

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

**Семеняко Олександр Володимирович**

УДК 536.24:533.6.011

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**ЗАКОНОМІРНОСТІ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНОСУ В ТЕПЛООБМІННИХ**  
**ПОВЕРХНЯХ З ПЛОСКО-ОВАЛЬНИХ ТРУБ З ПОПЕРЕЧНИМ**  
**ОРЕБРЕННЯМ**

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

\_\_\_\_\_ /Семеняко О. В./

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

Київ – 2018

## АНОТАЦІЯ

*Семеняко О. В.* Закономірності процесів переносу в теплообмінних поверхнях з плоско-овальних труб з поперечним оребренням. – 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, 2018.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню локальних характеристик переносу в теплообмінних поверхнях, виготовлених з відносно нового типу поперечно-ореброваних труб, що являють собою трубчасті основи плоско-овального профілю з привареними до їх бічних прямолінійних поверхонь, за допомогою контактного зварювання, плоских пластинчатих ребер. Значна увага в дисертаційній роботі приділяється також вивченню середньоповерхневих характеристик теплообміну та аеродинамічного опору однорядних (в повздовжньому напрямку) систем з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням.

**У вступі** обґрунтовано актуальність досліджень, подано загальну характеристику роботи, сформульована її мета, основні задачі, об'єкт та предмет досліджень, коротко охарактеризовані методи 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, пов'язаних з використанням інтенсифікованих теплообмінних поверхонь з поперечно-ореброваних труб.

Дотепер відсутні системні дослідження локальних теплоаеродинамічних характеристик процесів переносу теплоти та імпульсу

в поверхнях теплообміну, виготовлених з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребрением, які в значній мірі дозволяють пояснити високу інтенсивність середньоповерхневого теплообміну таких труб при відносно малому їх аеродинамічному опорі.

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

**Другий розділ** присвячений розробці та опису методів та методик досліджень. При проведенні досліджень був застосований комплексний підхід до моделювання процесів переносу, котрий охоплював використання шести методів експериментальних досліджень процесів течії та теплообміну з паралельним використанням на кожному етапі методу CFD-моделювання, що дозволило поглибити та розширити діапазон та широту отриманих результатів. На кожному етапі досліджень проводилась верифікація та валідація результатів CFD-моделювання за експериментальними даними. В даному розділі описані конструкції та характеристики дослідних моделей, експериментальна установка та робочі ділянки; первинні та вторинні засоби вимірювання. Послідовно представлені використані методи досліджень: середньоповерхневого та локального теплообміну; аеродинамічного опору; полів статичних тисків; поверхневої візуалізації течії; термоанемометричних вимірювань гідродинамічних характеристик потоку; CFD-моделювання. Наприкінці розділу представлена методика та наведені результати розрахунку похибок прямих і непрямих вимірювань при проведенні експериментальних досліджень.

**У третьому розділі** представлені результати дослідження аеродинамічного опору оребраних плоско-овальних труб та структури течії в міжреберних каналах. Показано, що при зменшенні відносної висоти ребра  $h/d_2$  від 0,737 до 0,105 аеродинамічний опір знижується на 7,5 – 24 %. Виконано узагальнення результатів і отримана узагальнююча залежність для розрахунку аеродинамічного опору плоско-овальних оребраних труб, яка описує експериментальні та розрахункові результати з похибкою, що не

перевищує  $\pm 8\%$  в діапазоні змін приведеної поверхні  $H/F$  від 21,76 до 31,83, вказаного вище діапазону відносної висоти ребра та числа Рейнольдса  $Re = (10 - 90) \cdot 10^3$ . Наведені результати візуалізації течії на поверхні ребер та в міжреберному просторі плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням і проведено співставлення з картинами течії на поверхні повністю оребреної плоско-овальної труби. Представлені результати вимірювання полів статичних тисків на поверхнях ребер та труби, що несе оребрення. Проведено дослідження структури течії та отримана залежність для розрахунку степеню турбулентності вгору за потоком в каналі перед дослідними моделями. Виконано експериментальні дослідження розподілів швидкості та степеню турбулентності в центральній частині міжреберного каналу плоско-овальної труби. Наведені розподіли швидкості, її поздовжньої, поперечної та нормальної компонент, а також степеню турбулентності в міжреберному каналі при різних значеннях нормальної до ребра безрозмірної координати  $Z$ . Результати з візуалізації течії, розподілів статичних тисків та структури течії в міжреберному просторі дозволили виявити особливості утворення вихорових структур та відривних потоків.

