 36,5$ мм а) та $S_2 = 45$ мм б)

З рис. 3.15-3.17 випливає, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються ступеневою залежністю виду

$$Nu = C_q \cdot Re^m. \quad (3.17)$$



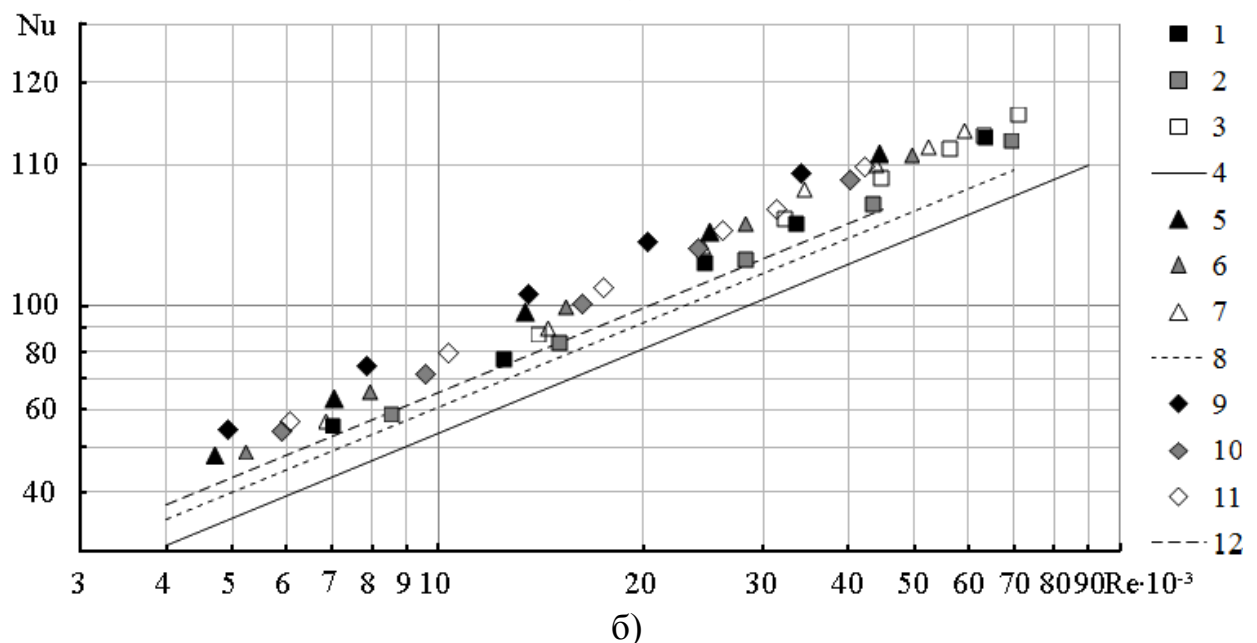
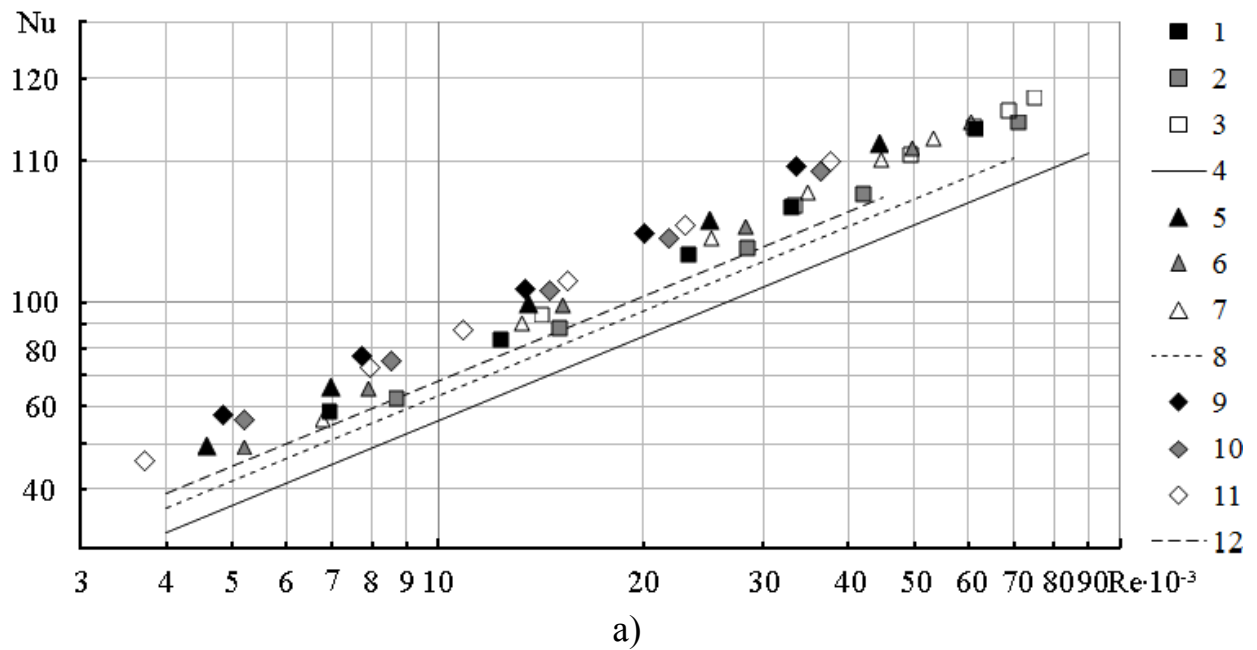
а)



б)

1;5;9 – пакети з гвинтоподібних труб №1 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 2;6;10 – пакети з гвинтоподібних труб №2 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 3;7;11 – пакети з гвинтоподібних труб №4 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 4;8;12 – пакети з гладких труб з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно, за [117];

Рисунок 3.16 – Результати дослідження тепловіддачі пакетів
 гвинтоподібних труб з $S_2 = 45$ мм а) та $S_2 = 55,5$ мм б)



1;5;9 – пакети з гвинтоподібних труб №1 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;

2;6;10 – пакети з гвинтоподібних труб №2 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;

3;7;11 – пакети з гвинтоподібних труб №4 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;

4;8;12 – пакети з гладких труб з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно, за [117];

Рисунок 3.17 – Результати дослідження тепловіддачі пакетів
гвинтоподібних труб з $S_2 = 70$ мм а) та $S_2 = 90$ мм б)

Загалом експериментами охоплено 45 пакетів труб крокові характеристики яких та значення показника степені m та коефіцієнта C_q в формулі (3.17) наведені в таблицях 3.7-3.9.

Таблиця 3.7 – Дослідні значення величин m , C_q в формулі (3.17), серія 1 $S_1 = 42$ мм

№ пакету	S_2 мм	S_1/S_2	m	C_q
Гвинтоподібна труба №1				
111	36,5	1,1507	0,6310	0,2507
112	45	0,933	0,6266	0,2498
113	55,5	0,757	0,6350	0,2240
114	70	0,6	0,6397	0,2048
115	90	0,467	0,6497	0,1736
Гвинтоподібна труба №2				
211	36,5	1,1507	0,6282	0,2396
212	45	0,933	0,6340	0,2154
213	55,5	0,757	0,6409	0,1956
214	70	0,6	0,6423	0,1850
215	90	0,467	0,6413	0,1774
Гвинтоподібна труба №4				
411	36,5	1,1507	0,6392	0,2325
412	45	0,933	0,6467	0,2023
413	55,5	0,757	0,6478	0,1938
414	70	0,6	0,6501	0,1885
415	90	0,467	0,6554	0,1693
Гладка труба $D = 38$ мм				
11	36,5	1,1507	0,6	0,2766
12	45	0,933	0,6	0,2493
13	55,5	0,757	0,6	0,2346
14	70	0,6	0,6	0,2233
15	90	0,467	0,6	0,2137

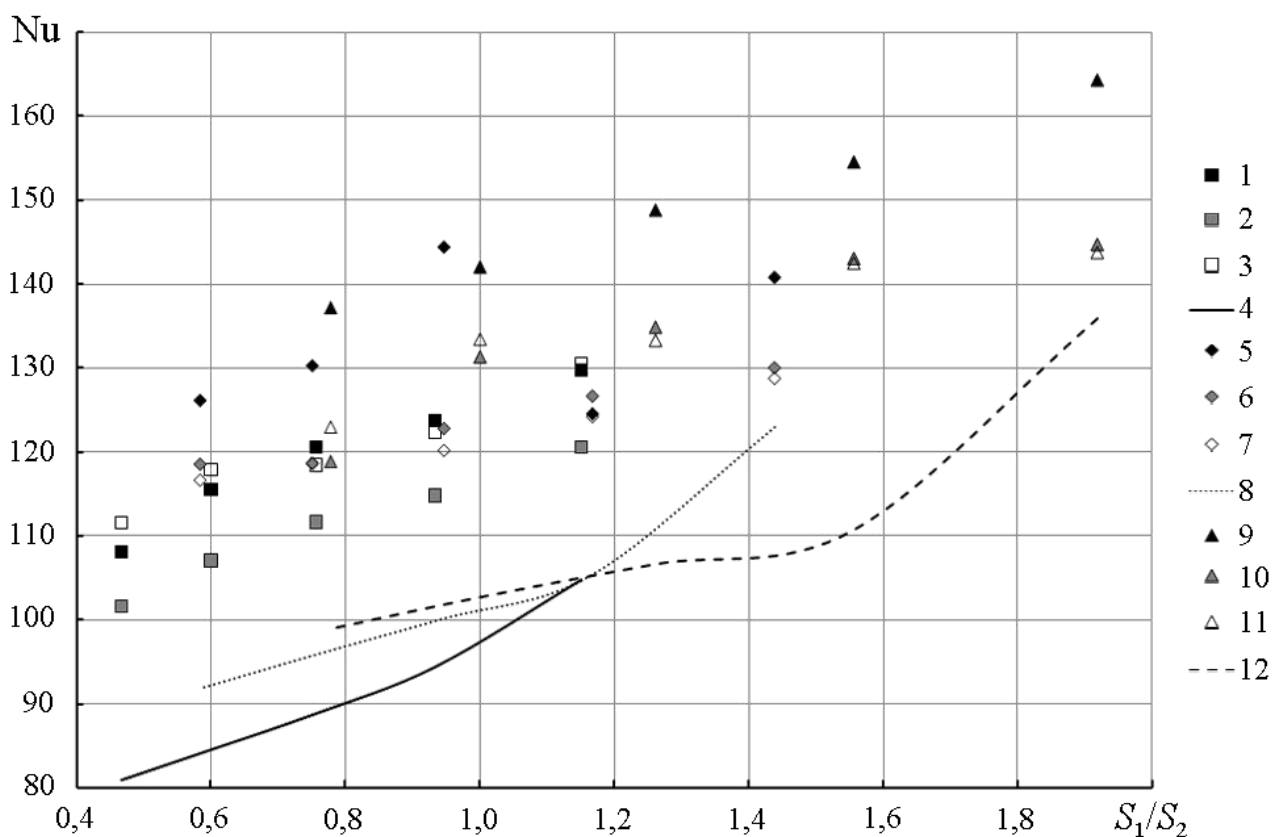
Таблиця 3.8 – Дослідні значення величин m , C_q в формулі (3.17), серія 2 $S_1 = 52,5$ мм

№ пакету	S_2 мм	S_1/S_2	m	C_q
Гвинтоподібна труба №1				
121	36,5	1,438	0,6322	0,2688
122	45	1,167	0,6263	0,2521
123	55,5	0,946	0,6394	0,5667
124	70	0,75	0,6401	0,2300
125	90	0,583	0,6406	0,2216
Гвинтоподібна труба №2				
221	36,5	1,438	0,6325	0,2475
222	45	1,167	0,6357	0,2336
223	55,5	0,946	0,6374	0,2227
224	70	0,75	0,6437	0,2022
225	90	0,583	0,6467	0,1961
Гвинтоподібна труба №4				
421	36,5	1,438	0,6302	0,2509
422	45	1,167	0,6337	0,2337
423	55,5	0,946	0,6426	0,2070
424	70	0,75	0,6484	0,1929
425	90	0,583	0,6601	0,1689
Гладка труба $D = 38$ мм				
21	36,5	1,438	0,6	0,3245
22	45	1,167	0,6	0,2782
23	55,5	0,946	0,6	0,2644
24	70	0,75	0,6	0,2527
25	90	0,583	0,6	0,2424

Таблиця 3.9 – Дослідні значення величин m , C_q в формулі (3.17), серія 3 $S_1 = 70$ мм

№ пакету	S_2 мм	S_1/S_2	m	C_q
Гвинтоподібна труба №1				
131	36,5	1,918	0,6427	0,2826
132	45	1,556	0,639	0,2758
133	55,5	1,261	0,6448	0,2508
134	70	1,0	0,6318	0,2723
135	90	0,778	0,6493	0,2212
Гвинтоподібна труба №2				
231	36,5	1,918	0,6345	0,2701
232	45	1,556	0,6306	0,2775
233	55,5	1,261	0,6409	0,2363
234	70	1,0	0,6278	0,2620
235	90	0,778	0,6468	0,1965
Гвинтоподібна труба №4				
431	36,5	1,918	0,6361	0,2642
432	45	1,556	0,6306	0,2765
433	55,5	1,261	0,6341	0,2498
434	70	1,0	0,6377	0,2413
435	90	0,778	0,6447	0,2074
Гладка труба $D = 38$ мм				
31	36,5	1,918	0,6	0,3587
32	45	1,556	0,6	0,2922
33	55,5	1,261	0,6	0,2815
34	70	1,0	0,6	0,2711
35	90	0,778	0,6	0,2611

На рис. 3.18 наведені значення конвективних чисел Нуссельта, розрахованих при $Re = 2 \cdot 10^4$ в залежності від узагальненого параметру розміщення S_1/S_2 , що часто використовується при узагальненні експериментальних даних для шахових пакетів [29-33,83,84,120 та ін.]. Інтенсивність теплообміну зростає із зростанням параметру S_1/S_2 . Також на рисунку нанесені нормативні розрахункові криві [117] для пакетів з гладких круглих труб. Залучення цих даних дозволяє зробити висновок, що інтенсивність теплообміну пакетів гвинтоподібних труб вища на (2...49) % ніж у відповідних пакетів гладких круглих труб. Найнижчий рівень інтенсифікації теплообміну (6 % для гвинтоподібних труб №2, №4 та 20 % для шахових пакетів з гвинтоподібних труб №1) мають так звані "обужені" пакети, в яких



1, 5, 9 – серія 1, 2, 3, відповідно, пакети гвинтоподібних труб №1;

2, 6, 10 – серія 1, 2, 3, відповідно, пакети гвинтоподібних труб №2

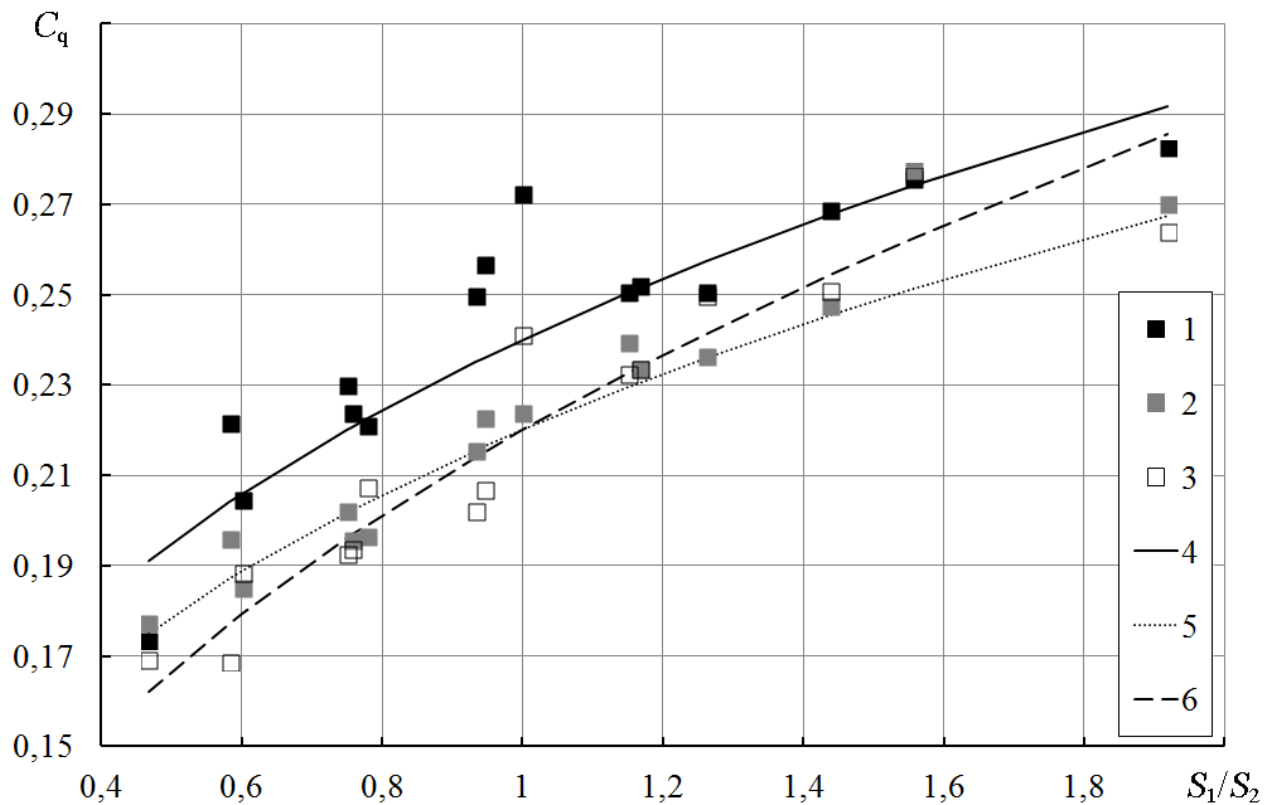
3, 7, 11 – серія 1, 2, 3, відповідно, пакети гвинтоподібних труб №4

4, 8, 12 – серія 1, 2, 3, відповідно, пакети гладких труб

Рисунок 3.18 – Залежність $Nu = f(S_1/S_2)$ при $Re = 2 \cdot 10^4$

діагональний крок між трубами менше поперечного кроку чи близький до нього.

Основним параметром, що враховує вплив розміщення труб в пакеті є відношення S_1/S_2 . Аналіз дослідних значень коефіцієнта C_q (3.17) в залежності від S_1/S_2 на рис. 3.19 показав, що зі зростанням параметру розміщення S_1/S_2 C_q



1,2,3 – труби №1, №2, №4, відповідно;

3,4,5 – узагальнююча крива для труб №1, №2, №4, відповідно

Рисунок 3.19 – Залежність $C_q = f(S_1/S_2)$

збільшується та добре узагальнює експериментальні дані степеневою залежністю виду

$$C_q = C_1 \cdot \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{n_1}, \quad (3.18)$$

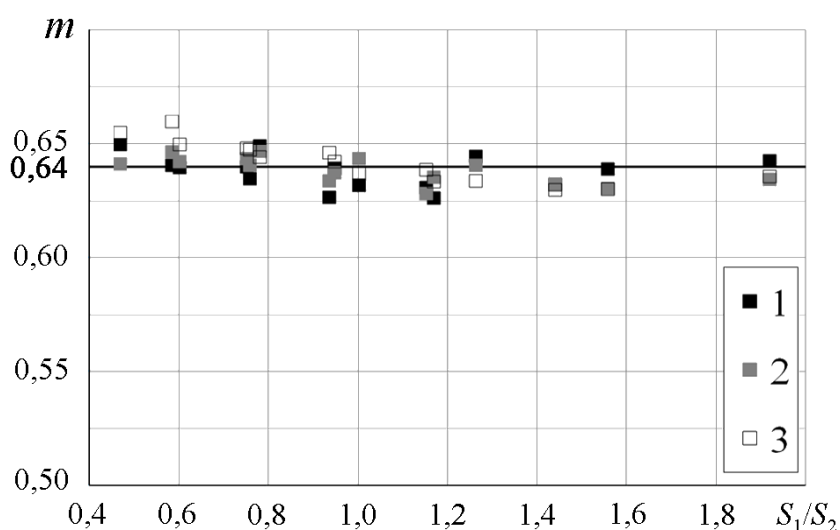
де C_1 , n_1 – емпіричні коефіцієнти, див. табл. 3.10

Таблиця 3.10 – Емпіричні коефіцієнти

№ труби	1	2	4
C_1	0,24	0,22	0,224
n_1	0,3	0,3	0,4

Треба відмітити, за відсутності достатньої кількості експериментальних даних емпіричні коефіцієнти C_1 та n_1 не можна описати залежностями від геометричних характеристик труб, тому що не можна прослідкувати їх вплив на процеси теплообміну при поперечному омиванні пакетів гвинтоподібних труб.

Аналіз експериментальних даних показав незначну зміну величини показника степені m при числі Рейнольдса (3.17) в залежності від S_1/S_2 на рис. 3.20.



1,2,3 – труби №1, №2, №4, відповідно

Рисунок 3.20 – Залежність показника степені m у формулі (3.17) від параметра розміщення S_1/S_2

Виявлено, що для шахових пакетів гвинтоподібних труб показник степені m при числі Рейнольдса більше ніж для відповідних за компоновкою пакетів гладких круглих труб ($m = 0,6$ [117]). Це пов'язано з тим, що виступи, ребра, на рівнорозвиненій поверхні виконують роль турбулізаторів потоку. Внаслідок цього збільшується ступінь турбулентності. Як видно з рис. 3.20 показник

степені змінюється від 0,625 до 0,655. Зважаючи на не значне його змінення, величину m в рівнянні подібності (3.17) можна прийняти постійною величиною і рівною 0,64.

Таким чином, для розрахунку конвективного теплообміну шахових пакетів гвинтоподібних труб в інтервалах змін $S_1/D = 0,6 \dots 1,105$ та параметра розміщення $S_1/S_2 = 0,46 \dots 1,92$ в області значень чисел Рейнольдса $Re = (4 \dots 90) \cdot 10^3$ пропонується залежність (3.17) з урахуванням формули (3.18). Показник степені $m = 0,64$.

Оцінка точності узагальнюючої формули (3.17) здійснювалася зіставленням дослідних Nu_d і розрахункових Nu_p значень чисел Нуссельта за формулою:

$$\Delta Nu = \frac{Nu_d - Nu_p}{Nu_p} \cdot 100\%. \quad (3.19)$$

Результати цієї оцінки, виконаної на основі масиву експериментальних даних (247 точок) для 45 досліджуваних пакетів показали, що розбіжність ΔNu між дослідними і розрахунковими значеннями чисел Нуссельта не перевищує $\pm 15 \%$ (рис. 3.21).

Для розширення області застосування розрахункових співвідношень на інші види газових теплоносіїв необхідно за аналогією з роботами [29,32,128] ввести у формулу подібності (3.17) число Прандтля у степені 0,33, після чого вона прийме вид

$$Nu = 1,13 \cdot C_q \cdot Re^m \cdot Pr^{0,33}. \quad (3.20)$$

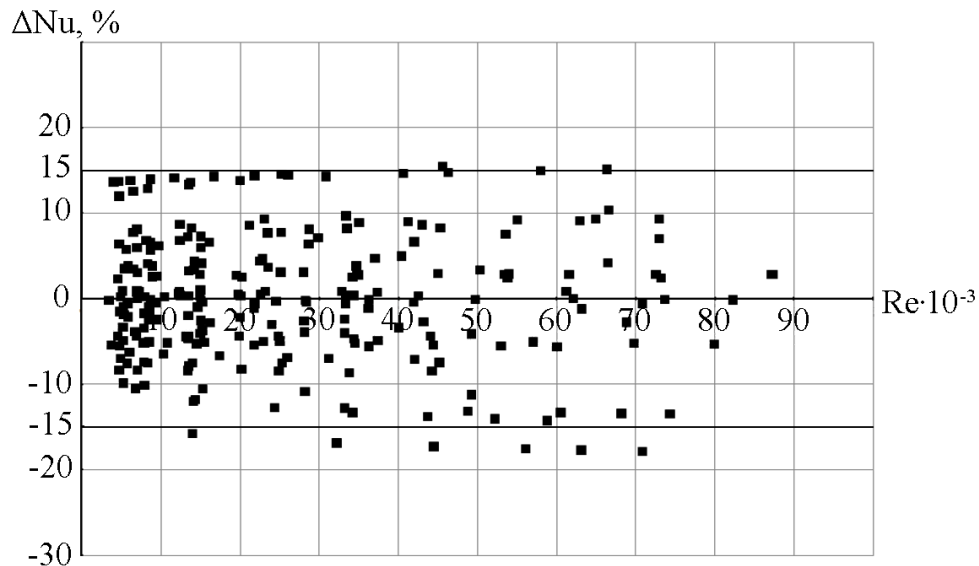


Рисунок 3.21 – Точність узагальнюючої формули

3.4.2 Аеродинамічний опір пакетів гвинтоподібних труб

Аеродинамічний опір шахових пакетів із труб рівнорозвиненого профілю досліджувався в діапазоні чисел Рейнольдса $Re = (7...90) \cdot 10^3$. Отримані дослідні дані, що подані на рис. 3.22-3.24, свідчать про доцільність узагальнення отриманих результатів ступеневою залежністю виду

$$Eu_0 = C_s \cdot Re^{-n}. \quad (3.21)$$

В якості розрахункової швидкості приймалася швидкість у вузькому „живому” перетині пакету.

В таблиці 3.11-3.13 представлені значення показника степені n і коефіцієнта C_s у залежності (3.21) для 45 досліджених пакетів.

На рис. 3.22 – 3.24, крім дослідних даних, нанесені розраховані за [92] дані для пакетів гладких круглих труб. Для всіх серій проведених досліджень можна констатувати, що нахил дослідних кривих більш пологий, тангенс кута менше ніж 0,2 замість більш крутого для пакетів круглих труб. Тангенс кута нахилу розрахункових кривих являється постійною величиною і дорівнює 0,27.

Таблиця 3.11 – Дослідні значення величин n , C_s в формулі (3.21), серія 1

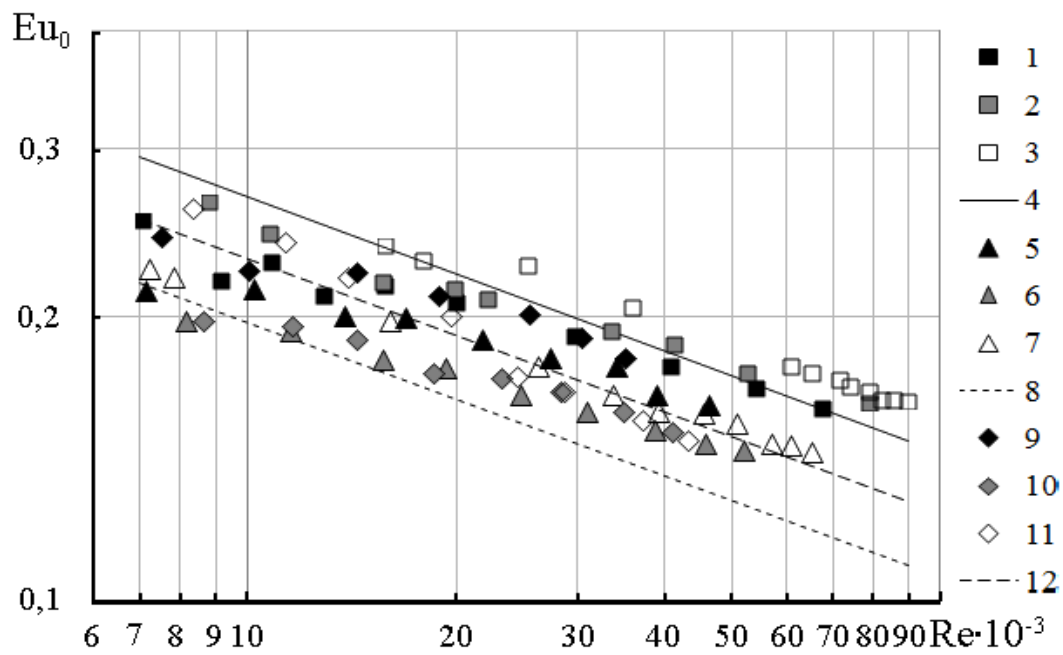
№ пакету	S_1 мм	S_2 мм	S_1/S_2	H/F	n	C_s
Гвинтоподібна труба №1						
111	42	36,5	1,1507	15,42	0,1834	1,293
112	42	45	0,933	15,42	0,185	1,4334
113	42	55,5	0,757	15,42	0,1817	1,4355
114	42	70	0,6	15,42	0,1546	1,1598
115	42	90	0,467	15,42	0,1431	1,041
Гвинтоподібна труба №2						
211	42	36,5	1,1507	19,75	0,1887	1,3762
212	42	45	0,933	19,75	0,1881	1,5795
213	42	55,5	0,757	19,75	0,1823	1,5541
214	42	70	0,6	19,75	0,16	1,316
215	42	90	0,467	19,75	0,1486	1,19
Гвинтоподібна труба №4						
411	42	36,5	1,1507	19,75	0,1887	1,3921
412	42	45	0,933	19,75	0,1868	1,6235
413	42	55,5	0,757	19,75	0,1831	1,5541
414	42	70	0,6	19,75	0,1587	1,316
415	42	90	0,467	19,75	0,1426	1,1931
Гладка труба $D = 38$ мм						
11	42	36,5	1,1507	29,85	0,27	3,210
12	42	45	0,933	29,85	0,27	3,820
13	42	55,5	0,757	29,85	0,27	3,997
14	42	70	0,6	29,85	0,27	4,084
15	42	90	0,467	29,85	0,27	4,133

Таблиця 3.12 – Дослідні значення величин n , C_s в формулі (3.21), серія 2

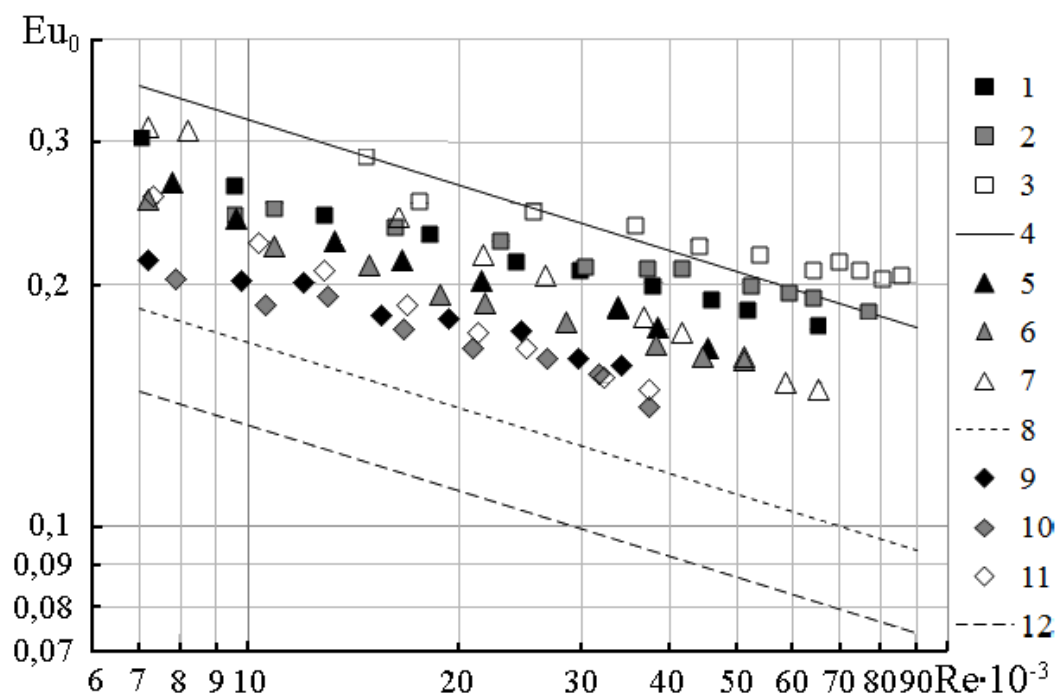
№ пакету	S_1 мм	S_2 мм	S_1/S_2	H/F	n	C_s
Гвинтоподібна труба №1						
121	52,5	36,5	1,438	7,12	0,1645	0,9758
122	52,5	45	1,167	7,12	0,1702	1,06
123	52,5	55,5	0,946	7,12	0,1701	1,1086
124	52,5	70	0,75	7,12	0,161	1,0675
125	52,5	90	0,583	7,12	0,1477	0,9442
Гвинтоподібна труба №2						
221	52,5	36,5	1,438	8,23	0,1769	1,035
222	52,5	45	1,167	8,23	0,1783	1,1232
223	52,5	55,5	0,946	8,23	0,1802	1,2404
224	52,5	70	0,75	8,23	0,1692	1,165
225	52,5	90	0,583	8,23	0,151	0,9783
Гвинтоподібна труба №4						
421	52,5	36,5	1,438	8,23	0,1769	1,035
422	52,5	45	1,167	8,23	0,1805	1,1468
423	52,5	55,5	0,946	8,23	0,1802	1,2404
424	52,5	70	0,75	8,23	0,1718	1,165
425	52,5	90	0,583	8,23	0,154	0,9783
Гладка труба $D = 38$ мм						
21	52,5	36,5	1,438	8,23	0,27	2,370
22	52,5	45	1,167	8,23	0,27	2,023
23	52,5	55,5	0,946	8,23	0,27	2,243
24	52,5	70	0,75	8,23	0,27	2,324
25	52,5	90	0,583	8,23	0,27	2,384

Таблиця 3.13 – Дослідні значення величин n , C_s в формулі (3.21), серія 3

№ пакету	S_1 мм	S_2 мм	S_1/S_2	H/F	n	C_s
Гвинтоподібна труба №1						
131	70	36,5	1,918	3,75	0,1439	0,8627
132	70	45	1,556	3,75	0,153	0,8064
133	70	55,5	1,261	3,75	0,1695	0,9249
134	70	70	1,0	3,75	0,1699	0,917
135	70	90	0,778	3,75	0,1603	0,8802
Гвинтоподібна труба №2						
231	70	36,5	1,918	4,17	0,1538	0,8013
232	70	45	1,556	4,17	0,159	0,799
233	70	55,5	1,261	4,17	0,1707	0,9278
234	70	70	1,0	4,17	0,1716	0,9663
235	70	90	0,778	4,17	0,1652	0,908
Гвинтоподібна труба №4						
431	70	36,5	1,918	4,17	0,1532	0,7846
432	70	45	1,556	4,17	0,1589	0,8116
433	70	55,5	1,261	4,17	0,1741	0,9075
434	70	70	1,0	4,17	0,1754	0,9584
435	70	90	0,778	4,17	0,1652	0,908
Гладка труба $D = 38$ мм						
31	70	36,5	1,918	3,73	0,27	2,766
32	70	45	1,556	3,73	0,27	1,601
33	70	55,5	1,261	3,73	0,27	1,731
34	70	70	1,0	3,73	0,27	1,884
35	70	90	0,778	3,73	0,27	2,009



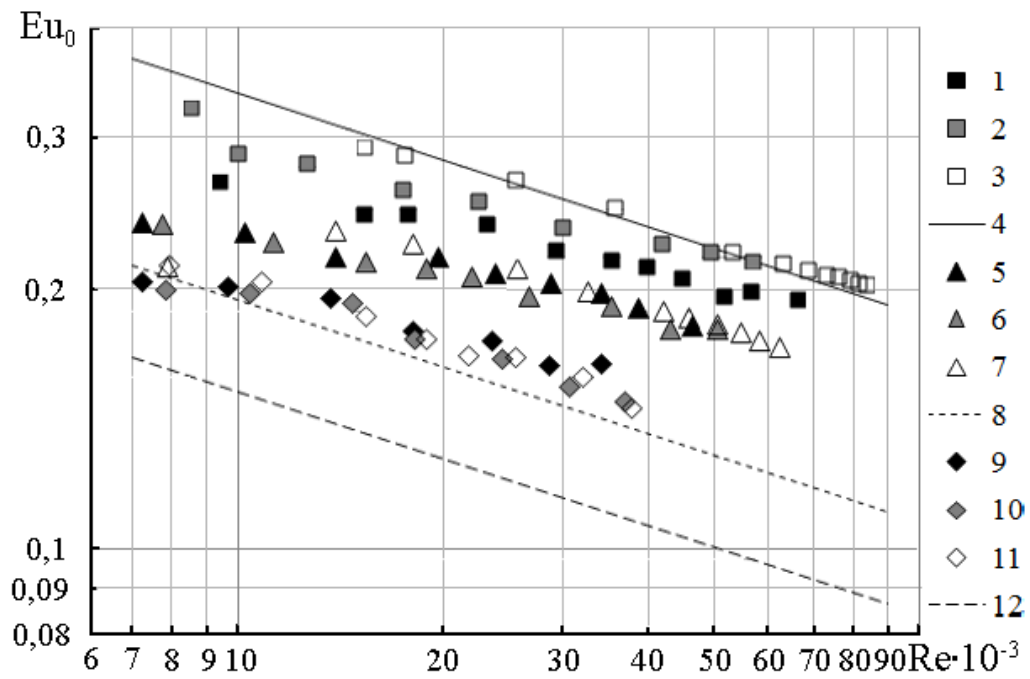
a)



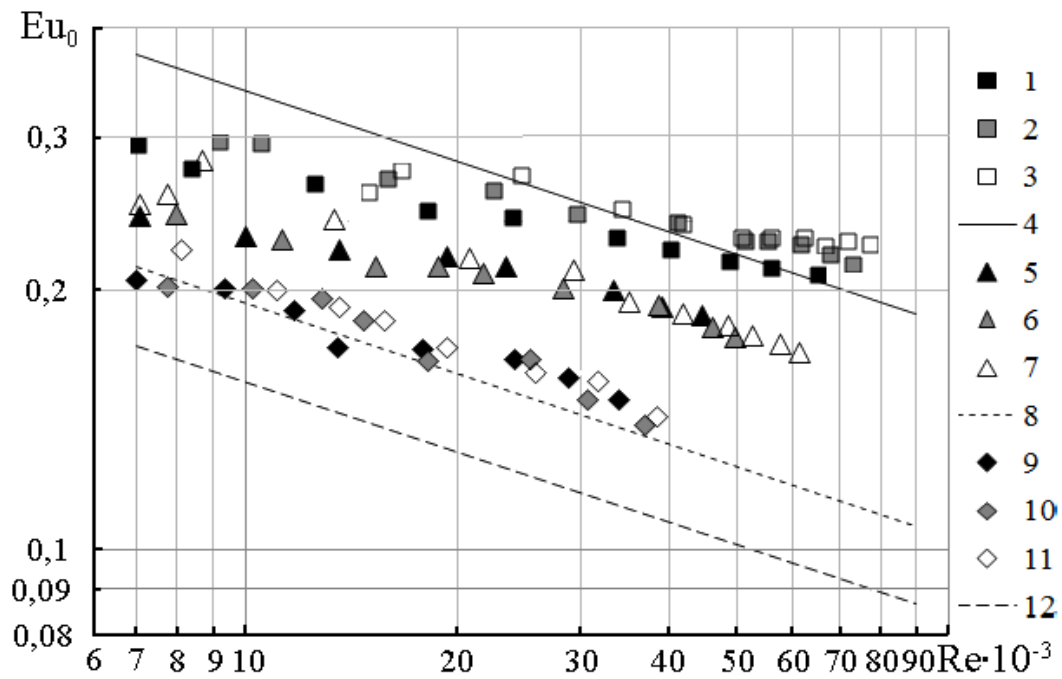
б)

- 1;5;9 – пакети з гвинтоподібних труб №1 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 2;6;10 – пакети з гвинтоподібних труб №2 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 3;7;11 – пакети з гвинтоподібних труб №4 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 4;8;12 – пакети з гладких труб з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно за [92];

Рисунок 3.22 – Результати дослідження аеродинамічного опору пакетів труб з $S_2 = 36,5$ мм а) та $S_2 = 45$ мм б)



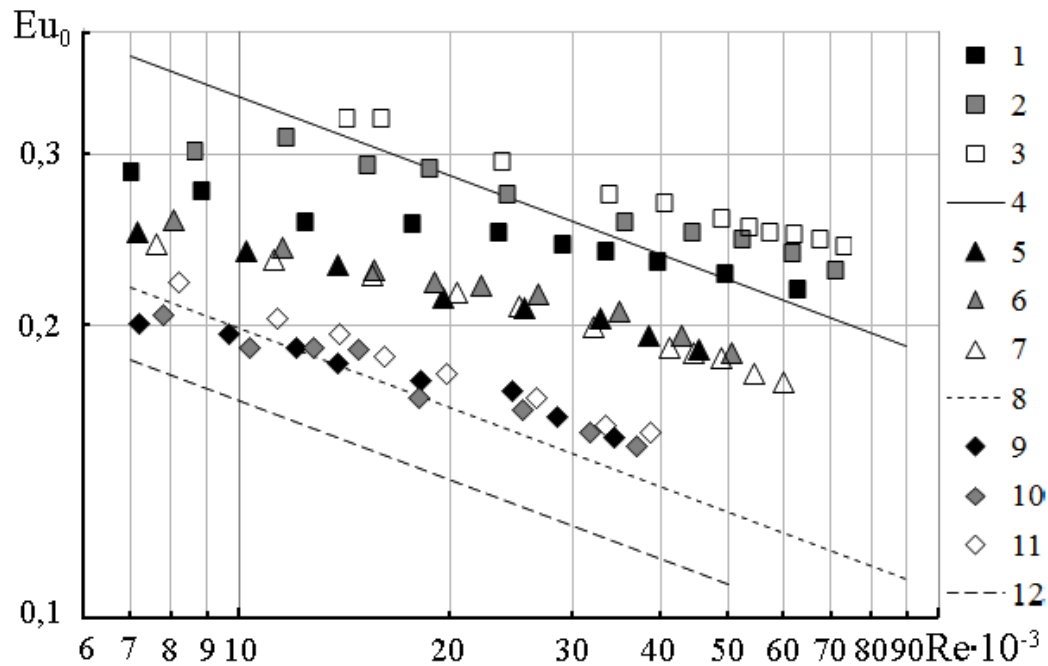
а)



б)

- 1;5;9 – пакети з гвинтоподібних труб №1 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 2;6;10 – пакети з гвинтоподібних труб №2 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 3;7;11 – пакети з гвинтоподібних труб №4 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 4;8;12 – пакети з гладких труб з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно за [92];

Рисунок 3.23 – Результати дослідження аеродинамічного опору пакетів труб з $S_2 = 55,5$ мм а) та $S_2 = 70$ мм б)



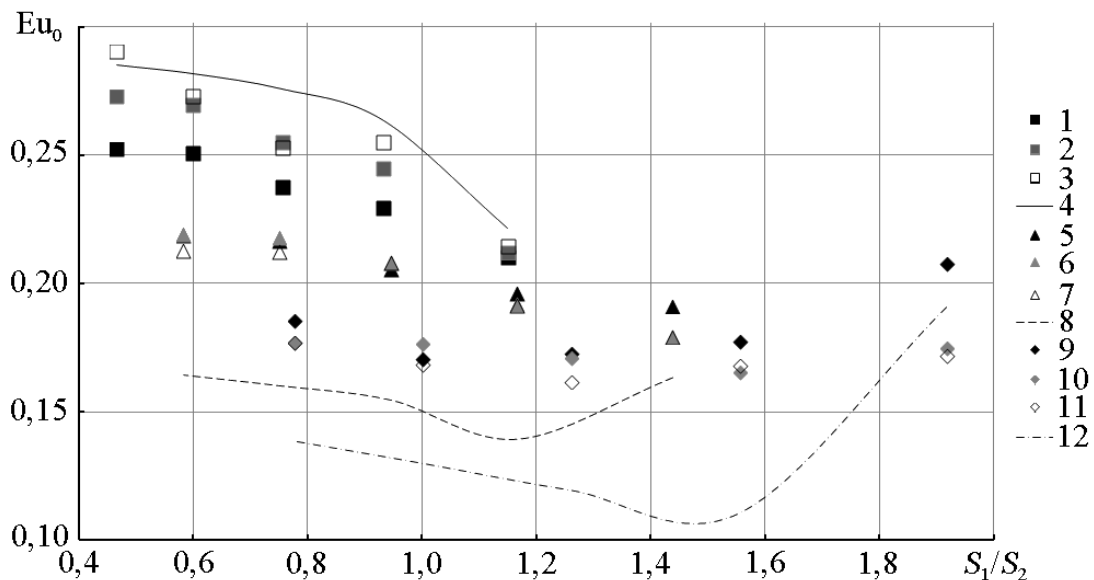
- 1;5;9 – пакети з гвинтоподібних труб №1 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 2;6;10 – пакети з гвинтоподібних труб №2 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 3;7;11 – пакети з гвинтоподібних труб №4 з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно;
 4;8;12 – пакети з гладких труб з $S_1 = 42; 52,5; 70$ мм, відповідно за [92];

Рисунок 3.24 – Результати дослідження аеродинамічного опору
 пакетів труб з $S_2 = 90$ мм

Для підтвердження вище сказаного на рис. 3.25 наведені числа Ейлера для всіх досліджених пакетів гвинтоподібних труб та відповідних пакетів гладких труб в залежності від параметру розміщення труб в пакеті S_1/S_2 . Спостерігається якісна картина залежностей чисел Ейлера від параметра S_1/S_2 для пакетів круглих труб і труб з рівнорозвиненою поверхнею.

Представлені дослідні дані на рис. 3.25 свідчать, що крім залежності чисел Ейлера від параметру розміщення S_1/S_2 , має місце розшаровування даних за параметром приведеної довжини H/F .

Аналіз отриманих даних (табл. 3.11-3.13) свідчить, що значення показника степені n при числі Рейнольдса в формулі (3.21) і коефіцієнта C_s залежать, як від геометричних характеристик труб, так і геометричних параметрів пакетів. Рисунки 3.26 ілюструють залежності показника степені n і коефіцієнта C_s від



1, 5, 9 – серія 1, 2, 3 відповідно, пакети гвинтоподібних труб №1;

2, 6, 10 – серія 1, 2, 3 відповідно, пакети гвинтоподібних труб №2

3, 7, 11 – серія 1, 2, 3 відповідно, пакети гвинтоподібних труб №4

4, 8, 12 – серія 1, 2, 3 відповідно, пакети гладких труб

Рисунок 3.25 – Залежність чисел Ейлера від параметра розміщення S_1/S_2

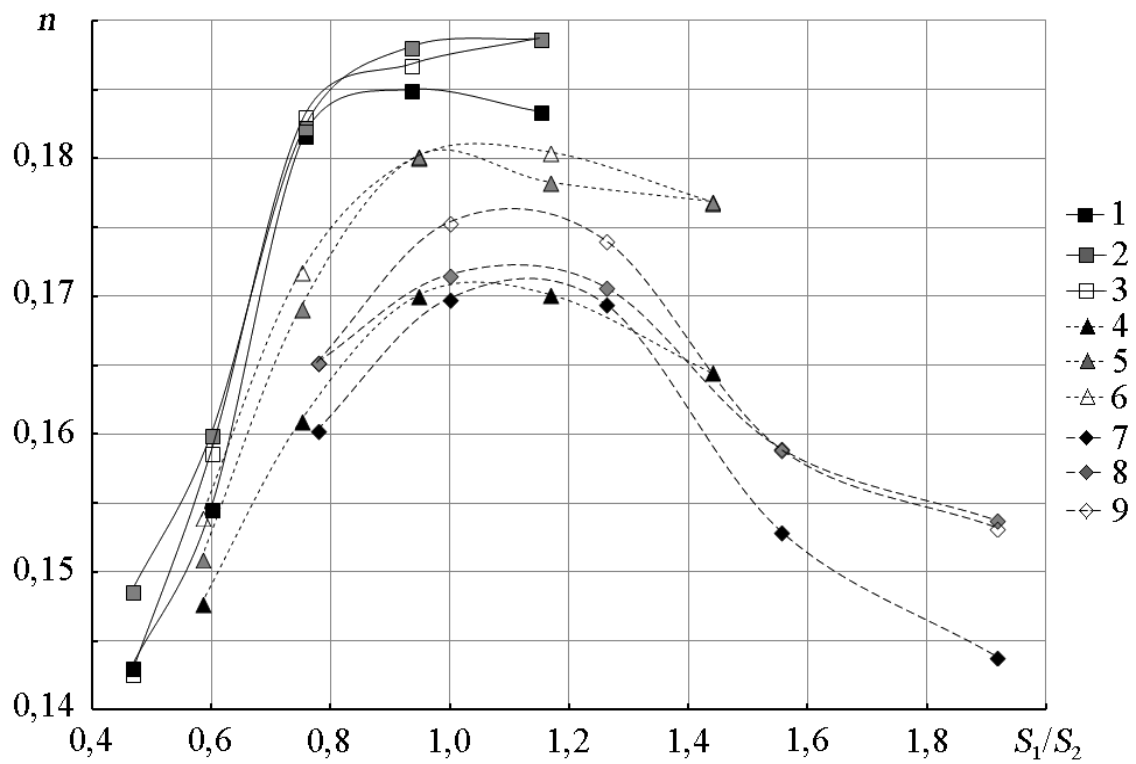
при $Re = 2 \cdot 10^4$

параметра розміщення S_1/S_2 . Розшаровуючим параметром являється приведена довжина H/F . Зміна показника степені n і C_s відбувається як у межах однакових значень H/F при $S_1/S_2 = var$, так і для пакетів з однаковими параметрами розміщення S_1/S_2 при $H/F = var$.