**У четвертому розділі** представлені результати дослідження теплообміну плоско-овальних труб з поперечним оребренням. Показано, що при зменшенні відносної висоти ребра  $h/d_2$  від 0,737 до 0,105 середньоповерхнева інтенсивність теплообміну знижується на 7,8 – 27,9 % за умови постійної ширини дослідного каналу. Виконано узагальнення результатів і отримана узагальнююча залежність для розрахунку середньоповерхневої інтенсивності теплообміну плоско-овальних оребрених труб, яка описує експериментальні та розрахункові результати з похибкою, що не перевищує  $\pm 4\%$  в діапазоні змін коефіцієнта оребрення  $\psi$  від 3,93 до 14,83, вказаного вище діапазону відносної висоти ребра та числа Рейнольдса  $Re = (10 - 80) \cdot 10^3$ . Представлені результати дослідження впливу ступені турбулентності зовнішнього потоку  $Tu_\infty$  при її збільшенні від 0,13 % і 10,1 %

показують, що відносна інтенсивність теплообміну зростає на 11 %. Наведені результати дослідження впливу висоти ребра на відносну середньоповерхневу інтенсивність теплообміну при фіксованому коефіцієнті захарашення каналу, які показали її зростання на 18 % при зменшенні  $h/d_1$  від 1,49 до 0,29. Доповнено базу експериментальних даних щодо ефективності прямокутного ребра плоско-овальної труби, що не по всій довжині основи прилягає до її поверхні та розширено діапазон використання розрахункових залежностей для визначення ефективності ребра.

Проведені експериментальні дослідження та виконано співставлення з результатами CFD-моделювання розподілів локальних коефіцієнтів теплообміну на поверхнях ребер плоско-овальних труб. Аналіз результатів досліджень аеродинамічних характеристик (візуалізація течії, розподіл тисків, термоанемометричні характеристики) в сукупності з даними по локальному теплообміну дозволив отримати фізичну модель течії та теплообміну на поверхні плоско-овальних ребрених труб.

**П'ятий розділ** присвячений розробці рекомендацій щодо вибору оптимальних за теплоаеродинамічними та масогабаритними показниками геометричних характеристик поперечного ребрення плоско-овальних труб в залежності від режиму їх роботи.

**Наукова новизна** результатів дисертаційної роботи полягає в наступному:

1. Вперше виконані комплексні дослідження фізичного механізму процесів переносу теплоти та імпульсу при вимушеному обтіканні плоско-овальних труб з неповним поперечним ребренням;
2. Вперше вивчені характеристики, закономірності та структура течії в міжреберних каналах плоско-овальних ребрених труб;
3. Вперше експериментально визначені закономірності розподілу локальних характеристик інтенсивності теплообміну на поверхнях поперечних ребер плоско-овальних труб;
4. Вперше вивчено характер впливу висоти поперечних ребер при зміні

видовження профілю плоско-овальної труби на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір;

5. Запропоновані узагальнюючі співвідношення для розрахунку інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору однорядних теплообмінних систем з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням, які враховують зміну відносної висоти ребра в широкому діапазоні її значень;

6. Вперше розроблена фізична модель течії та теплообміну на поверхні ребер плоско-овальної труби;

7. Вперше запропоновано методику визначення оптимальних геометричних параметрів поперечних ребер плоско-овальних труб в залежності від режимних параметрів роботи теплообмінного апарату.

Матеріал дисертації розширює та поглиблює наукові знання про теплові та аеродинамічні процеси в поверхнях нагріву, виконаних з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського.

Результати роботи впроваджені на ТОВ «НВФ «Ганза» (м. Київ) при виготовленні оптимізованих поверхонь нагріву теплоутилізаторів за паровими та водогрійними котлами, а також за газотурбінними установками. Використання теплоутилізатора для газопоршньової машини FG Wilson-1000 (ПрАТ "Ветропак Гостомельський Склозавод"), розробленого за рекомендаціями наведеними в дисертаційній роботі приводить до економії природного газу до 268 тис. м<sup>3</sup> за один опалювальний сезон.

**Ключові слова:** плоско-овальна труба, ребро, теплообмін, аеродинаміка, характеристики течії, термоанемометрія, локальні характеристики, ефективність, оптимізація.

**Публікації в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:**

1. Жукова Ю. В., Терех А. М., Семеняко А. В. Численное моделирование нестационарного поперечного обтекания овального цилиндра при различных числах Рейнольдса. *Доклады Национальной академии наук Беларуси*. 2011. Т. 55. № 1. С. 102 – 108. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз Current Contents, Science Citation Index, Zentralblatt fuer Mathematik.

2. Письменный Е. Н., Багрий П. И, Терех А. М., Семеняко А. В. Оптимизация оребрения новой теплообменной поверхности на основе плоскоовальных труб. *Инженерно-физический журнал*. Сентябрь-октябрь 2013. Т. 86, № 5. С. 1002 – 1007. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз SCOPUS, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA та ін.

3. E. N. Pis'mennyi, P. I. Bagrii, A. M. Terekh, A. V. Semenyako Optimization of the ribbing of a new heat exchange surface of flat-oval tubes. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, October 2013. Vol. 86, No. 5. PP. 1066 – 1071. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз SCOPUS, Springer, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA та ін.

4. Письменный Е. Н., Рогачов В. А., Баранюк А. В., Семеняко А. В., Вознюк М. М. CFD-моделирование процессов теплообмена труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №1 (20), часть 1. С. 30 – 36. Журнал включений до наукометричної бази РІНЦ.