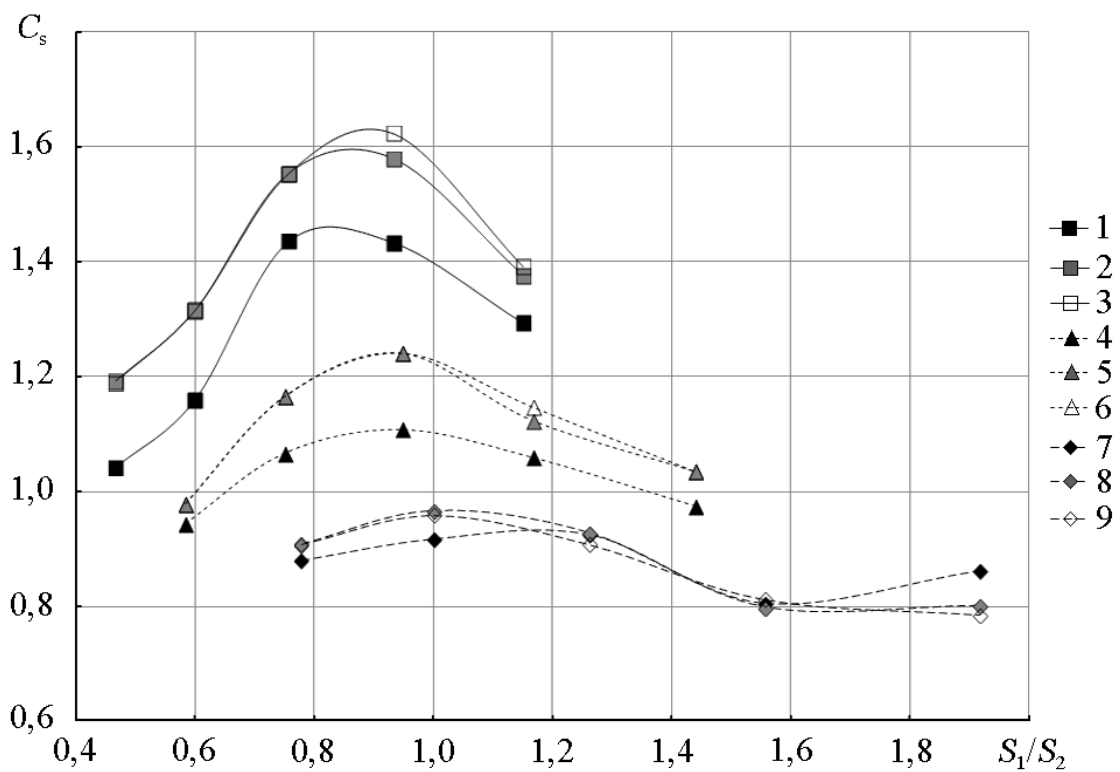
Криві на рис.3.26 носять екстремальний характер з екстремумами функцій в районі значень $S_1/S_2 = (0,8 \dots 1)$. Також можна констатувати, що параметри H/F та S_1/S_2 є факторами, які враховують вплив як геометрії гвинтоподібної труби, так і геометрії їх розміщення в пакеті на втрати тиску.

Розрахункові залежності n і C_s від відібраних параметрів можна представити у вигляді двох множників, які є функціями S_1/S_2 та H/F і можуть бути представлені наступними загальними виразами

$$n = F_1(S_1/S_2) \cdot F_2(H/F). \quad (3.22)$$



a)



б)

1 – $H/F = 15,42$; 2,3 – $H/F = 19,75$; 4 – $H/F = 7,12$; 5,6 – $H/F = 8,23$;

7 – $H/F = 3,75$; 8,9 – $H/F = 4,17$

Рисунок 3.26 – Залежність показника степені n а) та коефіцієнта C_s б) в формулі (3.21) від S_1/S_2

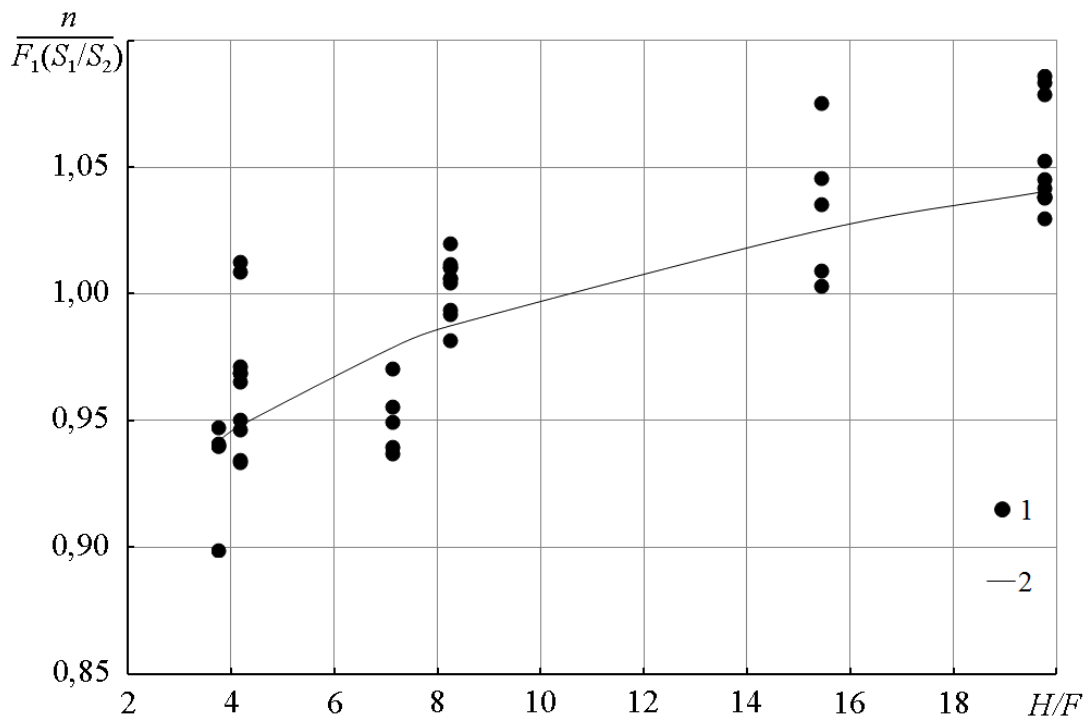
$$C_s = F_3(S_1/S_2) \cdot F_4(H/F). \quad (3.23)$$

Математичне оброблення графічних залежностей рис. 3.26 дають наступні розрахункові співвідношення для визначення $F_1(S_1/S_2)$ та $F_3(S_1/S_2)$.

$$F_1\left(\frac{S_1}{S_2}\right) = \left[5,54 \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right) - 6,2 \cdot \ln\left(\frac{S_1}{S_2}\right) \right]^{-1}. \quad (3.24)$$

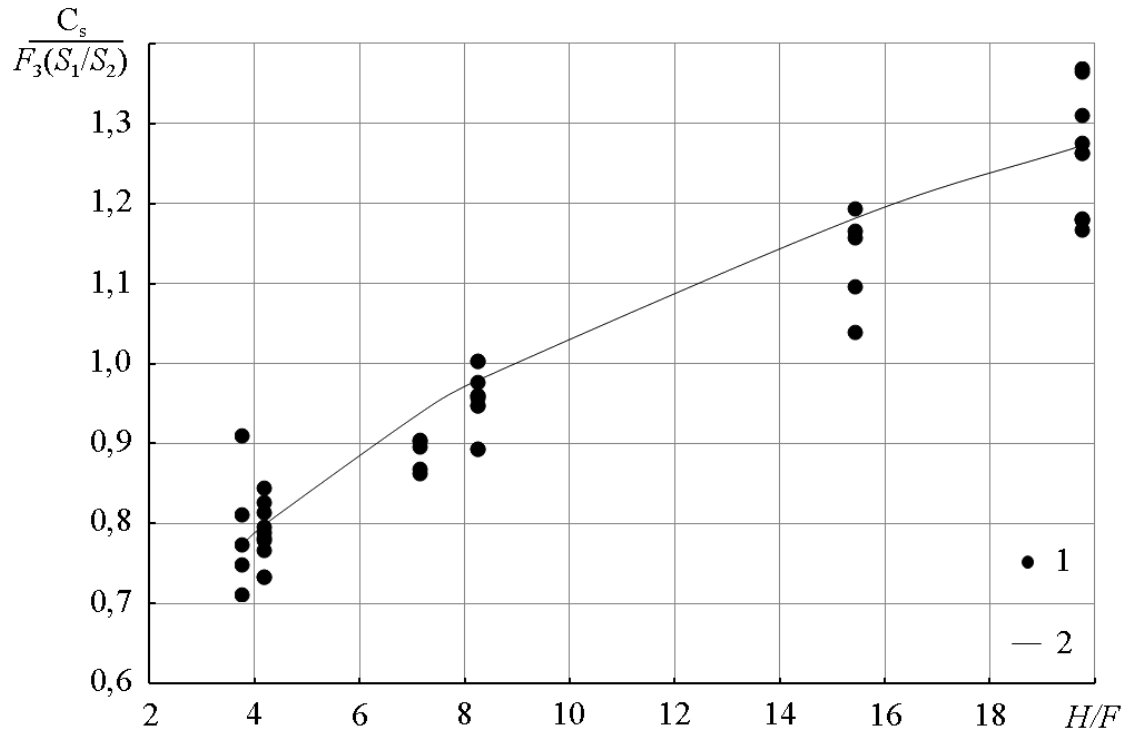
$$F_3\left(\frac{S_1}{S_2}\right) = \exp\left(3,54 \cdot e^{-\left(\frac{S_1}{S_2}\right)} - 1,1 \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{-1} \right) \quad (3.25)$$

Для визначення функцій $F_2(H/F)$ та $F_4(H/F)$ та їх вигляду на рис. 3.27, 3.28 представлені залежності комплексів $n/F_1(S_1/S_2)$ та $C_s/F_3(S_1/S_2)$ від приведеної довжини H/F . Отримані дані доволі добре апроксимуються степеневими функціями.



1 – дослідні значення; 2 – розрахункова крива

Рисунок 3.27 – Залежність $F_2(H/F)$ від H/F



1 – дослідні значення; 2 – розрахункова крива

Рисунок 3.28 – Залежність $F_4(H/F)$ від H/F

Оброблення даних рис. 3.27, 3.28 дають такі співвідношення для розрахунків $F_2(H/F)$ та $F_4(H/F)$

$$F_2(H/F) = 0,84 \cdot (H/F)^{0,08}. \quad (3.26)$$

$$F_2(H/F) = 0,55 \cdot (H/F)^{0,27}. \quad (3.27)$$

Таким чином, для розрахунку значень показника степені n при числі Рейнольдса в формулі (3.21) та коефіцієнта C_s пропонується використовувати наступні математичні співвідношення:

$$n = \left[5,54 \cdot \left(\frac{S_1}{S_2} \right) - 6,2 \cdot \ln \left(\frac{S_1}{S_2} \right) \right]^{-1} \cdot 0,84 \cdot (H/F)^{0,08}. \quad (3.28)$$

$$C_s = \exp \left[3,54 \cdot e^{-\left(\frac{S_1}{S_2}\right)} - 1,1 \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{-1} \right] \cdot 0,55 \cdot (H / F)^{0,27} \quad (3.29)$$

Підсумкова похибка розрахункової схеми оцінювалася прямим зіставленням дослідних й обчислених за формулою (3.21), з урахуванням (3.28), (3.29) чисел Ейлера при зміні чисел Рейнольдса в діапазоні $Re = (7 \dots 90) \cdot 10^3$ (Рис. 3.29).

Результати цієї оцінки, виконаної на основі масиву експериментальних даних (459 точок) для 45 досліджуваних пакетів показали, що розбіжність між дослідними і розрахунковими значеннями чисел Ейлера не перевищує $\pm 20 \%$ (рис. 3.29).

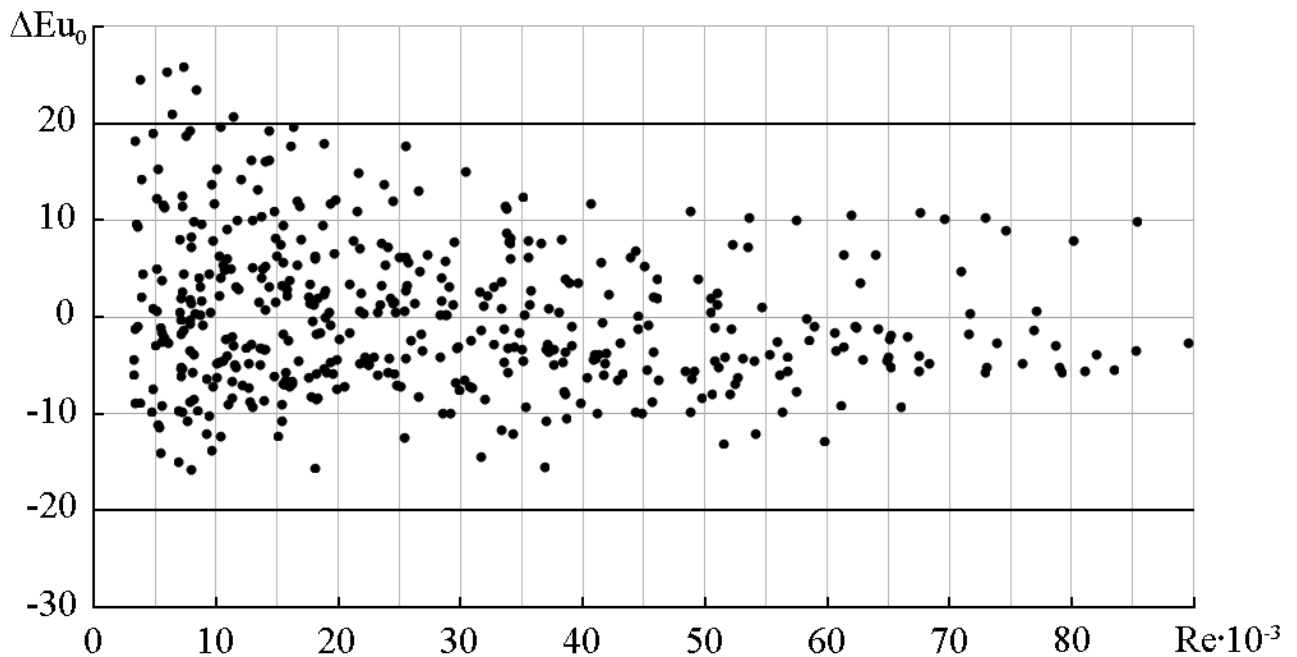


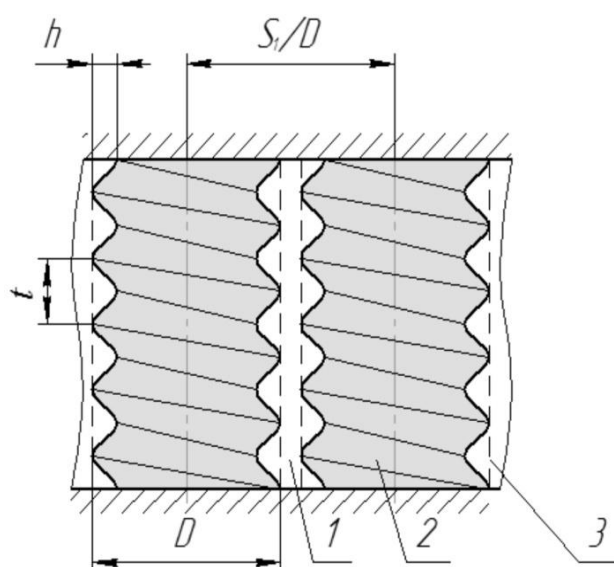
Рисунок 3.29 – Похибка розрахунку чисел Ейлера за допомогою формули

3.4.3 Теплоаеродинамічна ефективність пакетів гвинтоподібних труб

Для аналізу використовувались дані для найбільш цікавих в плані практичного використання "щільних" пакетів гвинтоподібних труб ($\sigma_1 = 1,105$; $\sigma_2 = 0,96 \dots 1,46$), які порівнювались з даними з теплообміну та опору відповідних за кроками пакетів гладких труб з зовнішнім діаметром D . Зовнішній діаметр D вихідної гладкої труби, (рис. 3.30), використовувався в якості визначального розміру в числах подібності (3.10) та (3.11) як для пакетів гладких, так і гвинтоподібних труб. Такий підхід при аналізі пов'язаний з тим, що гвинтоподібні труби виготовлялись шляхом деформування гладких труб діаметром D та розглядаються як альтернатива останнім. Швидкість визначалась в найвужчому перетині пакету.

Значення чисел Nu та Eu_0 для пакетів гладких труб розраховувались відповідно за нормативними матеріалами [92,117].

В табл. 3.14 приведені значення відношень чисел Нуссельта та Ейлера для досліджених пакетів гвинтоподібних (Nu , Eu_0) та базових гладких ($Nu_{\text{гл}}$, $Eu_{\text{гл}0}$) труб, які визначенні при однакових числах Рейнольдса в межах дослідженого діапазону. Для всіх розглянутих пакетів спостерігається інтенсифікація



1 – живий перетин; 2 – гвинтоподібна труба; 3 – контур гладкої труби.

Рисунок 3.30 – Геометричні характеристики гвинтоподібних труб

теплообміну, при цьому більші значення відношень $Nu/Nu_{\text{гл}}$ отримані для пакетів з труб №1 та №4. Має місце також зниження аеродинамічного опору при малих числах Рейнольдса для пакетів з труб №1 з більш глибокими гвинтовими канавками. Збільшення аеродинамічного опору спостерігається для пакетів з труб №4, що пов'язано з більшим кутом атаки гвинтової навивки по відношенню до напрямку потоку, що набігає.

Таблиця 3.14 – Теплоаеродинамічні характеристики пакетів труб з рівнорозвиненою поверхнею

$\sigma_2 \backslash \text{№}$ труби	1		2		4	
	$Nu/Nu_{\text{гл}}$	$Eu/Eu_{\text{гл}}$	$Nu/Nu_{\text{гл}}$	$Eu/Eu_{\text{гл}}$	$Nu/Nu_{\text{гл}}$	$Eu/Eu_{\text{гл}}$
0,96	1,13...1,27	0,84...1,07	1,05...1,14	0,92...1,08	1,12...1,25	1,13...1,12
1,184	1,22...1,31	0,84...0,95	1,10...1,21	0,86...1,01	1,16...1,31	1,20...1,14
1,46	1,28...1,34	0,77...0,99	1,13...1,26	0,86...1,03	1,17...1,37	0,97...1,07

Оцінка теплоаеродинамічної ефективності пакетів гвинтоподібних труб проводилась на основі залежностей $(Q/Q_{\text{гл}}) = f(Re_{\text{гл}})$ при $\Delta P/\Delta P_{\text{гл}} = 1$ (рис. 3.31), де Q – тепловий потік, що відводиться від одного погонного метра труби при однаковому температурному напорі, ΔP – втрати тиску в пакеті.

Аналіз цих залежностей (рис. 3.31) свідчить, що відведений від пакетів гвинтоподібних труб питомий тепловий потік Q на (30...65) % більше, ніж тепловий потік, що відведений від відповідних пакетів гладких труб. При цьому максимальні значення $Q/Q_{\text{гл}}$ характерні для пакетів труб №1 та №4 при $\sigma_1 = 1,105$; $\sigma_2 = 1,46$.

Такий ефект можна пояснити наступними трьома чинниками.

Першим, найбільш явним чинником є фактор розвитку поверхні ψ , пропорційно якому при рівних умовах збільшується Q . Поверхня одного погонного метра трьох досліджуваних гвинтоподібних труб на 16 % та 24 % більше поверхні вихідних гладких труб (табл. 3.1).

Другий чинник – більш висока, ніж при омиванні гладких труб,

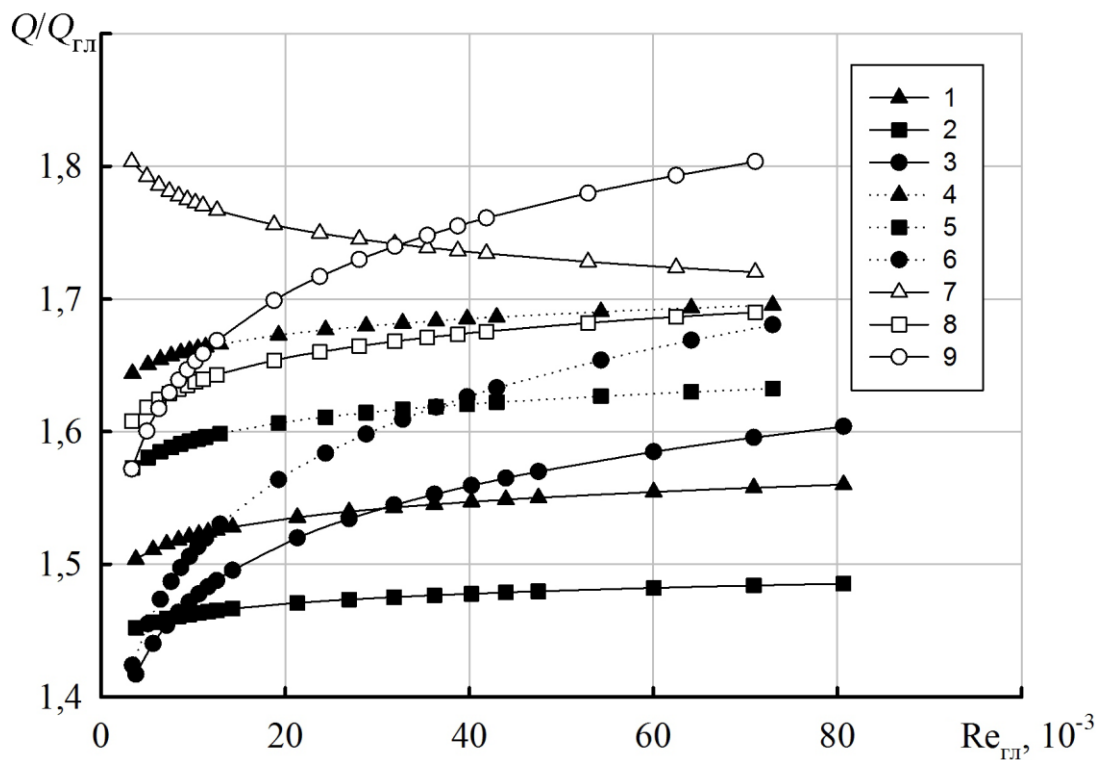


Рисунок 3.31 – Залежності $(Q/Q_{\text{гл}}) = f(\text{Re}_{\text{гл}})$ при $\Delta P/\Delta P_{\text{гл}} = 1$ та $\sigma_1 = 1,105$:
 1,2,3 – $\sigma_2 = 0,96$ труби №1, №2, №4, відповідно; 4,5,6 – $\sigma_2 = 1,184$ труби №1,
 №2, №4, відповідно; 7,8,9 – $\sigma_2 = 1,46$ труби №1, №2, №4, відповідно

турбулізація потоку при поперечному омиванні гвинтоподібних труб. Порівняння даних для труб №2 та №4, геометрія котрих відрізняється тільки кількістю заходів гвинтової впадини, свідчить, що збільшення Z , призводить до зростання інтенсивності тепловіддачі, тому що збільшення кута атаки гвинтових виступів по відношенню до напрямку потоку істотно збурює потік. Про визначну роль турбулізації потоку в розглянутих процесах свідчить також те, що інтенсивність теплообміну збільшується зі зростанням σ_2 при $\sigma_1 = \text{const}$. Так для малих значень відносного поздовжнього кроку ($\sigma_2 = 0,96$), приріст тепловіддачі найменший, турбулентність пригнічується у вузьких міжтрубних проміжках. Для випадку $\sigma_2 = 1,46$ ці проміжки вже стали достатньо великими для розвитку турбулентності у ближньому сліді при збереженні високих локальних швидкостей омивання труб. Тому величина $Q/Q_{\text{гл}}$ в розглянутому інтервалі σ_2 приймає максимальне значення.

Третій чинник – менша, ніж для відповідних гладких труб, площа

міделового перетину гвинтоподібних труб (рис. 3.30) і як наслідок більший живий перетин для проходу теплоносія в пакетах гвинтоподібних труб при $\sigma_1 = idem$. Саме тому зменшується кривизна ліній току (рис. 3.32), і як наслідок – коефіцієнт опору пакету. Менший коефіцієнт опору дозволяє досягати значень ΔP , що характерні для шахових пакетів з гладких круглих труб ($\Delta P / \Delta P_{\text{гл}} = 1$), при більших швидкостях потоку, що, в свою чергу, призводить до інтенсифікації теплообміну.

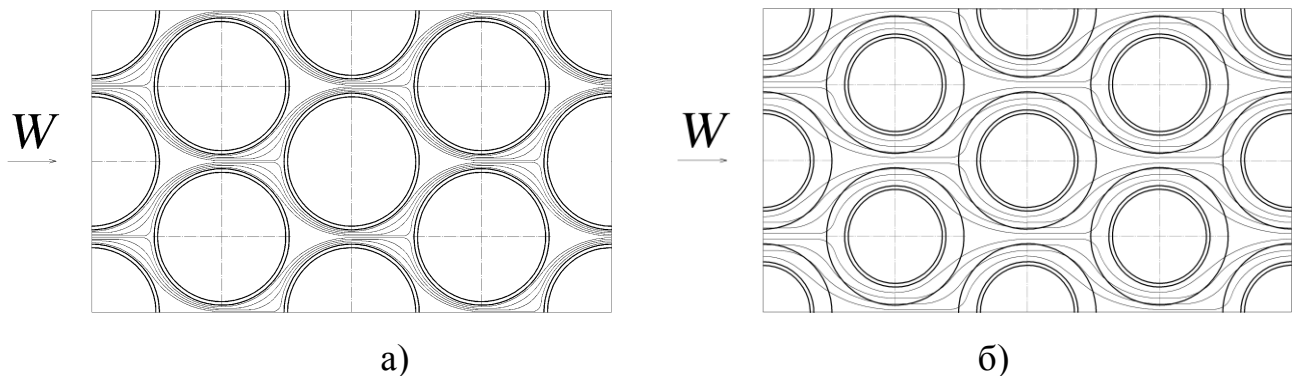
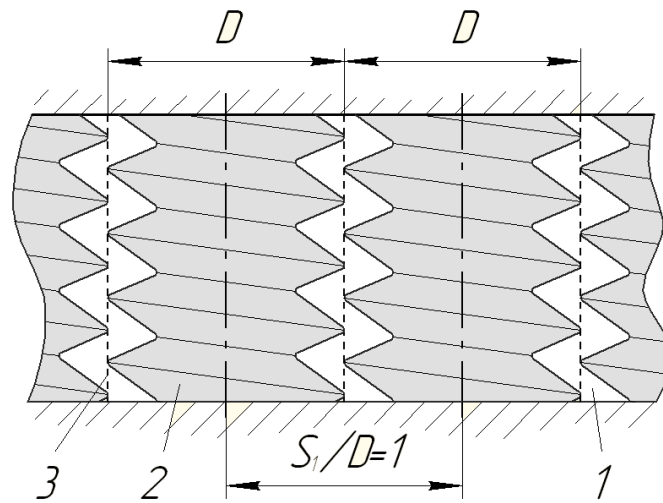


Рисунок 3.32. Схема течії в "щільному" шаховому пакеті з гладких труб (а) та з гвинтоподібних труб (б)

Фактор зменшеної площі міделового перетину гвинтоподібних труб дозволяє реалізувати гранично щільні компоновки пакетів ($\sigma_1 \rightarrow 1$, $\sigma'_2 \rightarrow 1$), що не можливо в разі використання відповідних за діаметром (D) гладких труб, які в цьому випадку створюють не прохідний бар'єр для потоку теплоносія ($Eu_0 \rightarrow \infty$) (рис. 3.33).



1 – живий перетин; 2 – гвинтоподібна труба; 3 – контур гладкої труби.

Рисунок 3.33 – Схема пакету з гвинтоподібними трубами та гладкими при $S_1/D=1$

4 РОЗРОБЛЕННЯ РЕГЕНЕРАТОРА-ПОВІТРОПІДГРІВАЧА ГТУ З РІВНОРОЗВИНЕНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ТЕПЛООБМІНУ

4.1 Загальні відомості

Газотурбінні двигуни (ГТД) широко застосовуються в промисловості та в складі газоперекачуючих агрегатів (ГПА) газотранспортної системи України (ГТС) (табл. 4.1) [129]. На компресорних станціях магістральних газопроводів в камерах згорання ГТД спалюється до 9 % від всього газу (8,4 млрд. м³), що компримується [130,131].

Таблиця 4.1 Розподіл ГПА по країнах – виробниках, що експлуатуються в ПАТ "УКРТРАНСГАЗ"

Тип ГПА	Сумарна потужність, МВт	Кількість ГПА, шт					Середній ККД агрегатів % %	
		Загальна	В. Т.Ч.			Тих, що працюють в умовах подовженого моторесурсу	Вітчизняного виробництва	Імпортних
			Вітчизняного виробництва	Росія	Європа та Америка			
Газотурбінні	4331,6	420	120	193	107	169	29,7%	26,9%
% від загальної кількості	83,2%	65,1%	28,6%	71,4%		40,2%	-	-
Електроприводні	768,0	145	-	139	6	6	-	80,5%
% від загальної кількості	14,7%	22,5%	-	100%		4,1%	-	-
Поршневі	108,6	80	-	80	-	-	-	35,3%
% від загальної кількості	2,1%	12,4%	-	100%		-	-	-
Разом	5208,2	645	120	412	113	175	-	-
% від загальної кількості	100%	100%	18,6%	81,4%		27,1%	-	-

В процесі роботи компресорних станцій утворюється велика кількість вторинних енергоресурсів, які практично не використовуються. До них відносяться: фізична теплота викидних газів ГТУ; фізична теплота газу, що пройшов процес компримування; фізична теплота проміжних продуктів, теплота води та пари, а також теплота інших робочих тіл системи охолодження агрегатів та обладнання.

Основним джерелом теплових вторинних енергоресурсів ГТУ є викидні гази, що мають високу температуру та складають (60...70) % від теплоти що подається в камеру згорання [131,132]. Так, згідно [133,134] найбільш поширеним типом серед застосованих ГПА є ГТК – 10 з часткою від загальної теплової потужності викидних газів 21 % та температурою на виході з ГТД ≈ 804 К. Більш детальний склад ГПА в ГТС України представлений в додатку В.

Внаслідок цього, одним з найпростіших методів підвищення ефективності газотурбінних установок є застосування систем регенерації теплоти викидних газів [131-136], як приклад, використання регенераторів-повітропідігрівачів. Збільшення даним методом середнього ККД привідних ГТД на ГТС України з (16...27) % до 34 % (ККД сучасних ГТД потужністю від 6 до 25 МВт дорівнює (34...38) %) дозволило б заощадити близько 1,2 млрд м^3 технологічного (паливного) газу [137] (2 млрд м^3 [136,138]). Згідно [135], збільшення ККД на (4...5) % для однієї ГТК – 10 дозволить заощадити (140...180) $\text{м}^3/\text{год.}$ технічного газу або (0,9...1,1) млн. м^3 в рік.

Коефіцієнт регенерації теплоти більшості ГТУ 0,67...0,68. При реконструкції регенеративних ГТУ він може бути збільшений до рівня 0,8...0,82, що при інших рівних умовах може забезпечити економію технологічного газу на рівні (12...15) % [135]. Одночасно з цим в роботі відзначено, що при переході ГТК – 10 на регенеративний цикл з коефіцієнтом регенерації 0,86...0,87 витрати технологічного газу на власні потреби зменшились на (33...34) %. При цьому зниження потужності агрегатів за рахунок сумарних втрат регенераторів по розрахунковим відношенням було на рівні (7,2...7,4) %, з випробувань – (7,3...7,5) %.

Однак, введення в склад установки регенератора призводить до істотного збільшення її маси та габаритних розмірів. Одночасно з цим, забезпечення максимально можливого ступеню регенерації пов'язано зі зменшенням температурних напорів. Внаслідок цього вага регенератора може перевищувати вагу ГТД в 5...6 разів [139].

Саме тому важливою задачею при проектуванні регенеративних ГТУ є зниження маси та втрат тисків в газоповітряному тракту регенератора та збільшення його компактності.

Згідно [138] до основних вимог, які висуваються до сучасних регенераторів для ГТД – теплова ефективність на рівні 0,82...0,88; сумарні відносні втрати тиску – (4...8) % (до 5% [135]).

Тому необхідно створити регенератори нового покоління на основі нових інтенсифікованих поверхонь нагріву, що дозволять отримати прийнятні масогабаритні і вартісні характеристики, і в той же час при реконструкції конкретних компресорних станцій використовувати існуюче монтажне обладнання і фундаменти.

Беручи до уваги той факт, що альтернативи регенераторам трубчастого типу внаслідок їх високої експлуатаційної надійності та конструктивної простоти найближчим часом не передбачається, зусилля дослідників і розробників доцільно спрямувати на вдосконалення трубчастих елементів поверхонь нагріву. При цьому необхідно враховувати наступне [57]:

- відносно невелика відмінність властивостей теплообмінних середовищ - продуктів згорання при МПа і повітря при $P \approx (0,45...0,6)$ МПа призводить до того, що коефіцієнти тепловіддачі з газової та повітряної сторін мають один порядок;

- підвищення коефіцієнта теплопередачі регенератора в таких умовах доцільно за рахунок зниження термічних опорів тепловіддачі по кожній зі сторін; застосування одностороннього оребрення або інтенсифікаторів тепловіддачі не можуть привести до значних результатів.

Вирішення всіх зазначених проблем та вимог можливо, як було показано раніше, за рахунок використання гвинтоподібних труб в якості поверхонь нагріву регенераторів, тому що вони мають такі істотні переваги:

- одночасне збільшення площі поверхонь, що омиваються, як внутрішнім, так і зовнішнім теплоносієм;
- інтенсифікація тепловіддачі за рахунок утворення кільцевих впадин та виступів, що чергуються, як з внутрішнього, так і з зовнішнього теплоносія.

4.2 Розробка регенератора-повітропідігрівача для ГТК – 10

В якості базової конструкції регенератора-повітропідігрівача була обрана конструкція модульного регенератора-повітропідігрівача для ГТК – 10 компанії «ОРМА - ОЛІМП» [140]. Конструкція регенератора складається з 8 модулів (рис. 4.1), що з'єднані паралельно.



а)



б)

а) зовнішній вигляд; б) трубний пакет

Рисунок 4.1 – Модуль регенератора-повітропідігрівача для модернізації ГТК – 10 виробництва «ОРМА-ОЛІМП» [140]

Кожен модуль, збирається з труб поверхонь нагріву та колекторів (рис. 4.1), має масу не більше 9 т, що дозволяє застосовувати при монтажі регенератора штатні мобільні підйомно–транспортні засоби. Їх встановлення може

здійснюватися на старі фундаменти, при цьому забезпечуючи простоту монтажу.

Теплообмінна поверхня проектувалась у вигляді шахових пакетів труб з відносними поперечним $\sigma_1 = 1,105$ та поздовжнім $\sigma_2 = 1,46$ кроками. Компоновка з даними характеристиками показала найкращі результати при оцінці теплоаеродинамічної ефективності пакетів гвинтоподібних труб (підрозділ 3.4.3).

Шляхом розрахункового аналізу (Додаток В) була визначена можливість створення на основі трубного модуля запропонованої конструкції регенераторів-повітропідігрівачів для ступенів регенерації $\mu = 0,75, 0,80, 0,85$. Вихідні дані для розрахунку представлені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 Технічні характеристики для повіркового розрахунку регенератора-повітропідігрівача ГТК – 10

Найменування величини	Значення
Температура повітря на вході, °C	197
Температура газів на вході, °C	531
Витрата повітря, кг/с	86,1
Витрата продуктів згорання, кг/с	85,3
Тиск повітря, МПа	0,435
Тиск продуктів згорання, МПа	0,103
Коефіцієнт регенерації	0,75-0,85
Сумарні відносні втрати тиску	$\leq 5 \%$

Розрахунки теплообміну та аеродинамічного опору повітропідігрівачів проводилися з використанням узагальнюючих залежностей (2.39) та (2.40) розділ 2 і (3.20), (3.21) розділ 3 відповідно.

Результати такого аналізу наведені в таблиці 4.3 та на рис. 4.2-4.3. Для порівняння в табл. 4.3 та на рис. 4.2-4.3 порівнювались з даними, що отримані при розрахунку трубного модуля запропонованої конструкції з пакетів гладких труб з відповідною компоновкою.

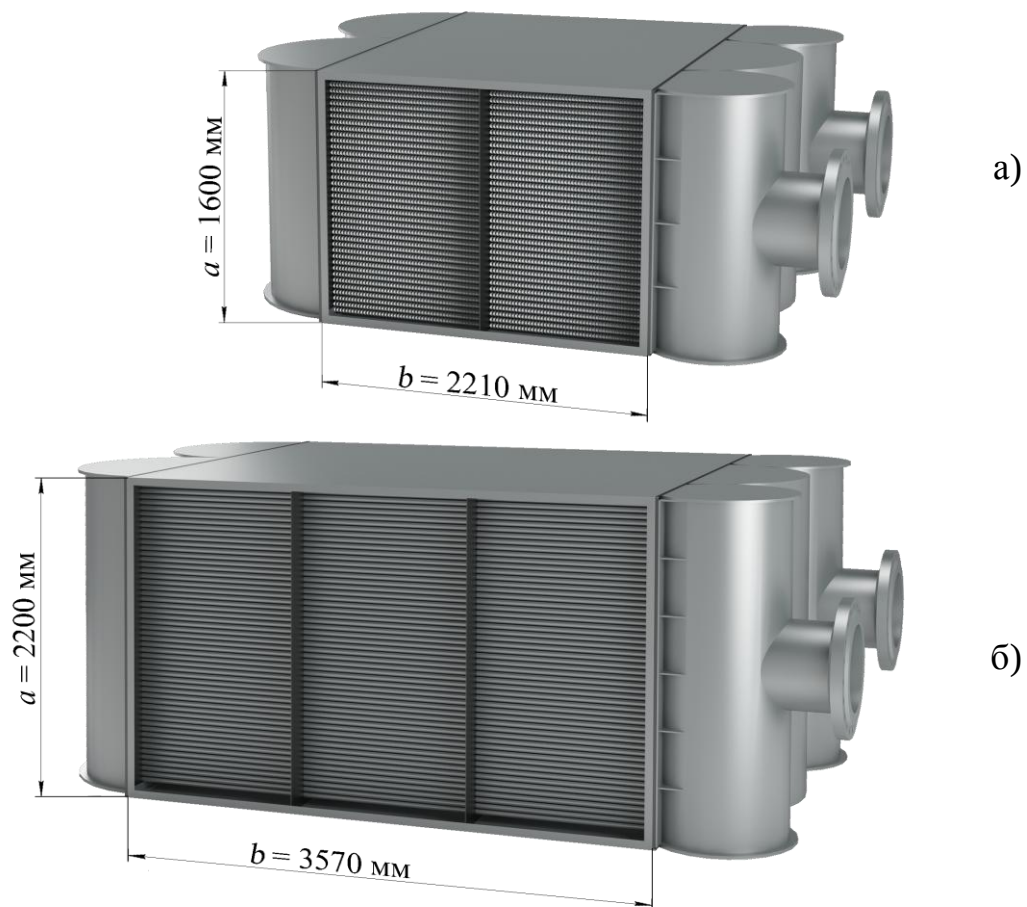
Таблиця 4.3 Характеристики поверхонь нагріву повітропідігрівачів із круглих та гвинтоподібних труб

Характеристика	Регенератор з труб			
	гладких	гвинтоподібних		
Геометричні характеристики поверхні	-	$t = 12 \text{ мм}$ $h = 5 \text{ мм}$ $Z = 1$	$t = 8 \text{ мм}$ $h = 3,5 \text{ мм}$ $Z = 1$	$t = 8 \text{ мм}$ $h = 3,5 \text{ мм}$ $Z = 3$
Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:				
$\mu = 0,75$	51,0	98,3	85,5	92,6
$\mu = 0,80$	48,1	88,2	77,5	84,0
$\mu = 0,85$	44,6	77,1	68,3	74,2
Загальна довжина труб регенератора, км:				
$\mu = 0,75$	48,4	21,6	23,2	21,5
$\mu = 0,80$	61,0	28,7	30,5	28,2
$\mu = 0,85$	80,0	39,8	42,2	38,8
Число отворів в трубних дошках колекторів, шт	424	304		
Сумарні відносні втрати тиску, %:				
$\mu = 0,75$	4,10	3,14	3,83	4,52
$\mu = 0,80$	2,78	2,15	2,52	2,94
$\mu = 0,85$	1,80	1,60	1,69	1,91

Порівняльний аналіз показав (рис. 4.3), що використання гвинтоподібних труб замість гладких в якості поверхонь нагріву регенераторів-повітропідігрівачів призводить до:

- збільшення коефіцієнту теплопередачі на (53,1...92,7)%;
- зменшення загальної довжини і маси труб в 1,9 – 2,3 рази в залежності від степені регенерації та геометричних характеристик поверхонь (рис. 4.3);

- зменшення кількості технологічних операцій при виготовленні регенератора-повітропідігрівача (кількість отворів в трубних дошках та зварних з'єднань труб поверхонь нагріву з трубними дошками до 28%);
- зменшення габаритних розмірів модуля регенератора: ширини до 28%, довжини до 38% (рис. 4.2);
- зниження сумарних відносних втрати тиску в газовому та повітряному трактах.



а) – гвинтоподібні труби $t = 8\text{ мм}$ $h = 3,5\text{ мм}$ $Z = 3$; б) – гладкі труби

Рисунок 4.2 – Порівняння габаритних розмірів трубного пакету модуля регенератора з тепловою потужністю $Q = 22,6\text{ МВт}$ при інших однакових умовах, що забезпечує степені регенерації $\mu = 0,75$

Найкращі характеристики регенератора-повітропідігрівача відповідають варіанту конструкції з гвинтоподібних труб наступної геометрії: $t/h = 2,4$, $h/d = 0,139$, $Z = 1$.

Представлені розрахунково-конструкторські опрацювання показують, що застосування труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями дозволяє створити регенератори-повітропідігрівачі ГТУ з високими коефіцієнтами регенерації ($\mu = 0,8 \dots 0,85$), покращеними масо-габаритними характеристиками і допустимими сумарними відносними втратами тиску в газових та повітряних трактах.

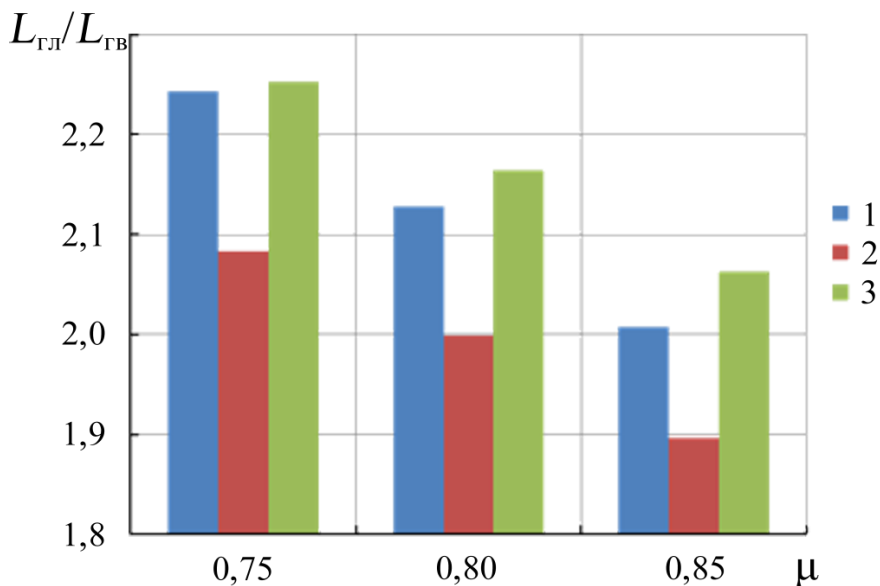


Рисунок 4.3 – Порівняння загальної довжини труб L_{GL} в гладкотрубному регенераторі з загальною довжиною труб L_{GV} альтернативного регенератора, виконаного в трьох варіантах: 1 – з гвинтоподібних труб $t = 12 \text{ мм}$ $h = 5 \text{ мм}$ $Z = 1$; 2 – з труб $t = 8 \text{ мм}$ $h = 3,5 \text{ мм}$ $Z = 1$; 3 – з труб $t = 8 \text{ мм}$ $h = 3,5 \text{ мм}$ $Z = 3$ в залежності від степені регенерації

ВИСНОВКИ

В дисертації запропоновано нове вирішення наукової проблеми підвищення теплоаеродинамічної ефективності трубчастих поверхонь нагрівання, шляхом дослідження та впровадження гвинтоподібних труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями. Виконана комплексна робота у підсумку якої, можна зробити наступні висновки.

1. Дослідження середньоповехневого конвективного теплообміну та аеродинамічного опору при вимушеній течії теплоносія всередині гвинтоподібних труб в інтервалі геометричних характеристик поверхні та режимних параметрів: $t/h = 1,8 \dots 2,4$, $h/d = 0,097 \dots 0,139$, $Z = 1 \dots 4$, $Re = (11 \dots 65) \cdot 10^3$ дозволили отримати узагальнюючі залежності, які враховують вплив геометричних характеристик на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір. Розрахункові залежності забезпечують розбіжність із дослідними даними не більше, ніж $\pm 10\%$ для теплообміну та аеродинамічного опору.

2. Виявлено, що найбільш явним фактором, який впливає на інтенсивність теплообміну всередині гвинтоподібних труб, є параметр t/h . При його збільшенні від 1,8 до 2,4 інтенсифікація склала до 64 % в залежності від режиму течії.