5. Письменный Е. Н., Рогачов В. А., Баранюк А. В., Семеняко А. В., Вознюк М. М. CFD-моделирование омывания поверхности труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №2 (21), часть 1. С. 76 – 78. Журнал включений до наукометричної бази РІНЦ.

6. Никитюк П. С., Семеняко А. В., Терех О. М., Руденко А. И. Особенности обтекания плоскоовальной трубы в поперечном потоке. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №3 (22), часть 2. С. 60 – 63. Журнал включений до наукометричної бази РІНЦ.
7. Терех А. М., Багрій П. І., Литвиненко Н. Н., Николаенко Ю. Е., Семеняко А. В. Испытания опытного образца модуля воздушного охладителя. *Пром. теплотехніка*. 2008. Т. 30. № 2. С. 15 – 20. Фахове видання, включено до наукометричної бази РІНЦ.
8. Письменный Е. Н., Терех А. М., Семеняко А.В., Рогачев В. А., Бурлей В. Д. Тепловая эффективность коридорных пучков поперечно-оребрённых труб различного профиля. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2010. № 2/7 (44). С. 4 – 8. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Index Copernicus, РІНЦ.
9. Письменный Е. Н., Демченко В. Г., Терех А. М., Семеняко А. В., Кулик К. В. Экономайзер-утилизатор из плоско-овальных труб с неполным оребрением. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2010. № 3/1 (45). С. 15 – 19. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Index Copernicus, РІНЦ.
10. 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. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Index Copernicus, РІНЦ.
11. Терех О. М., Семеняко О. В., Рогачов В. А., Баранюк О. В., Багрій П. І. Теплоаеродинамічна ефективність пакетів труб з поперечними ребрами. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2012. № 2/8 (56). С. 31 – 37. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Academic Search Complete, CAPlus, Index Copernicus, РІНЦ.



12. Терех О. М., Семеняко О. В., Туз В. О., Кондратюк В. А. Обтікання поодиноких циліндрів в поперечному потоці. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2013. № 2/8 (62). С. 23 – 26. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Academic Search Complete, CAPlus, Index Copernicus, РІНЦ.

13. Терех О. М., Семеняко О. В., Туз В. О., Руденко О. І., Кондратюк В. А. Теплообмін циліндрів плоскоовального профілю при поперечному їх обтіканні. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2013. № 3/8 (63). С. 30 – 34. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Academic Search Complete, CAPlus, Index Copernicus, РІНЦ.

14. Вознюк М. М., Семеняко А. В., Бондар В. А. Оптимальная высота поперечных ребер плоско-овальной трубы. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2016. № 4. С. 60 – 65. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

15. Семеняко О. В. Термоанемометричні вимірювання характеристик течії в міжреберних каналах плоско-овальних труб. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2017. – № 4. С. 133 – 140. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

16. Спосіб візуалізації течії газового потоку: пат. 54180 Україна: МПК G01P 5/00. № u201006121. заявл. 20.05.2010; опубл. 25.10.2010. Бюл. №20. 4 с.

17. Теплообмінна труба: пат. 87032 Україна: МПК F28F 1/10, 1/12, 13/00, 13/02. № u201304987. заявл. 18.04.2013; опубл. 27.01.2014. Бюл. № 2. 5 с.

18. Терех О. М., Семеняко О. В., Пузанов І. В. Узагальнений метод розрахунку конвективного теплообміну коридорних пакетів плоско-овальних труб з поперечним орєбренням. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2009. № 1. С. 100 – 105.

19. Письменный Е. М., Терех О. М., Семеняко О. В., Кондратюк В. А. Розрахунок аеродинамічного опору коридорних пакетів плоско-овальних труб з неповним оребренням. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2010. № 1. С. 24 – 29.

20. Письменный Е. Н., Терех А. М., Семеняко А. В., Багрий П. И. Коэффициент эффективности прямоугольного ребра плоско-овальной трубы. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2010. № 2. С. 70 – 75.

**Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:**

21. Семеняко А. В., Письменный Е. Н. Течение на поверхности плоско-овальных труб с поперечным оребрением. *„Проблемы газодинамики и теплообмена в аэрокосмических технологиях”*: труды XVII школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. (м. Жуковський, Росія, 25 – 29.05.2009 р.). С. 132 – 134.

22. Жукова Ю. В., Терех А. М., Семеняко А. В. Аэродинамика и теплоотдача плоскоовального цилиндра при вынужденной конвекции. *РНКТ5*: труды пятой российской национальной конференции по теплообмену. Том 2. Вынужденная конвекция однофазной жидкости. 25 – 29 октября 2010 года. г. Москва. С. 126 – 128.

23. Письменный Е. Н., Семеняко А. В., Терех А. М. Теплообменное устройство из плоскоовальных труб с неполным оребрением. *РНКТ5*: труды пятой российской национальной конференции по теплообмену. Том 6. Интенсификация теплообмена. 25 – 29 октября 2010 года. г. Москва. С. 130 – 132.

24. Семеняко А. В., Баранюк А. В., Письменный Е. Н. Верификация численной модели теплообмена плоско-овальных труб с неполным оребрением. *„Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках”*: труды XVIII школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. (м. Звенигород, Росія, 23 – 27.10.2011 р.). С. 396 – 397.