3. Виявлено, що на коефіцієнт аеродинамічного опору істотно впливає не в явному вигляді параметр γ . При його збільшенні від 1,05 до 1,21 відбувається зниження аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб з $Z = 4$ на (32...37) % в залежності від режиму течії. При збільшенні γ від 0,91 до 1,04 відбувається зниження аеродинамічного опору всередині гвинтоподібних труб з $Z = 1$ на (25...27) % в залежності від режиму течії.

4. Встановлено, що відведений від гвинтоподібної труби питомий тепловий потік Q в 2,35...3,5 рази більше, ніж тепловий потік, що відведений від гладкої труби в діапазоні чисел Рейнольдса $Re = (15 \dots 65) \cdot 10^3$. При цьому максимальне значення $Q/Q_{\text{гл}}$ характерно для труб з $t/h = 2,4$, $h/d = 0,139$ та $Z = 1$.

5. Дослідження структури течії всередині гвинтоподібних труб дозволили виявити наступні особливості. Течія носить складний тривимірний характер – на початковій ділянці труби $l \approx 9 \cdot d$ виявлено існування 3 типів вихрових структур: основний поздовжній вихор, поперечний вихор в гвинтовій впадині, що утворена двома сусідніми виступами та вхідні поздовжні локальні вихори. Причому кількість останніх дорівнює кількості заходів гвинтового виступу Z .

6. Вперше за допомогою надійного та апробованого методу повного теплового моделювання, використовуючи електрокалориметрування, виконано дослідження середньоповерхневого конвективного теплообміну шахових пакетів гвинтоподібних труб в інтервалі значень геометричних характеристик та режимних параметрів: $t/h = 1,8 \dots 2,4$, $h/d = 0,097 \dots 0,139$, $Z = 1 \dots 3$, $S_1/D = 1,105 \dots 1,184$, $S_2/D = 0,960 \dots 2,368$, $Re = (4 \dots 90) \cdot 10^3$. Отримано узагальнюючі залежності, які враховують вплив на інтенсивність теплообміну геометричних характеристик поверхні, крокових характеристик пакетів. Розрахункові залежності забезпечують розбіжність із дослідними даними не більшу, ніж $\pm 15\%$.

7. Вперше виконані дослідження аеродинамічного опору шахових пакетів гвинтоподібних труб при поперечному омиванні теплоносієм в інтервалі значень геометричних характеристик та режимних параметрів: $t/h = 1,8 \dots 2,4$, $h/d = 0,097 \dots 0,139$, $Z = 1 \dots 4$, $S_1/D = 1,105 \dots 1,184$, $S_2/D = 0,960 \dots 2,368$, $Re = (7 \dots 90) \cdot 10^3$. Отримано узагальнюючі залежності, які враховують вплив на аеродинамічний опір геометричних характеристик гвинтоподібних труб та крокових характеристик їх розташування в пакетів. Розрахункові залежності забезпечують розбіжність із дослідними даними не більшу, ніж $\pm 20\%$.

8. Встановлено, що кількість теплоти, яка відведена від одного погонного метру гвинтоподібної труби в пакеті, на $(30 \dots 65)\%$ більше, ніж кількість теплоти, що відведена від одного погонного метру вихідної гладкої круглої труби в пакеті з відповідною компоновкою при однакових втратах на прокачування теплоносія.

9. Показано, що застосування гвинтоподібних труб дозволяє реалізувати гранично щільні компоновки пакетів ($S_1/D \rightarrow 1$, $S'_2/D \rightarrow 1$), що не можливо в разі використання відповідних за діаметром (D) гладких труб.

10. Дослідження структури течії при зовнішньому поперечному омиванні гвинтоподібних труб дозволило виявити існування в лобовій частині гвинтової впадини вторинних відривних течій, що виникли внаслідок розвитку гідродинамічного примежового шару на стінці виступу.

11. Виявлено, що при поперечному омиванні гвинтоподібних труб відбувається більш висока турбулізація потоку, ніж при омиванні гладких труб. Порівняння даних для труб, геометрія котрих відрізняється тільки кількістю заходів гвинтової впадини, свідчить, що збільшення Z призводить до зростання інтенсивності тепловіддачі, тому що при збільшенні кута атаки гвинтових виступів по відношенню до напрямку потоку істотно збурюється потік.

12. Показано, що менша, ніж для відповідних гладких труб, площа міделевого перетину гвинтоподібних труб і як наслідок більший живий перетин для проходу теплоносія в пакетах гвинтоподібних труб при $S_1/D = idem$ призводить до зменшення кривизни ліній току – коефіцієнту опору пакету. Менший коефіцієнт опору дозволяє досягати значень ΔP , що характерні для шахових пакетів з гладких круглих труб ($\Delta P/\Delta P_{\text{гл}} = 1$), при більших швидкостях потоку, що, в свою чергу, призводить до інтенсифікації теплообміну.

13. Представлені розрахунково-конструкторські опрацювання показують, що застосування труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями дозволяє створити регенератори-повітропідігрівачі ГТУ з високими коефіцієнтами регенерації ($\mu = 0,8 \dots 0,85$) при допустимих сумарних відносних втратах тиску в газовому та повітряному трактах.

14. Використання гвинтоподібних труб замість гладких труб в якості поверхонь нагріву регенераторів-повітропідігрівачів призводить до зменшення загальної довжини і маси труб в 1,9...2,3 рази в залежності від ступені регенерації та геометричних характеристик поверхонь.

Результати роботи використані ТОВ МВВФ „Енергетик” при виконанні пошукових проектно-конструкторських робіт в напрямку розробки конвективних поверхонь теплообміну для регенератора-повітропідігрівача ГТУ (ГПК – 10) та ТОВ "СП "Укрінтерм" при розробці технічної концепції проектів реконструкції промислових та житлово-комунальних котелень.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського при підготовці магістрантів за спеціальністю 144 Теплоенергетика спеціалізації Теплофізика.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В., Каськов С.И. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / под. общ. ред. Ю.Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531с.
2. Ranjit G., Amit B.D., “Some experimental studies on heat transfer augmentation for flow of liquid through circular tubes using twisted angles and tapes”, B.S. thesis, National Institute of Technology, India, Rourkela, 2008. 71pp.
3. Cebrucean D., Cebrucean V. Numerical study of shell – and tube heat exchanger for heating rich monoethanol-amine using hot flue gases. Part II: tube – side heat transfer enhancement. *TERMOTEHNICA*. 2014. Vol.1. P.37 – 41. URL: <http://www.agir.ro/buletine/2144.pdf>. (Дата звернення: 12.07.2018).
4. Oni T.O., “Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in tubes induced with twisted tape inserts”, Ph.D. thesis, University of Glasgow, The United Kingdom of Great Britain and Northern Ireland, Glasgow, 2015. 260pp. URL: <http://theses.gla.ac.uk/6237/>. (Дата звернення: 12.07.2018).
5. Sami D.S. et al. CFD analysis of heat transfer and friction factor characteristics in a circular tube fitted with quadrant-cut twisted tape inserts. *Mathematical Problems in Engineering*. 2013. Vol.2013. P.1 – 7. URL: <http://ajbasweb.com/old/ajbas/2013/may/69-76.pdf>. (Дата звернення: 12.07.2018).
6. Sami D.S. et al. Numerical investigation of heat transfer and friction factor characteristics in a circular tube fitted with V – cut twisted tape inserts. *The Scientific World Journal*. 2013. Vol.2013. P.1 – 8. URL: <https://www.hindawi.com/journals/tswj/2013/492762/citations/>. (Дата звернення: 12.07.2018).
7. Gaurav J., Virendra H., “Experimental studies on heat transfer augmentation using modified reduced width twisted tapes (RWTT) as inserts for tube side flow of liquids”, B.S. thesis, National Institute of Technology, India, Rourkela, 2010. 89pp.
8. Ali R.K. et al. Convective heat transfer enhancement inside tubes using

inserted helical coils. *Thermal Engineering*. 2016. Vol.63, No.1. P.42 – 50.
URL: https://www.researchgate.net/publication/287405943_Convective_heat_transfer_enhancement_inside_tubes_using_inserted_helical_coils.

(Дата звернення: 12.07.2018).

9. Рогачев В.А., Терех А.М., Бурлей В.Д., Семеняко А.В. Интенсификация теплообмена в круглой трубе. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2008. №1. С.36 – 42.

10. Ravigururajan T.S., “General correlations for pressure drop and heat transfer for single turbulent flows in ribbed tubes”, Ph.D., Iowa State University Iowa, 1986. 335pp.

11. Zdaniuk G.J., Chamra L.M., Mago P.J. Experimental determination of heat transfer and friction in helically-finned tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2008. Vol.32. P.761 – 775. URL: https://www.researchgate.net/publication/307874402_Experimental_determination_of_single-phase_pressure_drop_and_heat_transfer_in_a_horizontal_internal_helically-finned_tube.

(Дата звернення: 12.07.2018).

12. Jensen M.K., Vlakancic A. Experimental investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in internally finned tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1999. Vol.42. P.1343 – 1351.

13. Aroonrat K. et. Al. Heat transfer and single – phase flow in internally grooved tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2013. Vol.42. P.62 – 68.

14. Jasinski P. Numerical study of friction factor and heat transfer characteristics for single-phase turbulent flow in tubes with helical micro-fins. *The Archive of Mechanical Engineering*. 2012. Vol.LIX, No.4. P.469 – 485. URL: <https://yadda.icm.edu.pl/yadda/element/bwmeta1.element.baztech-98835a1f-1e23-47e0-8369-77bd7e104bb3/c/Jasinski.pdf>. (Дата звернення: 12.07.2018).

15. Selvaraj P., Sarangan J., Suresh S. Experimental investigation on heat transfer and friction factor characteristics of a water and ethylene glycol mixture flow of internally grooved tubes. *International Journal of Chemical Research*. 2011.

Vol.3, Issue 1. P.33 – 40. URL: <http://oaji.net/articles/2014/34-1394081110.pdf>.
(Дата звернення: 12.07.2018).

16. Selvaraj P., Sarangan J., Suresh S. Computational fluid dynamics analysis of heat transfer and friction factor characteristics of a turbulent flow for internally grooved tubes. *Thermal Science*. 2013. Vol.17, Issue 4. P.1125 – 1137.
URL: <http://www.doiserbia.nb.rs/img/doi/0354-9836/2013/0354-98361300010S.pdf>.
(Дата звернення: 12.07.2018).

17. Abdulmajeed A. R., Yaser T. Al Anii, Amer J.S. Groove geometry effects on turbulent heat transfer and fluid flow. *Heat Mass Transfer*. 2013. Vol.49, Issue 2. P.185 – 195. URL: https://www.researchgate.net/publication/275105382_Geometry_Effects_on_Turbulent_Flow_and_Heat_Transfer_in_Internally_Finned_Tubes. (Дата звернення: 12.07.2018).

18. Liu X., Jensen M.K. Geometry effects on turbulent flow and heat transfer in internally finned tubes. *Journal of Heat Transfer*. 2001. Vol.123. P.1035 – 1044.

19. Arman T., Rabas T.J. Influence of Prandtl Number and effects of disruption shape on the performance of enhanced tubes with the separation and reattachment mechanism. *ANL/ESD-16*. Argonne National Laboratory. Illinois, 1992. 141pp.
URL: <https://www.osti.gov/servlets/purl/7179425>. (Дата звернення: 12.07.2018).

20. Mohebbi K., Rafee R., Talebi F. Effects of rectangular groove dimensions on the thermal features of turbulent Al_2O_3 – water nanofluid flow in the grooved tubes. *Journal of Heat and Mass Transfer Research*. 2015. No.2. P.59 – 70. URL: http://jh_mtr.journals.semnan.ac.ir/article_339.html. (Дата звернення: 12.07.2018).

21. Gee D.L., Webb R.L. Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1980. Vol. 23. P.1127 – 1136.

22. Sams E.W. Experimental investigation of average heat – transfer and friction coefficients for air flowing in circular tubes having square-thread-type roughness. *NACA RM E52D17*. National advisory Committee for Aeronautics. Washington, 1952. 44pp.

23. Webb R.L., Eckert E.R.G., Goldstein R.J. Heat transfer and friction in tubes with repeated – rib roughness. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1971. Vol. 14. P.601 – 617.

24. Webb R.L., Eckert E.R.G., Goldstein R.J. Generalized heat transfer and friction correlations for tubes with repeated –rib roughness. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1972. Vol. 15. P.180 – 184.

25. Webb R.L., Narayanamurthy R., Thors P. Heat transfer and friction characteristics of internal helical-rib roughness. *Journal of Heat Transfer*. 2000. Vol.122. P.134 – 142.

26. Дрейцер Г.А., Мякочин А.С. Влияние геометрической формы турбулизаторов на эффективность интенсификации конвективного теплообмена в трубах. *Теплоэнергетика*. 2002. №6. С.57 – 59. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=27811616>. (Дата звернення: 12.07.2018).

27. Dawson D.A., Trass. O. Mass transfer at rough surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1972. Vol.15. P.1317 – 1336.

28. Жукаускас А.А., Улинскас Р.В. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб/ под. ред. А.А. Жукаускаса. Вильнюс: Москлас, 1986. 204с.

29. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно – оребренных труб. К.: Альтерпрес, 2004. 244с.

30. Мигай В.К., Фирсова Э.В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. Л.:Наука, 1986. 195с.

31. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М – Л.:Энергия, 1966. 184с.

32. Кондратюк В.А. Теплообмін і аеродинаміка пучків плоско овальних труб в поперечному потоці: дис...канд. техн. наук:05.14.06. Київ, 2016. 197с.

33. Семеняко О.В. Закономірності процесів переносу в теплообмінних поверхнях з плоско-овальних труб з поперечним оребренням: автореф. дис...канд. техн. наук: 05.14.06. Київ, 2018. 31с.

34. Nawras S.S. Thermo – hydraulic performance of horizontal circumferentially ribbed double pipe heat exchanger. *Journal of Engineering and Development*. 2014. Vol.18, No.3. P.183 – 196. URL: http://www.jeasd.org/images/2014edition/issue_3/12.Thermo.Hydraulic.Performance.Of.Horizontal.Circumferentially.Ribbed.Double.Pipe.Heat.Exchanger.pdf. (Дата звернення: 12.07.2018).

35. Щелчков А.В. Физическое и численное моделирование интенсификации теплообмена поверхностными генераторами вихрей в трактах систем охлаждения: автореф. дис...док.тех.наук.01.04.14. Казань, 2017. 67с.

36. Яркаев М.З. Теплогидравлическая эффективность профилированных каналов различной формы при ламинарном, переходном и турбулентном режимах течения теплоносителей: дис...канд.тех.наук 01.04.14. Казань, 2015. 149с.

37. Интенсификация тепло- и массообмена на макро-, микро-, и наномасштабах /Б.В. Дзюбенко и др.; под общ. ред. Ю.А. Кузма-Кичты. Москва: ФГУП "ЦНИИАТОМИНФОРМ", 2008. 532с.

38. Эффективные поверхности теплообмена /Э.К. Калинин и др. Москва: Энергоатомиздат, 1998. 408с.

39. Дрейцер Г.А. Проблемы создания компактных трубчатых теплообменных аппаратов. *Теплоэнергетика*. 1995. №3. С.11 – 18.

40. Савельев П.А. Исследование гидродинамики и теплообмена потоков в винтообразно профилированных трубах: автореф. дис...канд. техн. наук. Рига, 1971. 21с.

41. Kidd G.J. The heat transfer and pressure-drop characteristics of gas flow inside spirally corrugated tubes. *Journal of Heat Transfer*. 1970. Vol.92. P.513 – 519.

42. Ronald K.A., “A comparison of the tube-side performance of enhanced heat transfer tubing for naval condenser”, M.S. thesis, David Taylor Naval Ship Research and Development Center. Bethesda. Maryland, 1982. 122pp.

43. Marner W.J., Bergles A.E., Chenoweth J.M. On the presentation of performance data for enhanced tubes used in shell-and tube heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*.1983. Vol.105. P.358 – 365.

44. Vicente P.G., Garcia A., Viedma A. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2004. Vol.47. P.671 – 681.

45. Chen X.D. et al. Characterization of the effect of corrugation angles on

hydrodynamic and heat transfer performance of four-start spiral tubes. *Journal of Heat Transfer*. 2001. Vol.123. P.1149 – 1158.

46. Мига́й В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144с.

47. Митрофанова О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно – энергетических установок. М.: ФИЗМАЛИТ, 2010. 288с.

48. Ибрагимов У. Х., Шамуратова С. М., Рахмонов Б. А. Интенсификация теплообмена в каналах. *Молодой ученый*. 2016. №8. С.225 – 229.

49. Дрейцер Г.А. Современные проблемы интенсификации теплообмена в каналах. *Инженерно физический журнал*. 2001. Т.74, №4. С.33 – 40.

50. Дрейцер Г.А. Эффективность использования закрутки потока для интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах. *Теплоэнергетика*. 1997. №11. С.61 – 65.

51. Putu W.S., Daud S.A., Wayan G.S. Temperature approach optimization in the double pipe heat exchanger with groove. *The 3rd Bali International Seminar on Science & Technology*. (Bali, Indonesia, October 15-17. 2015.) *MATEC Web of conferences*. 2016. Vol. 58. URL: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2016/21/mateconf_bisstech2016_04006.pdf.

(Дата звернення: 12.07.2018).

52. Желонкин Н.В. Сравнительное исследование эффективности применения различно профилированных трубок в маслоохладителях турбоустановок: автореф. дис...канд. тех. наук 05.04.12. Екатеринбург, 2014. 24с.

53. Марушкин В.Н., Васильев В.Н., Марушкина Г.Е., Розенбаум И.А. Обобщение результатов исследований теплогидравлических характеристик профильных накатных труб. *Теплоэнергетика*, 1990. №7. С.50 – 54.

54. Дзюбенко Б.В., Мякочин А.С., Щербакова Н.У. Тепломассообмен в каналах с закруткой потока. Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. 2011. №2(7). С.17 – 22. URL: <http://modern.science.triacon.org/ru/issues/2011/files/papers/2/17-22.pdf>. (Дата звернення: 12.07.2018).

55. Олимпиев В.В. Поверхности теплообмена с интенсифицированной теплоотдачей и пониженным сопротивлением. *Изв. Вузов. Авиационная техника*. 2000. №3. С.35 – 38. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=9114847>. (Дата звернения: 12.07.2018)

56. Zimparov D., Vulchanov N.L., Delov L.B. Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers — 1. Experimental investigation and performance evaluation. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1991. Vol.34, No. 9. P.2187 – 2197.

57. Письменный Е.Н. Пути совершенствования трубчатых воздухонагревателей ГТУ. *Теплоэнергетика*. 2012. №6. С.67 – 72.

58. Tokgoz N. et al. The numerical study of heat transfer enhancement using Al203 water nanofluid in corrugated duct application. *Journal of Thermal Engineering*. 2018. Vol.4, No.3. P.1984 – 1997.

59. Hossein S., Koohyar V., Mohammad A.E. Numerical analysis of air flow and conjugated heat transfer in internally grooved parallel - plate channels. *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*. 2011. Vol.5, No.1. P.15 – 20. URL: <https://waset.org/publications/13347/numerical-analysis-of-air-flow-and-conjugated-heat-transfer-in-internally-grooved-parallel-plate-channels>. (Дата звернения: 12.07.2018).

60. Deylami H.M., Amanifard N., Sanaeri M., Kouhikamali R. Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in a corrugated channel. *International Journal of Engineering*. 2013. Vol.26, No.7. P.771 – 780. URL: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.867.7926&rep=rep1&type=pdf>. (Дата звернения: 12.07.2018).

61. Мигай В.К. Уменьшение гидравлического сопротивления профильных труб. *Теплоэнергетика*. 1990. №12. С.41 – 43.

62. Obot N.T., Esen E.B. Heat transfer and pressure drop for flow through enhanced passages. *Final Report DOE/CE/90029-8. Fluid mechanics and mass transfer laboratory report, FHMT Report007*. Clarkson University. Potsdam. NY, 1992. 131pp.

63. Bhattacharyya A. Heat transfer and pressure drop with Rough Surfaces, a literature Survey. *AE 141*. Stockholm, Sweden. 1964. 82pp.
64. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. Учебно-справочное пособие /А.Г. Лаптев, Н.А. Николаев, М.М. Башаров. М.: «Теплотехник», 2011. 355с.
65. Wang W. et al. Numerical investigation of tube-side fully developed turbulent flow and heat transfer in outward corrugated tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018. Vol.116. P.115 – 126.
66. Yampolsky J.S., Libby P.A., Launder B.E., LaRue J.C. Fluid mechanics and heat transfer spiral fluted tubing. *Final report AD-A150 774*. GA TECHNOLOGIES INC SAN DIEGO CA., San Diego, 1984. 701pp.
67. Aqra O., Demir H., Atayilmaz S.O., Kantas F., Dalkilic A.S. Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in enhanced tubes. *International Communications in Heat Mass Transfer*. 2011. Vol.38. P.1384 – 1391. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0735193311001710>. (Дата звернення: 12.07.2018).
68. Dellil A.Z. Numerical simulation of a spiral wall. *American Journal of Industrial Engineering*. 2013. Vol.1, No.2. P.5 – 11. URL: <http://www.sciepub.com/AJIE/abstract/400>. (Дата звернення: 12.07.2018).
69. Islam Md. Shafiqul, Hino R, Haga K., Monde M., Sudo Y. Experimental study on heat transfer augmentation for high flux removal in rib-roughened narrow channels. *JAERI – Tech 97-032*, 1997. 56pp.
70. Hudina M. Rough surface: heat transfer and pressure drop. *EIR-Bericht Nr.474*. Eidg. Institut für Reaktorforschung Würenlingen Schweiz. 1982, 226pp. URL: http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/_Public/15/010/15010089.pdf. (Дата звернення: 12.07.2018).
71. Jin Z., Liu B., Chen F., Gao Z., Gao X., Qian J. CFD analysis on flow resistance characteristics of six – start spirally corrugated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. Vol.103. P.1198 – 1207.
72. Jin Z. et al. Effect of pitch and corrugation depth on heat transfer

characteristics in six – start spirally corrugated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. Vol.108. P.1011 – 1025.

73. Harleb A., Franz E., Breuer M. Experimental investigation of heat transfer and friction characteristic of fully developed gas flow in single-start and three-start corrugated tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. Vol.103. P.538 – 547. URL: https://www.researchgate.net/publication/306263521_Experimental_investigation_of_heat_transfer_and_friction_characteristic_of_fully_developed_gas_flow_in_single-start_and_three-start_corrugated_tubes.

(Дата звернення: 12.07.2018).

74. Савельев П.А. О теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении в профилированных трубах. *Ученые записки. Рижский Политехнический Институт*. 1965. Т.XIV, Вып.5. С.315 – 325.

75. Wang W., Zhang Y., Li B., Han H., Gao X. Influence of geometrical parameters on turbulent flow and heat transfer characteristics in outward helically corrugated tubes. *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol.126. P.294 – 306.

76. Promthaisong P., Boonloi A., Jedsadaratanachai W. Numerical investigation on turbulent forced convection and heat transfer characteristic in spirally semicircle-grooved tube. *International Journal of Mechanical and materials Engineering*. 2016. Vol.11:9. P.1 – 15. URL: https://pdfs.semanticscholar.org/5eb5/5df7ad9ee90cbebb091225d2c88db9e89189.pdf?_ga=2.55456619.1554936753.1534410118-443909.1534410118. (Дата звернення: 12.07.2018).

77. Promthaisong P., Jedsadaratanachai W., Chuwattanakul V., Eiamsa-ard S. Heat transfer and fluid flow behaviors in a five-start spiral corrugated tube. *AIP Conference Proceedings*. 2017. Vol.1879, No.1. P.020005. URL: <https://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.5000461>. (Дата звернення: 12.07.2018).