25. Pysmennyu Ye., Semenyako A., Polupan G., Carvajal-Mariscal I. „*Particularidades del flujo en la superficie de tubos ovalados con aletas transversals,*” in *Proc. VI Congreso internacional de ingenieria electromecanica y de sistemas*, México, noviembre 2011, P. 16.

26. Семеняко А. В., Рогачев В. А., Баранюк А. В. CFD-моделирование процессов теплообмена и гидродинамики плоско-овальных труб с неполным оребрением. *Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики: материалы междунар. научн.-практ. школы-конф.*(Украина, Крым, г. Алушта, 19 – 25 сентября 2011 г.). Днепропетровск: НПВК „Триакон”, 2011. С. 23 – 28.

27. Мацюк Г. М., Семеняко О. В. Теплообмін та аеродинаміка плоскоовальних труб з неповним оребренням. „*Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики*”: зб. тез доп. X міжнар. наук.-практ. конф. Київ, 2012. С. 70.

28. Семеняко А. В., Письменный Е. Н., Терех А. М., Руденко А. И., Мацюк Г. Н. Оптимизация геометрических размеров оребрения плоскоовальной трубы. *Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики: материалы междунар. научн.-практ. школы-конф.* (Украина, Крым, г. Алушта, 17 – 23 сентября 2012 г.). Днепропетровск: НПВК „Триакон”, 2012. С. 21 – 25.

29. Семеняко А. В. Эффективность ребра плоскоовальной трубы. „*Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках*”: труды XIX школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. (Росія, м. Орехово-Зуєво, 20 – 24 травня 2013 г.) С. 339 – 340.

30. Нікітюк П. С., Семеняко О. В. Вплив геометричних параметрів на теплообмін плоскоовальних труб. „*Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики*”: зб. тез доп. XII міжнар. наук.-практ. конф. Київ, 2014. (м. Київ, 22 – 25.04.2014 р.). С. 69.

31. Бондар В. А., Семеняко О. В. Локальний теплообмін плоско-овальної труби з неповним поперечним оребренням. „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”: зб. тез доп. XIV міжнар. наук.-практ. конф. (м. Київ, 18 – 21.04.2016 р.). Київ, 2016. С. 77.

## ABSTRACT

*Semenyako A. V.* Regularities of transfer processes in heat-transfer surfaces from flat-oval tubes with transverse fins. – The manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.14.06 – technical thermal physics and industrial heat-power engineering. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” MES of Ukraine, Kyiv, 2018.

The dissertation is devoted to study of local transfer characteristics in heat transfer surfaces made of relatively new type of transversely finned tubes, which are the tubular bases of the flat-oval profile with welded to their lateral rectilinear surfaces, by contact welding, flat plate-like fins. Considerable attention in the dissertation is also given to study of the surface-averaged characteristics of the heat transfer and aerodynamic resistance of one-row (in longitudinal direction) systems of flat-oval tubes with incomplete lateral fins.

**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, briefly describes the research methods, 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 use of intensified heat transfer surfaces from transversely finned tubes.

Till now, there are no systematic studies of local heat-aerodynamic characteristics of heat transfer and momentum in heat transfer surfaces made of flat-oval tubes with incomplete transverse fins, which largely extent allow to explain the high intensity of the surface-averaged heat transfer of such tubes with insignificant their aerodynamic resistance.

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 devoted to the development and description of research methods and techniques. In carrying out the research, an integrated approach to the modeling of transfer processes was used, which included the use of six methods of experimental studies of flow and heat transfer processes with parallel use at each stage of the CFD-modeling method, which allowed to deepen and broaden the range and breadth of the obtained results. At each stage of the research, the verification and validation of the results of CFD-modeling were performed on experimental data. This section describes the design and characteristics of experimental models, experimental setup and workstations; primary and secondary measuring instruments. Consistently presented used research methods: surface-averaged and local heat transfer; aerodynamic resistance; fields of static pressure; flow visualization; thermoanemometric measurements of the hydrodynamic characteristics of the flow; CFD simulation. At the end of the section the methodology is presented and the results of calculating the errors of direct and indirect measurements are presented when conducting experimental research.

**The third section** presents the results of research on the aerodynamic resistance of finned flat-oval tubes and flow structure in the interfin channels. It is shown that when the relative height of the fins  $h/d_2$  decreases from 0,737 to 0,105, the aerodynamic resistance decreases by 7,5 – 24 %. The generalization of the results is obtained and a generalized dependence is obtained for the calculation of the aerodynamic resistance of the flat-oval finned tubes, which describes the experimental and numerical results with an error of not more than  $\pm 8\%$  in the

range of the ratio of heat transfer surface to the flow section from 21,76 to 31,83, the aforementioned range of relative fin height and Reynolds number  $Re = (10 - 90) \cdot 10^3$ . The results of the visualization of the flow on the surface of the fins and in the interfin space of the flat-oval tubes with incomplete transverse fins are presented and compared with the structure of the flow on the surface of a fully finned flat-oval tube. The results of measurements of the fields of static pressure on the fins and on the tubular base are presented. The study of the structure of the flow was carried out and the dependence was obtained for calculating the degree of turbulence upstream of the channel in front of the experimental models. Experimental studies of the distribution of velocity and degree of turbulence in the central part of the interfin channel of the flat-oval tube are performed. The distribution of velocity, its longitudinal, transverse, and normal components, as well as the degree of turbulence in the interfin channel with different values of the normal to the fin of the dimensionless coordinate  $Z$  are given. Results from the visualization of the flow, distribution of static pressure and flow structure in the interfin space allowed to reveal the features of the formation of vortex structures and separation streams.