78. Smaisim Gh. F. Augmentation of heat transfer in corrugated tube using four-start spiral wall. *Al-Qadisiyah Journal for Engineering Sciences*. 2017. Vol.10, No.4. P.451 – 467.

79. Davarnejad R. Kheiri M. Numerical comparison of turbulent heat transfer and flow characteristics of SiO₂/water nanofluid within helically corrugated tubes and

plain tube. *International Journal of Engineering*. 2015. Vol.28, No.10. P.1408 – 1414. URL: <http://www.ije.ir/abstract/%7BVolume:28-Transactions:A-Number:10%7D/=2094>. (Дата звернення: 12.07.2018).

80. Balla H.H. Enhancement of heat transfer in six-start spirally corrugated tubes. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2017. Vol.9. P.79 – 89. URL: https://www.researchgate.net/publication/312100452_Enhancement_of_Heat_Transfer_in_Six-Start_Spirally_Corrugated_Tubes. (Дата звернення: 12.07.2018).

81. Савельев П.А. Влияние шага накатки на теплоотдачу труб с трехзаходной винтовой накаткой. *Изв. Академии Наук Латвийской ССР. Серия физических и технических наук*. 1969. №3. С.91 – 94.

82. Mac Nelly S., Nieratschker W., Nadler M., Raab D., Delgado A. Experimental and numerical investigation of the pressure drop and heat transfer coefficient in corrugated tubes. *Chemical Engineering Technology*. 2015. Vol.38, Issue 12. P.2279 – 2290.

83. Жукаускас А.А., Улинскас Р.В., Катинас В.И. Гидродинамика и вибрация обтекаемых пучков труб. Вильнюс: Москлас, 1984. 312с.

84. Антуфьев В.М. Исследование эффективности различных форм ребренных поверхностей в поперечном потоке. *Теплоэнергетика*. 1965. №1. С.81 – 86.

85. Плауде К.К., Савельев П.А., Чакш С.А., Грислис В.Я. Исследование теплоотдачи пучков винтообразно профилированных труб в поперечном потоке воздуха. *Изв. Академии наук Латвийской ССР. Серия физических и технических наук*. 1968. №3. С.73 – 77.

86. Розробка і дослідження рівнорозвинених теплообмінних поверхонь для регенераторів теплоти ГТУ газотранспортної системи України. Звіт з НДР д/б №2344-п. ДР №0110U001319. Кер. Письменний Є.М. НТУУ «КПІ», 2011. 181с.

87. Формування гвинтових канавок на трубчастих тонкостінних заготовках гідростатичним тиском: пат. 52537 Україна: МПК В21D 15/00, В21D 17/00. №201003317; заявл. 22.03.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. №16. 2с.

88. Спосіб формування гвинтових канавок на трубчастих тонкостінних

заготовках роликів обкочуванням з використанням внутрішнього протитиску: пат. 60663 Україна: МПК В21D 15/00. №201014396; заявл. 01.12.2010; опубл. 25.06.2011, Бюл. №12. 2с.

89. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. М.: Гос. изд. технико-теорет. литер, 1954. 610с.

90. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: учебное пособие. М.: Энергия, 1980. 288с.

91. Розроблення випробування ефективних теплообмінників зі зменшеною матеріалоемністю для промислового призначення. Звіт зНДР д/б №9277/29. ДР №0106U006953. Кер. Письменний Є.М. НТУУ «КПІ», 2007. 131с.

92. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под. ред. М.О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672с.

93. Касандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. М.: Наука, 1970. 104с.

94. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин. Л.: Наука, 1974. 108с.

95. Гутер Р.С., Овчинский Б.В. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта. М.: Наука, 1970. 432с.

96. Соловьев В.А., Яхонтов В.Е. Элементарные методы обработки результатов измерений. Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1977. 72с.

97. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М.: Мир, 1972. 381с.

98. Зубарев В.Н., Александров А.А., Охотин В.С. Практикум по технической термодинамике: Учебное пособие для вузов. 3-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1986. 304с.

99. Повх Н.П. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1974. 477с.

100. ДСТУ 3742-98. Державна повірочна схема для засобів вимірювань температури. Контактні засоби вимірювання температури [Чинний від 1999-01-01]. Вид. офіц. Київ: Держстандарт України, 1998. 27 с. (Метрологія).

101. Сапожников С.З., Митяков В.Ю., Митяков А.В. Градиентные датчики теплового потока в теплотехническом эксперименте: СПб.: Изд-во Политехнического университета. 2007. 203с.
102. I-7017/18/19, M-7017/18/19 User's Manual, Rev:B1.3 7PH – 020 – B13 1.06.2004. 157pp. URL: http://ftp.icpdas.com/pub/cd/8000cd/napdos/7000/manual/7017-18-19_english.pdf. (Дата звернения: 12.07.2018)
103. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. 2-е изд., стереотип. М.: Энергия, 1977. 344с.
104. Бубенчиков А.М., Харламов С.Н. Математические модели неоднородной анизотропной турбулентности во внутренних течениях. Томск.: Томский государственный университет, 2001. 448с.
105. Харламов С.Н. Алгоритмы при моделировании гидродинамических процессов. Томск.: Томский политехнический университет, 2008. 80с.
106. Spalart P.R., Allmares S.R. A one – equation turbulence model for aerodynamic flows. *La Recherche Aerospatiale*. 1994. No.1. P.5 – 21.
107. Субботина П.Н., Шишаева А.С. Применение различных моделей турбулентности для задач внешнего обтекания в программном комплексе FLOWVISION. . URL: http://thesis.com.ru/infocenter/downloads/flowvision/fv_es08_turbul.pdf. (Дата звернения: 12.07.2018).
108. Габарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 88с.
109. Jones W.P., Launder B.E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1972. Vol.15, No.2. P.301 – 314.
110. ANSYS FLUENT Theory Guide 14.0 Documentation. URL: https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent14/help/flu_th/flu_th.html. (Дата звернения: 12.07.2018).
111. Rotta J.C. Statistische theorie nichthomogener turbulenz. *Zeitschrift fur physik*. 1951. Vol.129, No.5. P.547 – 572. URL: <https://link.springer.com/article/>

10.1007%2FBF01330059. (Дата звернення: 12.07.2018).

112. Chou P.Y. One velocity correlations and the solution of the equations of turbulent fluctuations. *Quarterly Journal of Applied Mathematics*. 1945. Vol.3. No.1. P.38 – 54. URL: <https://www.ams.org/journals/qam/1945-03-01/S0033-569X-1945-11999-0/S0033-569X-1945-11999-0.pdf>. (Дата звернення: 12.07.2018).

113. Давыдов Б.И. К статистической динамике несжимаемой турбулентной жидкости. *Доклады академии наук*. 1961. Т.136, №1. С.47 – 50. URL: <http://www.mathnet.ru/links/da837cbf1c960a98c0754055578e2784/dan24463.pdf>. (Дата звернення: 12.07.2018).

114. Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. СПб.: Судостроение, 2005. 389с.

115. Белов А.И., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие. СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2001. 108с.

116. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.Л. Теплопередача. 4-е изд., переработанное и дополненное. М.: Энергоиздат, 1981. 416с.

117. Тепловой расчет котлов: нормативный метод. Издание 3-е, переработанное и дополненное. СПб.: НПО ЦКТИ, 1998. 259с.

118. Kays W. M., London A.L. Compact Heat Exchangers. Second edition. Mc Graw – Hill Book Company, New York, 1967. 224pp.

119. Юдин В.Ф. Федорович Е.Д. Теплообмен пучков оребренных труб овального профиля. *Теплообмен – ММФ – 92: Второй Минский международный форум*: сб. докл. Второго Минского международного форума (Республика Беларусь, Минск 18 – 22 мая 1992), Минск, 1992. С.58 – 61.

120. Стасюлявичюс Ю.К., Скринска А.Ю. Теплоотдача поперечно-обтекаемых пучков ребристых труб. Вильнюс: Минтис, 1974. 243с.

121. Кунтыш В.Б., Кузнецов Н.М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Энергоатомиздат, 1992. 280 с.

122. Юдин В.Ф., Тохтарова Л.С. Теплоотдача и сопротивление пучков

оребранных труб с различными высотами и шагами ребер при больших числах *Re*. *Энергомашиностроение*. 1972. №12. С.21 – 23.

123. Юдин В.Ф., Тохтарова Л.С. Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучков ребристых труб. *Энергомашиностроение*. 1974. №1. С.19 – 21.

124. Письменный Е. Н. Исследование течения на поверхности ребер поперечно-оребранных труб. *Инженерно-физический журнал*. 1984. Т. 47, №1. С.28 – 34

125. 95. Спосіб візуалізації течії газового потоку: пат. 54180 Україна. МПК (2009) G01P 5/00. №u201006121; заявл. 20.05.2010; опубл. 25.10.2010, Бюл. №20. 4с.

126. 96. Руденко А. И., Терех А. М., Семеняко А. В., Нищик А. П., Баранюк А. В. Метод визуализации течения газового потока на поверхности тел различной формы. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2011. №1/9 (49). С.51 – 55.

127. Терех А.М., Руденко А.И., Жукова Ю.В., Семеняко А.В., Кондратюк В.А. Аэродинамическое сопротивление одиночных труб каплеобразной формы и визуализация их обтекания. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2012. №6/8(60). С.63 – 68.

128. Письменный Е.Н. Расчет конвективных поперечно-оребранных поверхностей нагрева. Киев: Альтерпрес, 2003. 184с.

129. «УКРТРАНСГАЗ» URL:<http://utg.ua/> (Дата звернення: 12.02.2018)

130. Кравченко И.Ф., Смирнов С.А., Кубатин В.В. Создание газотурбинного двигателя АИ-312 для модернизации ГТС Украины импортозамещающим оборудованием. *Вісник НТУ «ХПІ»: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2016. №9(1181). С.56 – 64.

131. Юращик И.Л., Глущенко Л.Ф., Маторин А.С. Утилизация теплоты приводных газотурбинных установок. К.: Техника, 1991. 152с.

132. Латыпов Р.Ш. Вопросы рациональной эксплуатации газотурбинных установок. Уфа: УГНТУ, 2000. 100с.

133. Говдяк Р.В. Когенераційно – утилізаційні технології та ефективність їх реалізації в газотурбінних установках. *Техніка і технології: Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2013. №4(49). С.7 – 17.

134. Рудаченко А.В., Чухарева Н.В., Байкин С.С. Газотурбинные установки. Учебное пособие. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. 139с.

135. Рудаченко А.В., Чухарева Н.В. Газотурбинные установки для транспорта природного газа. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. 217с.

136. Халатов А.А. та ін. Газотурбобудування в Україні: сучасний стан і перспективи розвитку. *Вісн. НАН України*. 2013. №122. С.40 – 49.

137. Халатов А.А. и др. Состояние и проблемы развития механического привода для ГТС Украины. *Промышленная теплотехника*. 2010. Т.32. №1. С.44 – 53.

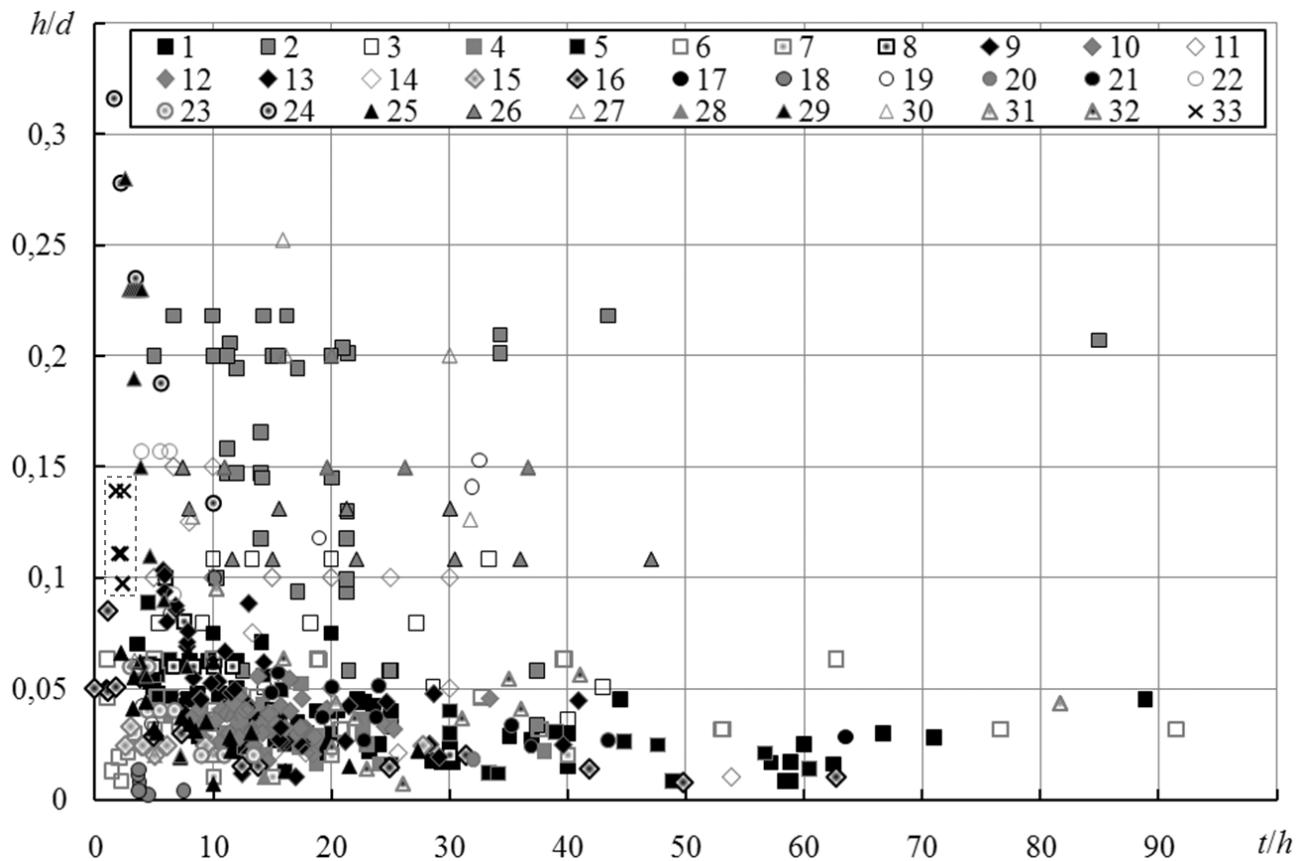
138. Халатов А.А та ін. Критичний стан і шляхи вдосконалення механічного приводу для газотранспортної системи України. *Вісник НАН України*. 2009. №9. С.14 – 23.

139. Мовчан С.Н., Соломонюк Д.Н. Перспективы применения в регенераторах ГТУ поверхностей теплообмена с интенсификацией теплоотдачи выступлениями и впадинами. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПИ" : зб. наук. пр. Сер. : Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків. 2017. №9(1231). С.45 – 51.

140. <http://orma-olimp.com.ua/> (Дата звернення: 12.02.2018)

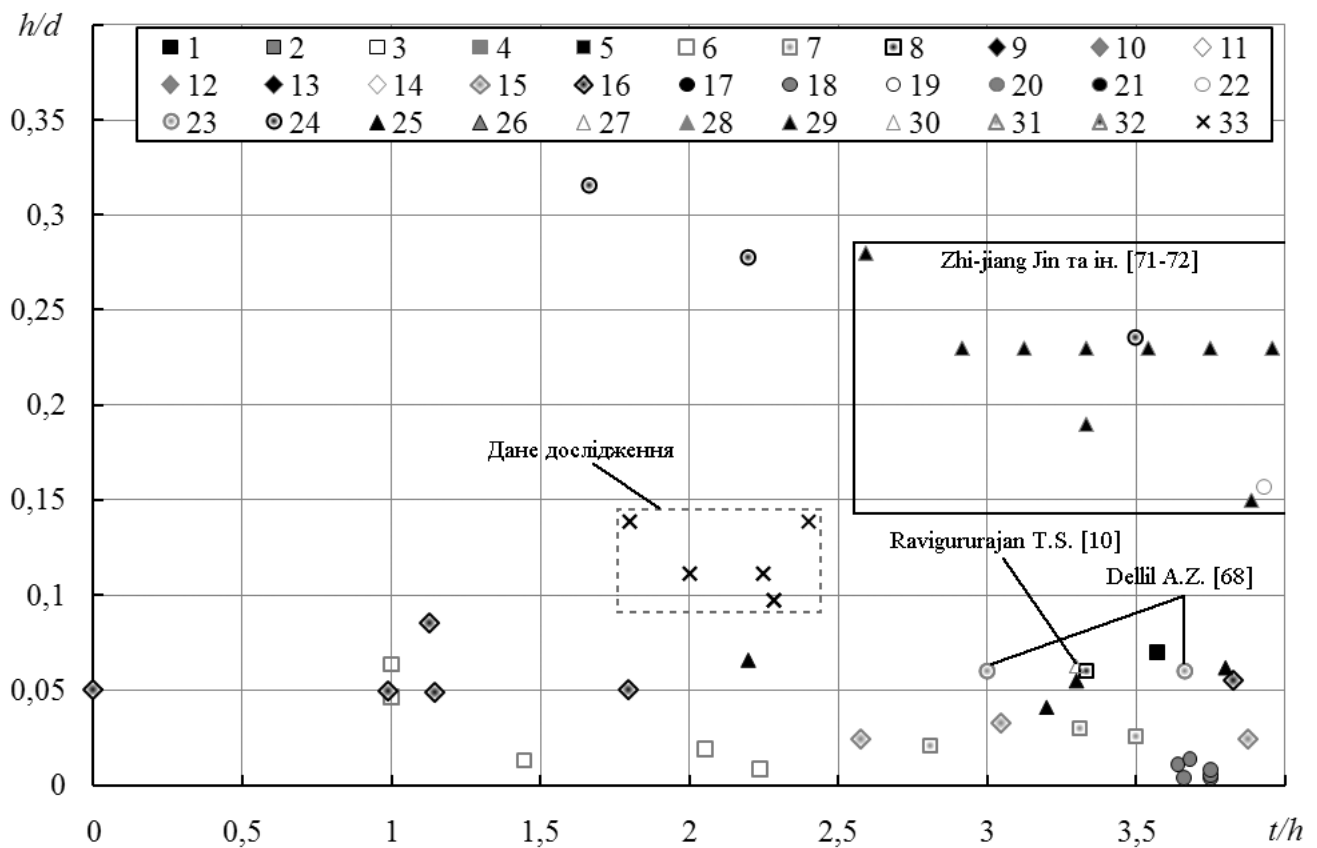
ДОДАТОК А.

ДІАПАЗОН ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБУЛІЗАТОРІВ ПРИ
ТЕЧІЇ ТЕПЛОНОСІЯ ВСЕРЕДИННІ ТРУБ, ЩО РОЗГЛЯНУТІ В РОБОТІ



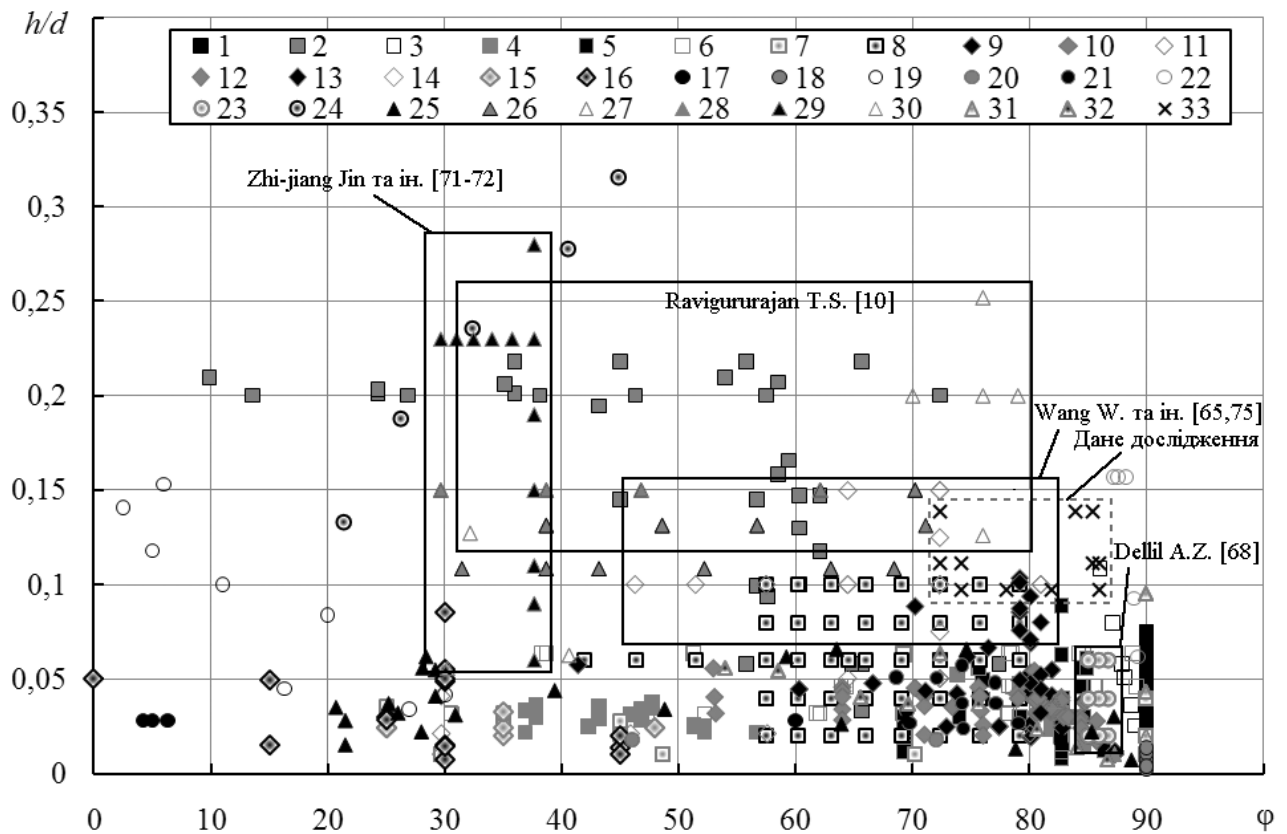
- 1 – Калінін Е.К, Дрейцер Г.А. та ін. [10,26,38,49,50]; 2 – Мігай В.К. та ін. [10,46];
 3 – Новожилов І.Ф. [46]; 4 – Withers J.G. [10]; 5 – Rao M.R. та ін. [10,42];
 6 – Sam's E.W. [10,22,63]; 7 – Webb R.L та ін. [10,23,25]; 8 – Promthaisong P. та ін. [76-77];
 9 – Li H.M. та ін. [10;42]; 10 – Zimparov V.D. та ін. [56]; 11 – Wang W. та ін. [65,75];
 12 – Harleb A та ін. [73]; 13 – Yoshitomi H. та ін. [10]; 14 – Nakayama M. та ін. [10];
 15 – Zdaniuk G.J. та ін. [11]; 16 – Jensen M.K., Vlakancic A. [12]; 17 – Aroonrat K. та ін. [13];
 18 – Dawson D.A., Trass O [27]; 19 – Carnavos T.S. [42]; 20 – Cunningham J., Milne H.K. [42];
 21 – Vicente P.G. та ін. [44]; 22 – Davarnejad R., Kheiri M. [79]; 23 – Dellil A.Z. [68];
 24 – Balla H.H. [80]; 25 – Obot N.T., Esen E.B. [62]; 26 – Kumar P., Judd R.L. [10];
 27 – Ravigururajan T.S. [10]; 28 – Bolla G. та ін. [10]; 29 – Zhi-jiang Jin та ін. [71-72];
 30 – Berger F.P., Whitehead A.W. [10]; 31 – Nunner W. [10,63]; 32 – Kidd G.J [41];
 33 – дане дослідження

Рисунок 1 – Діапазон геометричних характеристик h/d , t/h розглянутих та досліджених інтенсифікованих поверхонь нагріву



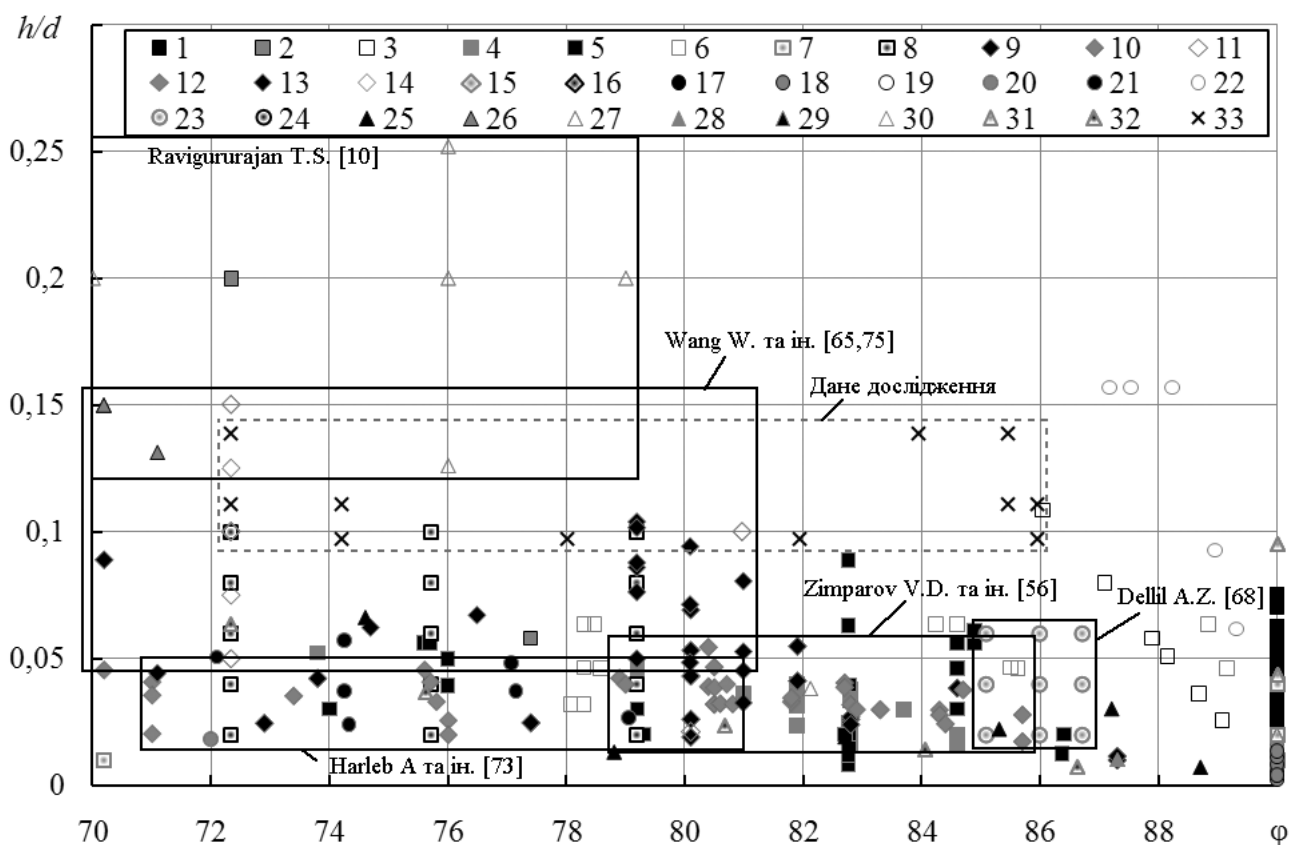
- 1 – Калінін Е.К, Дрейцер Г.А. та ін. [10,26,38,49,50]; 2 – Мірай В.К. та ін. [10,46];
 3 – Новожилов І.Ф. [46]; 4 – Withers J.G. [10]; 5 – Rao M.R. та ін. [10,42];
 6 – Sam's E.W. [10,22,63]; 7 – Webb R.L та ін. [10,23,25]; 8 – Promthaisong P. та ін. [76-77];
 9 – Li H.M. та ін. [10,42]; 10 – Zimparov V.D. та ін. [56]; 11 – Wang W. та ін. [65,75];
 12 – Harleb A та ін. [73]; 13 – Yoshitomi H. та ін. [10]; 14 – Nakayama M. та ін. [10];
 15 – Zdaniuk G.J. та ін. [11]; 16 – Jensen M.K., Vlakancic A. [12]; 17 – Aroonrat K. та ін. [13];
 18 – Dawson D.A., Trass O [27]; 19 – Carnavos T.S. [42]; 20 – Cunningham J., Milne H.K. [42];
 21 – Vicente P.G. та ін. [44]; 22 – Davarnejad R., Kheiri M. [79]; 23 – Dellil A.Z. [68];
 24 – Balla H.H. [80]; 25 – Obot N.T., Esen E.B. [62]; 26 – Kumar P., Judd R.L. [10];
 27 – Ravigururajan T.S. [10]; 28 – Bolla G. та ін. [10]; 29 – Zhi-jiang Jin та ін. [71-72];
 30 – Berger F.P., Whitehead A.W. [10]; 31 – Nunner W. [10,63]; 32 – Kidd G.J [41];
 33 – дане дослідження

Рисунок 2 – Діапазон геометричних характеристик h/d , t/h розглянутих та досліджених інтенсифікованих поверхонь нагріву



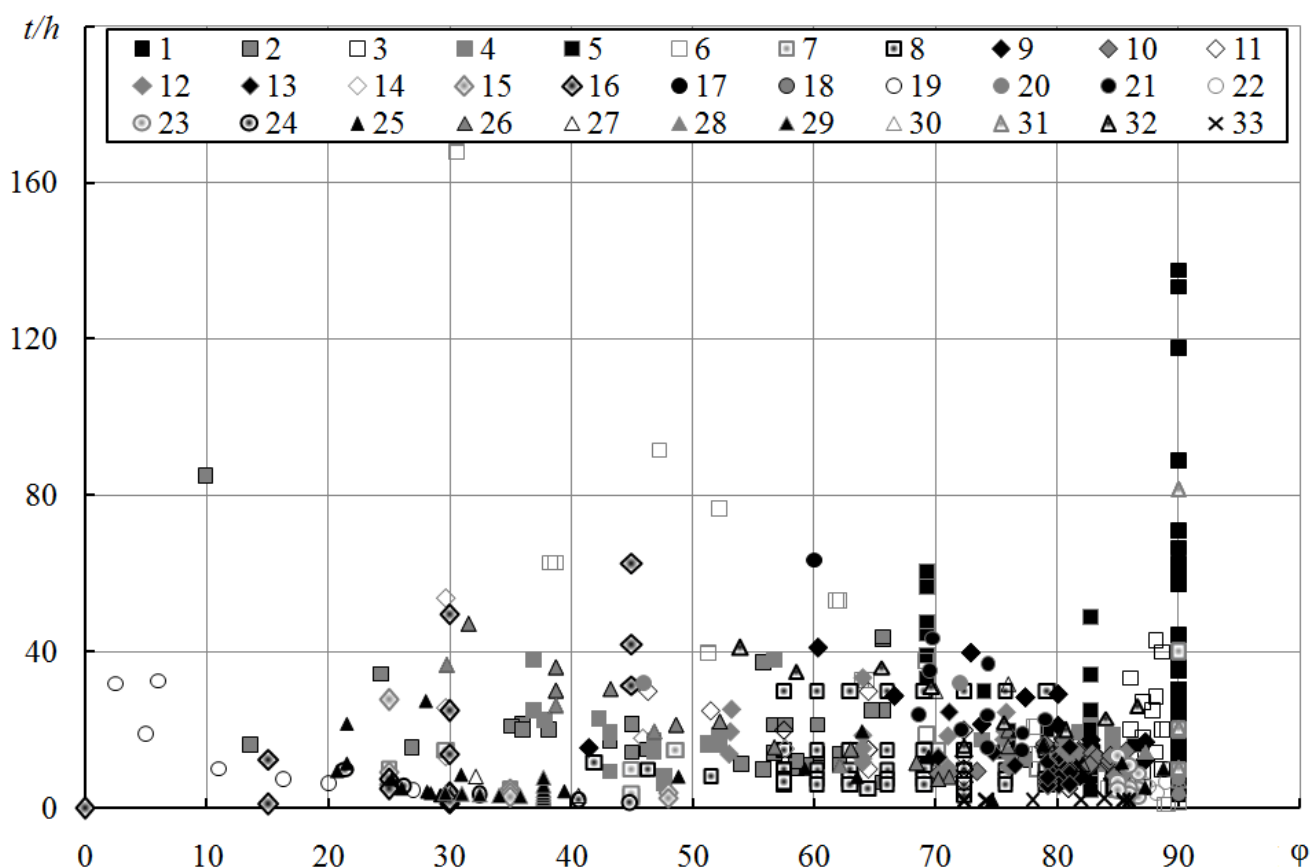
- 1 – Калінін Е.К, Дрейцер Г.А. та ін. [10,26,38,49,50]; 2 – Мігай В.К. та ін. [10,46];
 3 – Новожилов І.Ф. [46]; 4 – Withers J.G. [10]; 5 – Rao M.R. та ін. [10,42];
 6 – Sam's E.W. [10,22,63]; 7 – Webb R.L та ін. [10,23,25]; 8 – Promthaisong P. та ін. [76-77];
 9 – Li H.M. та ін. [10;42]; 10 – Zimparov V.D. та ін. [56]; 11 – Wang W. та ін. [65,75];
 12 – Harleb A та ін. [73]; 13 – Yoshitomi H. та ін. [10]; 14 – Nakayama M. та ін. [10];
 15 – Zdaniuk G.J. та ін. [11]; 16 – Jensen M.K., Vlakancic A. [12]; 17 – Aroonrat K. та ін. [13];
 18 – Dawson D.A., Trass O [27]; 19 – Carnavos T.S. [42]; 20 – Cunningham J., Milne H.K. [42];
 21 – Vicente P.G. та ін. [44]; 22 – Davarnejad R., Kheiri M. [79]; 23 – Dellil A.Z. [68];
 24 – Balla H.H. [80]; 25 – Obot N.T., Esen E.B. [62]; 26 – Kumar P., Judd R.L. [10];
 27 – Ravigururajan T.S. [10]; 28 – Bolla G. та ін. [10]; 29 – Zhi-jiang Jin та ін. [71-72];
 30 – Berger F.P., Whitehead A.W. [10]; 31 – Nunner W. [10,63]; 32 – Kidd G.J [41];
 33 – дане дослідження

Рисунок 3 – Діапазон геометричних характеристик h/d , ϕ розглянутих та досліджених інтенсифікованих поверхонь нагріву



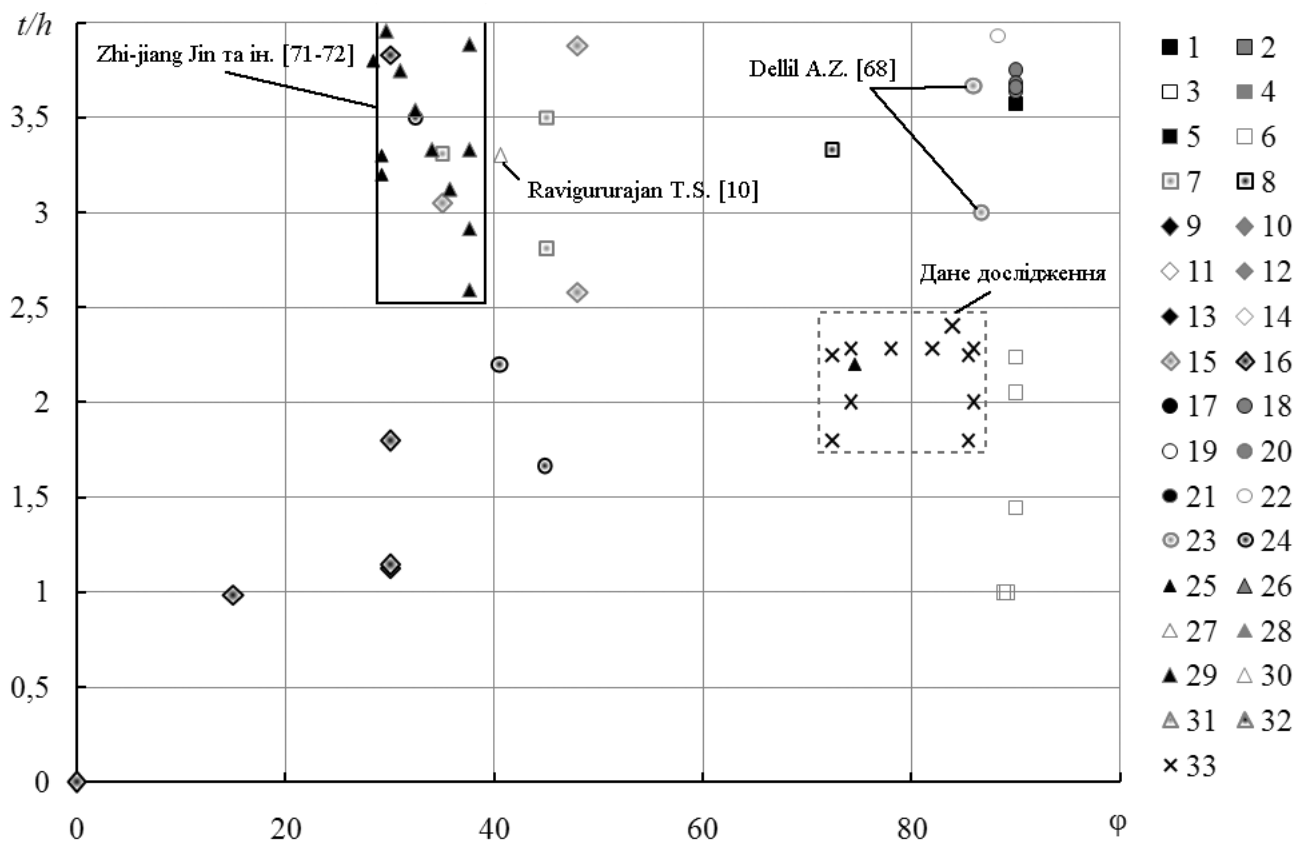
- 1 – Калінін Е.К, Дрейцер Г.А. та ін. [10,26,38,49,50]; 2 – Мігай В.К. та ін. [10,46];
 3 – Новожилов І.Ф. [46]; 4 – Withers J.G. [10]; 5 – Rao M.R. та ін. [10,42];
 6 – Sam's E.W. [10,22,63]; 7 – Webb R.L та ін. [10,23,25]; 8 – Promthaisong P. та ін. [76-77];
 9 – Li H.M. та ін. [10,42]; 10 – Zimparov V.D. та ін. [56]; 11 – Wang W. та ін. [65,75];
 12 – Harleb A та ін. [73]; 13 – Yoshitomi H. та ін. [10]; 14 – Nakayama M. та ін. [10];
 15 – Zdaniuk G.J. та ін. [11]; 16 – Jensen M.K., Vlakancic A. [12]; 17 – Aroonrat K. та ін. [13];
 18 – Dawson D.A., Trass O [27]; 19 – Carnavos T.S. [42]; 20 – Cunningham J., Milne H.K. [42];
 21 – Vicente P.G. та ін. [44]; 22 – Davarnejad R., Kheiri M. [79]; 23 – Dellil A.Z. [68];
 24 – Balla H.H. [80]; 25 – Obot N.T., Esen E.B. [62]; 26 – Kumar P., Judd R.L. [10];
 27 – Ravigururajan T.S. [10]; 28 – Bolla G. та ін. [10]; 29 – Zhi-jiang Jin та ін. [71-72];
 30 – Berger F.P., Whitehead A.W. [10]; 31 – Nunner W. [10,63]; 32 – Kidd G.J [41];
 33 – дане дослідження

Рисунок 4 – Діапазон геометричних характеристик h/d , ϕ розглянутих та досліджених інтенсифікованих поверхонь нагріву



- 1 – Калінін Е.К, Дрейцер Г.А. та ін. [10,26,38,49,50]; 2 – Мігай В.К. та ін. [10,46];
 3 – Новожилов І.Ф. [46]; 4 – Withers J.G. [10]; 5 – Rao M.R. та ін. [10,42];
 6 – Sam's E.W. [10,22,63]; 7 – Webb R.L та ін. [10,23,25]; 8 – Promthaisong P. та ін. [76-77];
 9 – Li H.M. та ін. [10;42]; 10 – Zimparov V.D. та ін. [56]; 11 – Wang W. та ін. [65,75];
 12 – Harleb A та ін. [73]; 13 – Yoshitomi H. та ін. [10]; 14 – Nakayama M. та ін. [10];
 15 – Zdaniuk G.J. та ін. [11]; 16 – Jensen M.K., Vlakancic A. [12]; 17 – Aroonrat K. та ін. [13];
 18 – Dawson D.A., Trass O [27]; 19 – Carnavos T.S. [42]; 20 – Cunningham J., Milne H.K. [42];
 21 – Vicente P.G. та ін. [44]; 22 – Davarnejad R., Kheiri M. [79]; 23 – Dellil A.Z. [68];
 24 – Balla H.H. [80]; 25 – Obot N.T., Esen E.B. [62]; 26 – Kumar P., Judd R.L. [10];
 27 – Ravigururajan T.S. [10]; 28 – Bolla G. та ін. [10]; 29 – Zhi-jiang Jin та ін. [71-72];
 30 – Berger F.P., Whitehead A.W. [10]; 31 – Nunner W. [10,63]; 32 – Kidd G.J [41];
 33 – дане дослідження

Рисунок 5 – Діапазон геометричних характеристик t/h , φ розглянутих та досліджених інтенсифікованих поверхонь нагріву

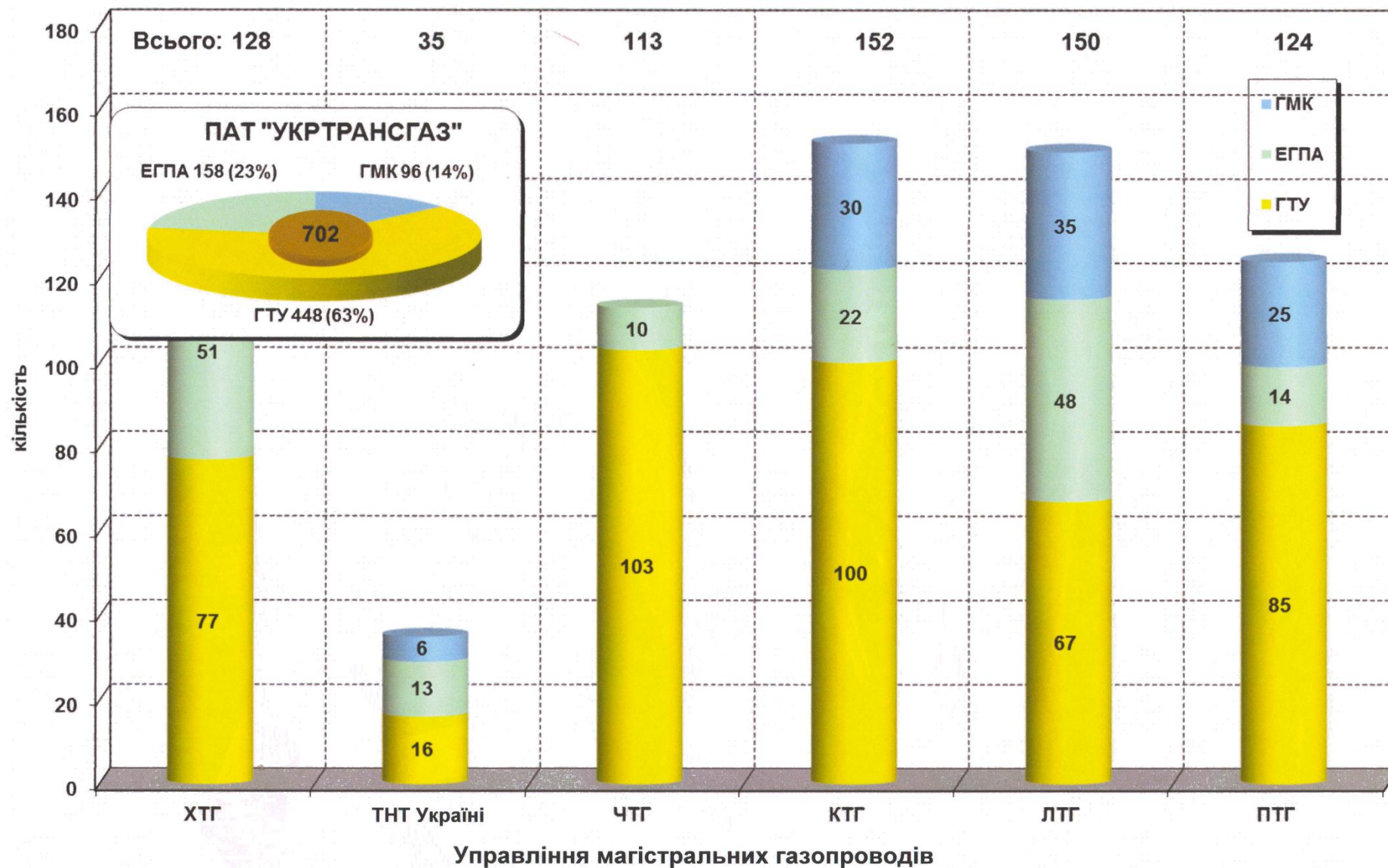


- 1 – Калінін Е.К, Дрейцер Г.А. та ін. [10,26,38,49,50]; 2 – Мігай В.К. та ін. [10,46];
 3 – Новожилов І.Ф. [46]; 4 – Withers J.G. [10]; 5 – Rao M.R. та ін. [10,42];
 6 – Sam's E.W. [10,22,63]; 7 – Webb R.L та ін. [10,23,25]; 8 – Promthaisong P. та ін. [76-77];
 9 – Li H.M. та ін. [10;42]; 10 – Zimparov V.D. та ін. [56]; 11 – Wang W. та ін. [65,75];
 12 – Harleb A та ін. [73]; 13 – Yoshitomi H. та ін. [10]; 14 – Nakayama M. та ін. [10];
 15 – Zdaniuk G.J. та ін. [11]; 16 – Jensen M.K., Vlakancic A. [12]; 17 – Aroonrat K. та ін. [13];
 18 – Dawson D.A., Trass O [27]; 19 – Carnavos T.S. [42]; 20 – Cunningham J., Milne H.K. [42];
 21 – Vicente P.G. та ін. [44]; 22 – Davarnejad R., Kheiri M. [79]; 23 – Dellil A.Z. [68];
 24 – Balla H.H. [80]; 25 – Obot N.T., Esen E.B. [62]; 26 – Kumar P., Judd R.L. [10];
 27 – Ravigururajan T.S. [10]; 28 – Bolla G. та ін. [10]; 29 – Zhi-jiang Jin та ін. [71-72];
 30 – Berger F.P., Whitehead A.W. [10]; 31 – Nunner W. [10,63]; 32 – Kidd G.J [41];
 33 – дане дослідження

Рисунок 6 – Діапазон геометричних характеристик t/h , ϕ розглянутих та досліджених інтенсифікованих поверхонь нагріву

ДОДАТОК Б.
ПАРК ГПА ПАТ «УКРТРАНСГАЗ»

Структура парку ГПА ПАТ «УКРТРАНСГАЗ» за типом приводу



Технічні характеристики ГПА за типами, що експлуатуються ПАТ«УКРТРАНСГАЗ»