**The fourth section** presents the results of the study of heat transfer of flat-oval tubes with transverse fins. It is shown that when the relative height of the fins  $h/d_2$  decreases from 0,737 to 0,105, the surface-averaged heat transfer intensity decreases by 7,8 – 27,9 % under the constant width of the experimental channel. The generalization of the results is obtained and generalized dependence is obtained for the calculation of the surface-averaged heat-transfer intensity of flat-oval finned tubes, which describes the experimental and numerical results with an error of not more than  $\pm 4\%$  in the range of changes in the coefficient of finning from 3,93 to 14,83, the above range the relative height of the ribs and the Reynolds numbers  $Re = (10 - 80) \cdot 10^3$ . The presented results of the study of the influence of the degree of turbulence of the external flow during its increase from 0,13 % to 10,1% indicate that the relative heat transfer intensity increases by 11 %. The

results of the study of the influence of the height of the fins on the relative surface-averaged heat transfer intensity at a fixed coefficient of channel clutter, which showed its growth by 18 %, with a decrease of  $h/d_1$  from 1,49 to 0,29. The database of experimental data on the efficiency of a rectangular fin of a flat-oval tube, which does not adhere to its surface throughout the length of the base, is added and extends the range of use of the dependences to determine the efficiency of the fins.

The experimental researches and comparison with the results of CFD-modeling of the distributions of local heat transfer coefficients on the surfaces of the fins of the flat-oval tubes were carried out. The analysis of the results of aerodynamic characteristics research (flow visualization, pressure distribution, thermoanometric characteristics) together with the data on local heat transfer allowed to get a physical model of flow and heat transfer on the surface of finned flat-oval tubes.

**The fifth section** is devoted to the development of recommendations for choosing the optimal geometric characteristics of the geometric characteristics of the transverse fining of flat-oval tubes based on the heat-aerodynamic and mass-dimensional data, depending on the mode of their operation.

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

1. For the first time, complex investigations of the physical mechanism of heat transfer and momentum processes during forced flow around flat-oval tubes with incomplete transverse fins were performed;
2. For the first time, the characteristics, patterns and structure of the flow in the interfin channels of flat-oval finned tubes have been studied;
3. For the first time, regularities of the distribution of local characteristics of the heat transfer intensity on the surfaces of the transverse fins of the flat-oval tubes have been experimentally determined;
4. For the first time, the effect of the height of the transverse fins with the change of elongation of the profile of the flat-oval tube on the heat transfer intensity and aerodynamic resistance was studied;

5. The generalizing relations are proposed for calculation of the heat transfer intensity and aerodynamic resistance of single-row heat transfer systems from flat-oval tubes with incomplete transversal fins that take into account the change in the relative height of the fins in a wide range of its values;

6. For the first time, a physical model of flow and heat transfer on the surface of the fins of a flat-oval tube was developed;

7. For the first time, a method for determining the optimal geometric parameters of the transverse fins of the flat-oval tubes is proposed, depending on the regime parameters of the heat-exchange apparatus.

The dissertation material extends and deepens scientific knowledge of thermal and aerodynamic processes in the heating surfaces made of flat-oval tubes with incomplete transversal fins.

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.

The results of the work were implemented at NPF "Hanza" "Ltd. (Kyiv) in the manufacture of optimized heat exchange surfaces for heat utilizers for steam and hot water boilers, as well as for gas turbine units. The use of a heat utilizer for the gas-piston machine FG Wilson-1000 (PJSC "Vetropack Gostomelsky Glass Factory"), developed on the recommendations given in the dissertation, leads to the saving of natural gas to 268 thousand m<sup>3</sup> for one heating season.

**Keywords:** flat-oval tube, fin, heat transfer, aerodynamics, flow characteristics, thermoanemometry, local characteristics, efficiency, optimization.



## ЗМІСТ

Перелік основних умовних позначень .....	20
Вступ.....	23
1 Шляхи підвищення теплоаеродинамічної ефективності поперечно-оребrenних теплообмінних поверхонь .....	30
1.1 Труби круглого перетину з поперечним оребrenням .....	30
1.2 Труби зручнообтічної форми.....	38
1.3 Зручнообтічні труби з поперечним оребrenням .....	41
1.4 Висновки та постановка задач дослідження .....	54
2 Методи та методики досліджень .....	57
2.1 Методика експериментальних досліджень .....	57
2.1.1 Конструкції і характеристики моделей плоско-овальних труб з неповним поперечним оребrenням .....	57
2.1.2 Експериментальна установка.....	66
2.1.3 Методика дослідження середньоповерхневого та локального теплообміну.....	70
2.1.4 Методика дослідження аеродинамічного опору та полів статичних тисків .....	73
2.1.5 Методика візуалізації течії газового потоку на поверхні ребер.....	77
2.1.6 Методика термоанемометричних вимірювань гідродинамічних характеристик потоку в міжреберному просторі.....	78
2.2 Методика CFD-моделювання процесів течії та теплообміну в міжреберних каналах плоско-овальних труб з неповним поперечним оребrenням .....	87
2.2.1 Постановка задачі CFD-моделювання .....	87
2.2.2 Основні керуючі рівняння .....	95
2.3 Оцінка похибок вимірювань.....	98
3 Результати дослідження аеродинамічного опору оребrenних плоско-овальних труб та структури течії в міжреберних каналах.....	107

	18
3.1 Аеродинамічний опір .....	107
3.1.1 Аналіз і узагальнення експериментальних даних.....	107
3.1.2 Порівняння результатів з аеродинамічним опором інших типів трубних поверхонь та з даними інших авторів .....	115
3.2 Візуалізація течії.....	118
3.2.1 Течія на поверхні повністю ребреної плоско-овальної труби.....	118
3.2.2 Течія на поверхні плоско-овальної труби з неповним поперечним ребренням.....	121
3.3 Розподіл статичних тисків .....	126
3.4 Характеристики та структура течії .....	129
3.4.1 Течія в каналі перед моделями .....	129
3.4.2 Течія в міжреберних каналах .....	134
4 Результати дослідження теплообміну плоско-овальних труб з поперечним ребренням.....	154
4.1 Середньоповерхневий теплообмін.....	154
4.1.1 Аналіз експериментальних даних і їх узагальнення.....	154
4.1.2 Вплив ступеня турбулентності зовнішнього потоку .....	161
4.1.3 Вплив висоти ребра при фіксованому коефіцієнті захарашчення каналу .....	162
4.1.4 Порівняння результатів з даними інших авторів.....	164
4.2 Ефективність ребра.....	168
4.3 Локальний теплообмін .....	174
4.4 Фізична модель течії та теплообміну на поверхні плоско-овальних ребрених труб.....	181
5 Рекомендації щодо вибору оптимальних параметрів ребрення плоско- овальних труб .....	184
5.1 Крок ребер .....	186
5.2 Довжина ребер .....	187
5.3 Товщина ребер .....	188
5.4 Висота ребер.....	191

	19
Висновки .....	196
Перелік джерел посилання .....	199
Додаток А. Програма розрахунку оптимальних геометричних параметрів поперечних ребер плоско-овальних труб .....	216
Додаток Б. Практичне застосування результатів досліджень .....	224

## ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- $A$  – висота каналу аеродинамічної труби, м;
- $B$  – ширина ділянки, м;
- $B_0$  – константа градування датчика термоанемометра,  $B^2 / (m/s)^{0,45}$ ;
- $B_1$  – відстань від бічної крайки ребра до стінки каналу, м;
- $c$  – відстань між ребрами по фронту труби, м;
- $d$  – діаметр, м;
- $d_1$  – поперечний розмір плоско-овальної труби, м;
- $d_2$  – повздовжній розмір плоско-овальної труби, м;
- $E$  – коефіцієнт ефективності ребра;
- $E_0$  – коефіцієнт ефективності прямого ребра, що контактує з трубою по всій довжині;
- $E_0^2$  – константа градування датчика термоанемометра,  $B^2$ ;
- $E_e$  – напруга живлення датчика термоанемометра, В;
- $\sqrt{e'^2}$  – середньоквадратична пульсація напруги, мВ;
- $F$  – площа перетину,  $m^2$ ;
- $h$  – висота ребра, м;
- $H$  – площа поверхні,  $m^2$ ;
- $k$  – клас точності;
- $k_U$  – коефіцієнт перерахунку швидкості;
- $L$  – довжина ребра, м;
- $L_K = \frac{l_K}{L}$  – відносна довжина лінії контакту;
- $l_K$  – довжина лінії контакту, м;
- $M$  – маса, кг;
- $m = \sqrt{2\bar{\alpha} / (\lambda_m \delta_p)}$  – параметр ребра, 1/м;
- $P$  – тиск, Па;

$\Delta P$  – перепад тисків, Па;

$Q$  – потужність, що розсіювалась нагрівачем, Вт;

$q$  – щільність теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;

$s_1$  – поперечний крок труб в пакеті, м;

$s_2$  – повздовжній крок труб в пакеті, м;

$s_p$  – крок ребер, м;

$T$  – температура, К;

$u$  – швидкість, м/с;

$U$  – середньовитратна швидкість, м/с;

$x, y, z$  – координати, м;

$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{h}, Z = \frac{z}{(s_p - \delta_p)/2}$  – безрозмірні координати;