Тип агрегату	Кількість КС (КС)	Кількість ГПА		Середньорічне напрацювання 1 ГПА, мотогодин		Кількість ГПА, що експлуатуються в умовах подовженого ресурсу		Потужність					ККД		Примітка
		шт.	% від загальної кількості ГПА	за останні 5 років	за 2016 р.	шт.	% від кількості ГПА одного типу	ТУ			Факт		ТУ	Факт	
								кВт	Сумарна по типу ГПА, кВт	% від заг.	кВт	% від ТУ	%	%	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Газотурбінні (ГТУ)		420	65,12	1 279	1 135	169	40,24		4 331 560	83,17					
ГТК-10I	12	83	12,87	1 041	764	79	95,18	10 000	830 000	15,94	9 210	92,10	25,7	25,3	—
ГТН-6	6 (7)	39	6,05	947	912	4	10,26	6 000	234 000	4,49	5 150	85,83	24,0	21,5	—
ГТК-10-4	10 (11)	47	7,29	1 848	1 250	26	42,62	10 000	470 000	9,02	9 015	90,15	29,0	27,6	—
ГТК-10-2		14	2,17					10 000	140 000	2,69	8 085	80,85	28,0	27,3	—
ГТНР-10		13	2,02					10 000	130 000	2,50	9 205	92,05	32,0	31,1	—
ГТ-750-6	3 (4)	29	4,50	2 008	2 349	20	68,97	6 000	174 000	3,34	5 300	88,33	27,0	25,7	—
ГПА-Ц16	1 (3)	14	2,17	600	433	3	21,43	16 000	224 000	4,30	14 240	89,00	27,0	25,8	—
ГТН-16	1	4	0,62	2 136	1 958		0,00	16 000	64 000	1,23	13 655	85,34	29,0	27,9	—
ГПА-Ц-6,3А	3	16	2,48	762	790		0,00	6 300	100 800	1,94	6 015	95,48	30,0	30,4	—
ГПА-Ц-6,3С	4	19	2,95	2 645	2 928		0,00	6 300	119 700	2,30	5 930	94,13	30,5	29,7	—
ГПА-25С	4	12	1,86	1 695	2 372	2	16,67	25 000	300 000	5,76	24 335	97,34	34,5	34,3	—
ГТ-6-750	1	3	0,47	2 948	4 032	3	100,00	6 000	18 000	0,35	4 710	78,50	24,0	22,7	—
ГПА-Ц-8А	2	6	0,93	835	603		0,00	8 000	48 000	0,92	7 780	97,25	30,8	28,9	—
ГПА-Ц-6,3	5 (6)	34	5,27	366	233		0,00	6 300	214 200	4,11	5 570	88,41	22,5	20,0	—
ГПА-10	6	8	1,24	1 032	898	1	2,22	10 000	80 000	1,54	9 200	92,00	27,6	27,0	—
ГТД-10В		3	0,47					10 000	30 000	0,58			31,5	30,7	
ГТК-10С		1	0,16					10 000	10 000	0,19	9 310	93,10	35,5	35,0	—
ГПА-10-01		33	5,12					10 000	330 000	6,34	9 200	92,00	27,6	29,5	—
ГТК-25I	7	21	3,26	1 122	769	18	85,71	25 000	525 000	10,08			27,5		
ГПУ-16	2	8	1,24	2 121	1 744	1	12,50	16 000	128 000	2,46	15 960	99,75	30,0	29,3	—
ГПА-16С	2	8	1,24	1 673	1 322		0,00	16 000	128 000	2,46	15 350	95,94	34,0	33,5	—
Центавр	1	3	0,47	39	605		0,00	2 620	7 860	0,15	2 135	81,49	25,3	23,0	—
ГТК-10АI	1	1	0,16	0	0		0,00	10 000	10 000	0,19	9 470	94,70	33,0	33,0	—
ГПУ-16К "Водолій"	1	1	0,16	0	0		0,00	16 000	16 000	0,31			43,0		
Електроприводні (ЕГПА)		145	22,48	389	84	6	4,14		768 000	14,75					
СТД-4000	9 (14)	127	19,69	280	32	1	0,79	4 000	508 000	9,75	3 790	94,75	80,2	79,5	
СТД-12500	1	7	1,09	790	0		0,00	12 500	87 500	1,68		0,00	81,2		
ЕГПА-25РЧ	2	6	0,93	2 553	1 355		0,00	25 000	150 000	2,88		0,00	80,1	79,4	
АФЗ-4500	1	5	0,78	0	0	5	100,00	4 500	22 500	0,43		0,00	80,3		
Газомотокомпресорні (ГМК)		80	12,40	739	933	0	0,00		108 640	2,09					
10 ГКНА	4 (5)	49	7,60	1 098	1 260		0,00	1 104	54 096	1,04	530	48,01	35,0	19,3	—
МК-8М	2 (4)	24	3,72	603	536		0,00	2 058	49 392	0,95	1 625	78,88	36,0	27,6	—
10 ГКМ	1	7	1,09	147	0		0,00	736	5 152	0,10		0,00	35,0		
РАЗОМ		645	100,00	1 020	874	175	27,13		5 208 200	100,00			—	—	—

ДОДАТОК В.
РОЗРАХУНОК РЕГЕНЕРАТОРА-ПОВІТРОПІДІГІВАЧА ДЛЯ
ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ ГТК – 10

Повірковий розрахунок регенератора-повітропідігрівача для ГТК – 10 для $\mu = 0,75$. При заданому коефіцієнті регенерації температурний напір між теплоносіями складав $\Delta t = 83,3$ °C.

	Гладка	$t = 12 \text{ мм}$ $h = 5 \text{ мм}$ $Z = 1$	$t = 8 \text{ мм}$ $h = 3,5 \text{ мм}$ $Z = 1$	$t = 8 \text{ мм}$ $h = 3,5 \text{ мм}$ $Z = 3$
1	2	3	4	5
Ширина газоходу a , м приймаємо	2,2	1,6		
Кількість труб по ширині Z_1 , шт	53	38		
Кількість поздовжніх рядів Z_2 , шт	8			
Кількість ходів по стороні повітря, шт	4			
Висота теплообмінної секції h , м	1,98	1,98		
Глибина газоходу b , м приймаємо	3,57	2,22	2,39	2,21
Розрахунок теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб				
Живий перетин для проходу повітря F_g , м ²	0,432	0,309		
Швидкість повітря W_p , м/с	9,22	12,86		
Число Рейнольдса	30432	42444		
Число Нуссельта	115,15	329,04	248,50	260,72
Коефіцієнт тепловіддачі α_2 , Вт/(м ² ·К)	85,72	244,95	184,99	194,09
Коефіцієнт тертя ξ	0,024	0,118	0,078	0,079
Втрати тиску повітря всередині труб ΔP_p , Па	273,07	1625,19	1163,52	1085,12
Відносні втрати тиску в повітряному тракті $\Sigma \Delta P_p$, %	0,06	0,373	0,267	0,249
Розрахунок теплообміну та аеродинамічного опору шахового пакету труб				
Площа каналу F_k , м ²	7,854	3,552	3,824	3,536
Міделевий перетин однієї труби F_{mid} , м ²	0,136	0,073	0,082	0,076

1	2	3	4	5
Живий перетин для проходу викидних газів $F_g, \text{м}^2$	0,664	0,768	0,691	0,639
Швидкість газів $W_g, \text{м/с}$	30,0	25,9	28,9	31,2
Число Рейнольдса	19494	14635	17015	18401
Число Нуссельта	85,34	96,62	97,67	108,97
Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	128,98	164,26	158,82	177,19
Аеродинамічний опір одного ряду труб ξ_0	0,265	0,243	0,253	0,259
Сумарний аеродинамічний опір пакету труб $\Delta P_r, \text{Па}$	4094,6	2803,5	3604,9	4325,0
Відносні втрати тиску в газовому тракті $\Sigma \Delta P_r, \%$	4,04	2,77	3,56	4,27
Загальні величини				
Сумарні відносні втрати $\Sigma \Delta P, \%$	4,1	3,14	3,83	4,52
Коефіцієнт теплопередачі $K,$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	51,01	98,32	85,46	92,63
Площа теплообмінної поверхні секції $H, \text{м}^2$	665,7	345,2	396,6	366,7
Кількість переданої теплоти в секції $Q, \text{МВт}$	2,827	2,826	2,821	2,828
Кількість теплоти, що повинно отримати повітря $Q_p, \text{МВт}$	2,826			

Відхилення переданої теплоти Q від заданої отриманої повітрям Q_p склало менше 1 %. Як результат, можна зробити висновок, що прийняті нами розміри конвективної шахти регенератора були вірними.

Відповідно до розрахунку при $\mu = 0,75$ загальна теплова потужність регенератора склала $\Sigma Q = 22,6 \text{ МВт}$.

Повірковий розрахунок регенератора-повітропідігрівача для ГТК – 10 для $\mu = 0,8$. При заданому коефіцієнті регенерації температурний напір між теплоносіями складав $\Delta t = 74,6$ °C.

	Гладка	$t = 12 \text{ мм}$ $h = 5 \text{ мм}$ $Z = 1$	$t = 8 \text{ мм}$ $h = 3,5 \text{ мм}$ $Z = 1$	$t = 8 \text{ мм}$ $h = 3,5 \text{ мм}$ $Z = 3$
1	2	3	4	5
Ширина газоходу a , м приймаємо	2,2	1,6		
Кількість труб по ширині Z_1 , шт	53	38		
Кількість поздовжніх рядів Z_2 , шт	8			
Кількість ходів по стороні повітря, шт	4			
Висота теплообмінної секції h , м	1,98	1,98		
Глибина газоходу b , м приймаємо	4,5	2,95	3,14	2,9
Розрахунок теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб				
Живий перетин для проходу повітря F_g , м ²	0,432	0,309		
Швидкість повітря W_p , м/с	9,22	12,86		
Число Рейнольдса	30432	42444		
Число Нуссельта	115,15	329,04	248,50	260,72
Коефіцієнт тепловіддачі α_2 , Вт/(м ² ·К)	85,72	244,95	184,99	194,09
Коефіцієнт тертя ξ	0,024	0,118	0,078	0,079
Втрати тиску повітря всередині труб ΔP_p , Па	344,21	2159,60	1528,64	1423,91
Відносні втрати тиску в повітряному тракті $\Sigma \Delta P_p$, %	0,08	0,496	0,351	0,327
Розрахунок теплообміну та аеродинамічного опору шахового пакету труб				
Площа каналу F_k , м ²	9,900	4,720	5,024	4,640
Міделевий перетин однієї труби F_{mid} , м ²	0,171	0,097	0,108	0,100

1	2	3	4	5
Живий перетин для проходу викидних газів $F_g, \text{м}^2$	0,837	1,021	0,907	0,838
Швидкість газів $W_g, \text{м/с}$	23,83	19,54	21,98	23,79
Число Рейнольдса	15465	11013	12951	14022
Число Нуссельта	74,27	81,09	81,99	91,13
Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	109,65	137,87	133,34	148,19
Аеродинамічний опір одного ряду труб ξ_0	0,282	0,256	0,266	0,273
Сумарний аеродинамічний опір пакету труб $\Delta P_r, \text{Па}$	2743,3	1673,4	2198,5	2642,5
Відносні втрати тиску в газовому тракті $\Sigma \Delta P_r, \%$	2,71	1,65	2,17	2,61
Загальні величини				
Сумарні відносні втрати $\Sigma \Delta P, \%$	2,79	2,14	2,52	2,94
Коефіцієнт теплопередачі $K,$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	48,11	88,22	77,48	84,03
Площа теплообмінної поверхні секції $H, \text{м}^2$	839,2	458,7	521,0	481,2
Кількість переданої теплоти в секції $Q, \text{МВт}$	3,012	3,019	3,012	3,017
Кількість теплоти, що повинно отримати повітря $Q_p, \text{МВт}$	3,014			

Відхилення переданої теплоти Q від заданої отриманої повітрям Q_p склало менше 1 %. Як результат, можна зробити висновок, що прийняті нами розміри конвективної шахти регенератора були вірними.

Відповідно до розрахунку при $\mu = 0,8$ загальна теплова потужність регенератора склала $\Sigma Q = 24,1 \text{ МВт}$.

Повірковий розрахунок регенератора-повітропідігрівача для ГТК – 10 для $\mu = 0,85$. При заданому коефіцієнті регенерації температурний напір між теплоносіями складав $\Delta t = 65,2^\circ\text{C}$.

	Гладка	$t = 12 \text{ мм}$ $h = 5 \text{ мм}$ $Z = 1$	$t = 8 \text{ мм}$ $h = 3,5 \text{ мм}$ $Z = 1$	$t = 8 \text{ мм}$ $h = 3,5 \text{ мм}$ $Z = 3$
1	2	3	4	5
Ширина газоходу a , м приймаємо	2,2	1,6		
Кількість труб по ширині Z_1 , шт	53	38		
Кількість поздовжніх рядів Z_2 , шт	8			
Кількість ходів по стороні повітря, шт	4			
Висота теплообмінної секції h , м	1,98	1,98		
Глибина газоходу b , м приймаємо	5,9	4,1	4,34	3,99
Розрахунок теплообміну та аеродинамічного опору всередині труб				
Живий перетин для проходу повітря F_g , м ²	0,432	0,309		
Швидкість повітря W_p , м/с	9,22	12,86		
Число Рейнольдса	30432	42444		
Число Нуссельта	115,15	329,04	248,50	260,72
Коефіцієнт тепловіддачі α_2 , Вт/(м ² ·К)	85,72	244,95	184,99	194,09
Коефіцієнт тертя ξ	0,024	0,118	0,078	0,079
Втрати тиску повітря всередині труб ΔP_p , Па	451,29	3001,48	2112,83	1959,09
Відносні втрати тиску в повітряному тракті $\Sigma \Delta P_p$, %	0,10	0,69	0,48	0,45
Розрахунок теплообміну та аеродинамічного опору шахового пакету труб				
Площа каналу F_k , м ²	12,980	6,560	6,944	6,384
Міделевий перетин однієї труби F_{mid} , м ²	0,2242	0,135	0,149	0,138

1	2	3	4	5
Живий перетин для проходу викидних газів $F_g, \text{м}^2$	1,097	1,419	1,254	1,153
Швидкість газів $W_g, \text{м/с}$	18,17	14,06	15,89	17,29
Число Рейнольдса	11796	7924	9370	10192
Число Нуссельта	63,12	66,21	66,64	73,88
Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	93,19	112,56	108,35	120,13
Аеродинамічний опір одного ряду труб ξ_0	0,303	0,272	0,283	0,289
Сумарний аеродинамічний опір пакету труб $\Delta P_r, \text{Па}$	1716,9	920,7	1223	1482
Відносні втрати тиску в газовому тракті $\Sigma \Delta P_r, \%$	1,69	0,91	1,21	1,46
Загальні величини				
Сумарні відносні втрати $\Sigma \Delta P, \%$	1,80	1,60	1,69	1,91
Коефіцієнт теплопередачі $K,$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	44,65	77,12	68,33	74,2
Площа теплообмінної поверхні секції $H, \text{м}^2$	1100,3	637,5	720,1	662,1
Кількість переданої теплоти в секції $Q, \text{МВт}$	3,201	3,204	3,202	3,202
Кількість теплоти, що повинно отримати повітря $Q_{\text{п}}, \text{МВт}$	3,202			

Відхилення переданої теплоти Q від заданої отриманої повітрям $Q_{\text{п}}$ склало менше 1 %. Як результат, можна зробити висновок, що прийняті нами розміри конвективної шахти регенератора були вірними.

Відповідно до розрахунку при $\mu = 0,85$ загальна теплова потужність регенератора склала $\Sigma Q = 25,6 \text{ МВт}$.

ДОДАТОК Г.
ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор
ТОВ "СП "Укрінтерм""

Мороз П. М.

2018 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

**результатів дисертаційної роботи Реви Сергія Анатолійовича
«Теплообмін та аеродинаміка пакетів труб з рівнорозвиненими
зовнішньою та внутрішньою поверхнями».**

ТОВ "СП "Укрінтерм"" використало в своїй роботі результати дисертаційної роботи Реви С. А. а саме, методику визначення коефіцієнтів тепловіддачі, аеродинамічного опору та геометричних характеристик теплообмінників типу "газ – газ" з шахових пакетів гвинтоподібних труб. Вказаний метод застосований для розрахунку регенераторів теплоти при розробці технічної концепції проектів реконструкції промислових та житлово - комунальних котелень.

В результаті проведених робіт було виявлено, що використання гвинтоподібних труб замість гладких труб круглого перерізу в якості теплообмінної поверхні дозволяє знизити металоємність та габаритні розміри теплообмінників заданої потужності типу "газ – газ" на 40...55 % при незначному підвищенні аеродинамічного опору в трактах котлоагрегату.

Технічний директор
ТОВ "СП "Укрінтерм""

 /Юзвак С. В./

„ЗАТВЕРДЖУЮ”

Директор

ТОВ „МВВФ „ЕНЕРГЕТИК”

Пархоменко О.Г.

„10” березня 2018 р.

АКТ

**Про використання результатів дисертаційної роботи Реви Сергія Анатолійовича
«Теплообмін та аеродинаміка пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та
внутрішньою поверхнями».**

Ми, що нижче підписалися, директор ТОВ „МВВФ „Енергетик” Волошенко Д. Б. та заступник декана теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського” Шевель Є. В., склали даний акт в тому, що результати дисертаційної роботи Реви Сергія Анатолійовича «Теплообмін та аеродинаміка пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями» використані при виконанні пошукових проектно-конструкторських робіт в напрямку розробки конвективних поверхонь теплообміну для повітронагрівача-регенератора ГТУ (ГПК-10).

В результаті проведених робіт було виявлено, що при використанні гвинтоподібних труб замість гладких труб круглого перерізу, дозволить підвищити компактність і знизити металоємність теплоенергетичного устаткування на 40...55 % при незначному підвищенні відносних сумарних втрат в газоповітряному тракті на 3,5...6,5%, що підвищить надійність і поліпшить їх експлуатаційні характеристики, а також при впровадженні результатів досліджень в практику забезпечать істотне підвищення економічності і довготривалості функціонування теплоенергетичного устаткування, скорочення термінів їх проектування і модернізації.

Науково-дослідна робота виконана на високому науковому рівні, а використання отриманих в ній результатів приводять до суттєвого зменшення габаритів та металоємності ефективного теплообмінного обладнання.

ТОВ „МВВФ „Енергетик”

Заступник декана ТЕФ

КПІ ім. Ігоря Сікорського



/ Пархоменко О.Г./

/к.т.н., доц. Шевель Є.В./

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор
Національного технічного університету
України „Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”



Ю.І. Якименко
2018 р.

АКТ

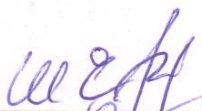
Про використання в навчальному процесі кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського” результатів дисертаційної роботи Реви Сергія Анатолійовича «Теплообмін та аеродинаміка пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями».

Комісія у складі заступника декана теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського к.т.н., доц. Шевеля Є.В. (голова комісії), завідувача кафедри АЕС і ІТФ д.т.н., проф. Туза В.О. та викладачів кафедри АЕС і ІТФ к.т.н., доц. Лебедь Н.Л. і к.т.н., ст. викл. Баранюка О.В. розглянула використання матеріалів дисертаційної роботи Реви С.А. при підготовці магістрантів за спеціальністю Теплоенергетика спеціалізації Теплофізика.

Комісія прийшла до висновку, що матеріали дисертаційної роботи Реви С.А. входять до складу дисципліни „Моделювання процесів переносу у проточній частині енергетичного обладнання” – лекційні та практичні заняття по темах: „Теплообмін та гідродинаміка труб які обтікаються поперечним потоком” та „Гідродинаміка і теплообмін при течії в трубах та каналах”.

Голова комісії

Члени комісії:

	/к.т.н., доц. Шевель Є.В./
	/д.т.н., проф. Туз В.О./
	/к.т.н., доц. Лебедь Н.Л./
	/к.т.н., ст. викл. Баранюк О.В./

ДОДАТОК Д.
ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Рева С.А., Рогачов В.А., Терех А.М. Альфьорова О.В. Теплообмін малорядних пучків гвинтоподібних труб. *Східно – європейський журнал передових технологій*. 2013. №3/8 (63). С. 54 – 56. Фахове видання, включено до міжнародних науко метричних баз Academic Search Complete, CAPlus, Index Copernicus, РІНЦ.
2. Письменний Є.М., Рева С.А. Терех А.М. Аеродинамічний опір шахових пучків гвинтоподібних труб. *Східно – європейський журнал передових технологій*. 2013. №6/8 (66). С. 31 – 35. Фахове видання, включено до міжнародних науко метричних баз Academic Search Complete, CAPlus, Index Copernicus, РІНЦ.
3. Письменний Є.М., Рева С. А., Терех А.М., Баранюк О.В. Теплоаеродинамічна ефективність пакетів гвинтоподібних труб. *Наукові вісті НТУУ КІП*. 2017. №2. С.7 – 11. Фахове видання, включено до міжнародних науко метричних баз Google Scholar, РІНЦ та ін.
4. Рева С.А. CFD – моделювання течії всередині гвинтоподібних труб. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2017. №4. С. 119 – 125. Фахове видання, включено до міжнародних науко метричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.
5. Баранюк О.В., Трубочов С.І., Рева С.А. Дослідження міцності гвинтоподібної труби з рівнорозвиненою поверхнею з урахуванням внутрішньої течії потоку. *ScienceRise*. 2017. №2 (31). С. 23 – 28. Журнал включений до міжнародних науко метричних баз Index Copernicus, РІНЦ та ін.
6. Письменний Е.Н., Рева С.А., Терех А.М., Руденко А.И. Обобщение данных по аэродинамическому сопротивлению пакетов винтообразных труб. *Международный научно – исследовательский журнал*. 2014. №5 (24). С. 103 – 106. Журнал включений до наукометричної бази РІНЦ.
7. Письменний Е.Н., Рогачев В.А., Баранюк А.В., Рева С.А., Панасюк А.П. Теплообмен и аэродинамика пакетов винтообразных труб с равноразвитой поверхностью. *Современная наука: идеи, исследования, результаты, технологии*. 2013. №1 (12). С. 13 – 18. Журнал включений до наукометричної бази Web of Science.

Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Рева С.А., Письменний Є.М. Теплоаеродинамічна ефективність пакетів гвинтоподібних труб. „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”: зб. тез доп. XII між нар. наук.-практ. конф. Київ, 2014. (м. Київ, 22 – 25.04.2014 р.). С. 54.

9. Рева С.А., Письменный Є.М. Особливості методики дослідження теплоаеродинамічних характеристик рівнорозвинених поверхонь. „ *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* ”: зб. тез доп. XIII між нар. наук.-практ. конф. Київ, 2015. (м. Київ, 21 – 24.04.2015 р.). С. 60.

10. Рева С.А., Письменный Є.М. Узагальнення експериментальних даних з теплообміну та аеродинаміки при зовнішньому омиванні пакетів гвинтоподібних труб. „ *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* ”: зб. тез доп. XV між нар. наук.-практ. конф. Київ, 2017. (м. Київ, 25 – 28.04.2017 р.). С. 72.

11. Письменный Е.Н., Рева С.А., Терех А.М., Баранюк А.В. Теплообмен и сопротивление пучков винтообразных труб в поперечном потоке. „*РНКТ - 6*”: труды 6-ї Російської національної конференції з тепломасообміну. Москва, 2014. (Росія, м. Москва, 27 – 31 жовтня 2014 р.). С. 1147 – 1149.

12. Письменный Е.Н., Рева С.А., Терех А.М., Баранюк А.В. Теплоаэродинамическая эффективность поперечно – омываемых пучков винтообразных труб. „ *XV Минский международный форум по тепломассообмену* ”: зб. тез. доп. та пов. 15-го міжнародного форуму з тепло- та масообміну. Том 3. Мінськ, 2016. (Республіка Білорусь, м. Мінськ, 23 – 26 травня 2016 р.). С. 184 – 188.

13. Письменный Е.Н., Терех А.М., Баранюк А.В., Рева С.А. Исследование теплообмена и аэродинамического потока внутри винтообразных труб. „ *Комп'ютерна гідромеханіка* ”: зб. тез доп. 5-ї міжнар. наук.-практ. конференції. Київ, 2016. (м. Київ, 29 – 30 вересня 2016 р.). С. 48 – 50.