$X_0 = \frac{x_0}{d_1}, Y_0 = \frac{y_0}{B_p/2}, Z_0 = \frac{z_0}{A/2}$  – безрозмірні координати перед моделлю;

$z_2$  – число рядів труб за ходом повітря;

$\alpha$  – конвективний коефіцієнт теплообміну, Вт/(м<sup>2</sup> · К)

$\alpha_{пр}$  – приведений коефіцієнт теплообміну, Вт/(м<sup>2</sup> · К)

$\Delta$  – абсолютна похибка;

$\delta$  – товщина, м; відносна похибка, %;

$\delta'$  – глибина провару плоско-овальної труби, м;

$\delta_p$  – товщина ребра, м;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м · К)

$\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м<sup>2</sup>/с;

$\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па · с;

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;

$\zeta$  – коефіцієнт опору.

Безрозмірні комплекси:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho_{\text{п}} U^2} \text{ – число Ейлера;}$$

$$Nu = \frac{\alpha d_1}{\lambda_{\text{п}}} \text{ – число Нуссельта;}$$

$$Re = \frac{U d_1}{\nu_{\text{п}}} \text{ – число Рейнольдса;}$$

$$Tu = \sqrt{\frac{u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2}{3U^2}} \text{ – ступінь турбулентності, \%};$$

$H/F$  – приведена поверхня;

$\psi$  – коефіцієнт оребрення.

Індекси:

0 – в робочій ділянці перед моделлю;

$\infty$  – в робочій ділянці вдалині від моделі;

— – осереднене значення;

$l$  – локальний;

$mid$  – міделевий (перетин);

$\Gamma$  – гладка (неоребрена поверхня); граничне значення;

$d$  – дослідне (значення);

$e$  – еквівалентний;

$z$  – заспокійлива (ділянка);

$m$  – місцевий; матеріал (ребра);

$p$  – повітря;

$r$  – ребро; робоча (ділянка); розрахункове значення;

$s$  – сопло;

$st$  – стінка;

$tr$  – труба; тертя;

$u$  – умовний.

## ВСТУП

**Актуальність роботи.** На сьогодні важливою економічною задачею є раціональне та ефективне використання енергоресурсів в різних галузях промисловості (енергетиці, нафтопереробній, хімічній, харчовій тощо). Основна частина теплової енергії передається в різноманітних теплообмінних пристроях, значну частку яких складають рекуперативні теплообмінні апарати широкого призначення (теплоутилізатори, підігрівачі або охолоджувачі технологічних рідин, повітряні конденсатори і градирні та ін.). В умовах постійного підвищення вартості матеріальних та енергетичних ресурсів відповідно збільшується важливість і актуальність проблеми вдосконалення теплообмінних апаратів – зменшення їх розмірів і маси та зниження витрат на власні потреби при їх експлуатації. Основним шляхом покращення масогабаритних і експлуатаційних характеристик енергоустановок є застосування в теплообмінних апаратах інтенсифікованих поверхонь теплообміну.

На даний час в якості елементів рекуперативних теплообмінних апаратів типу „газ-рідина” широко використовуються круглоребристі труби. Перехід до використання профільованих ребрених труб зв'язаний з прагненням зменшення загального аеродинамічного опору теплообмінного апарату. За рахунок підвищення швидкості теплоносія для теплообмінних поверхонь з ребристих труб зручнообтічної форми зростає інтенсивність теплообміну, що призводить в цілому до підвищення енергетичної ефективності теплообмінного устаткування.

Досягнення високих теплоаеродинамічних характеристик теплообмінного обладнання в значній мірі пов'язано з оптимізацією поверхонь нагрівання, яка не можлива без глибокого вивчення закономірностей процесів переносу і базується на дослідженні локальних характеристик та дозволяє виявити їх фізичні особливості та механізми інтенсифікації, що актуально з огляду на надійність роботи теплообмінного

обладнання в умовах підвищених температур, теплових потоків, вологості тощо. Крім того володіння інформацією про розподіл локальних характеристик дозволяє визначати шляхи подальшої інтенсифікації процесів тепло- і масопереносу.

Таким чином, вивчення локальних характеристик процесів переносу в поверхнях з плоско-овальних оребрених труб та визначення оптимальних геометричних характеристик оребрення є важливою науково-практичною задачею, актуальною як в науковому, так і в практичному планах.

**Зв'язок 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 поверхонь на основі плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням. Окремі частини дисертаційної роботи входили до складу науково-дослідницьких програм кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського”, прикладних держбюджетних науково-дослідних робіт № 2016-п „Дослідження процесів теплообміну та аеродинаміки в нових типах оребрених поверхонь для теплообмінних апаратів енергетичного і промислового призначення” (номер державної реєстрації 0107U002087. НТУУ «КПІ», 2009) і № 2343-п „Створення наукових і технологічних основ для розробки перспективних високоефективних оребрених поверхонь теплообміну” (номер державної реєстрації 0110U001318. НТУУ «КПІ», 2011), які виконувались за тематичним планом науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України.



**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є створення науково обґрунтованих рекомендацій щодо підвищення теплоаеродинамічної ефективності і зниження металомісткості рекуперативних теплообмінних апаратів шляхом дослідження середніх і локальних характеристик процесів переносу в поверхнях нагріву на основі плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням.

Для досягнення цієї мети були поставлені такі основні *задачі*:

1. Провести експериментальні дослідження середньоповерхневого конвективного теплообміну та аеродинамічного опору однорядних систем плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням;
2. Дослідити вплив геометричних параметрів поперечних плоских ребер на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір плоско-овальних труб в широкому діапазоні режимних параметрів;
3. Отримати узагальнюючі залежності для розрахунку інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору однорядних систем плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням;
4. Визначити характеристики та структуру течії в міжреберних каналах плоско-овальних труб на основі вимірювання статичних тисків та методами поверхневої візуалізації потоку і термоанемометрії;
5. Отримати нові знання та поглибити фізичні уявлення щодо механізмів переносу теплоти та імпульсу при вимушеному обтіканні плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням за допомогою CFD-моделювання;
6. Узагальнити результати досліджень у вигляді фізичної моделі процесів течії та теплообміну на поверхні плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням;
7. На основі результатів проведених досліджень розробити методику розрахунку та рекомендації щодо вибору оптимальних характеристик оребрення плоско-овальних труб.

**Об'єктом дослідження** є процеси переносу теплоти та імпульсу при вимушеному поперечному обтіканні плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням газовим потоком.

**Предметом дослідження** є вплив конструктивних та режимних параметрів на закономірності конвективного теплообміну, його локальні характеристики, аеродинаміку та структуру течії при вимушеному обтіканні плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням.

**Методи дослідження** Визначення коефіцієнтів конвективного теплообміну за результатами експериментальних вимірювань розподілів температур та теплових потоків на поверхнях плоско-овальної труби та оребрення. Визначення аеродинамічного опору плоско-овальних оребрених труб за результатами вимірювання перепадів тисків. Визначення характеристик та структури течії, ступеня турбулентності в міжреберному каналі та поблизу труби методом термоанемометрії. Вивчення особливостей течії на стінках труби та ребра методом поверхневої візуалізації за допомогою саже-газової суспензії та за результатами вимірювання полів статичних тисків. Дослідження теплогідродинамічних процесів на поверхні плоско-овальної труби з неповним поперечним оребренням методами обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD – моделювання).

**Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:**

1. Вперше виконані комплексні дослідження фізичного механізму процесів переносу теплоти та імпульсу при вимушеному обтіканні плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням;
2. Вперше вивчені характеристики, закономірності та структура течії в міжреберних каналах плоско-овальних оребрених труб;
3. Вперше експериментально визначені закономірності розподілу локальних характеристик інтенсивності теплообміну на поверхнях поперечних ребер плоско-овальних труб;
4. Вперше вивчено характер впливу висоти поперечних ребер при зміні видовження профілю плоско-овальної труби на інтенсивність теплообміну та

аеродинамічний опір;

5. Запропоновані узагальнюючі співвідношення для розрахунку інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору однорядних теплообмінних систем з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням, які враховують зміну відносної висоти ребра в широкому діапазоні її значень;

6. Вперше розроблена фізична модель течії та теплообміну на поверхні ребер плоско-овальної труби;

7. Вперше запропоновано методику визначення оптимальних геометричних параметрів поперечних ребер плоско-овальних труб, яка враховує режимні параметри роботи теплообмінного апарату.

Матеріал дисертації розширює та поглиблює наукові знання про теплові та аеродинамічні процеси в поверхнях нагріву, виконаних з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням.

**Практичні значення результатів роботи.** На основі виконаних досліджень розроблені інженерні методики розрахунку інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору однорядних теплообмінних систем з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням, які враховують зміну відносної висоти ребра в широкому діапазоні її значень.

Запропоновані нові методики визначення оптимальних геометричних параметрів поперечних ребер плоско-овальних труб в залежності від режимних параметрів роботи теплообмінного апарату, які дозволяють знизити металомісткість та аеродинамічний опір такої системи при високих значеннях інтенсивності теплообміну.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету «КПІ ім. Ігоря Сікорського» при підготовці студентів спеціальностей та 144 Теплоенергетика, а також магістрантів за спеціалізацією «Теплофізика».

**Особистий внесок здобувача.** Наукові результати, приведені у дисертаційній роботі, отримані особисто автором, у тому числі: результати

експериментальних досліджень, узагальнені залежності для розрахунку аеродинамічного опору та коефіцієнтів теплообміну поверхонь нагріву, виконаних з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням, результати CFD-моделювання динаміки течії та теплообміну на поверхнях плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням, розкриття механізму інтенсифікації тепломасопереносу, нові інженерні методики розрахунків теплообміну і аеродинамічного опору плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням для рекуперативних теплообмінних апаратів широкого призначення. В опублікованих у співавторстві роботах здобувачеві належать: основні результати досліджень теплообміну та аеродинамічного опору плоско-овальних оребрених труб, характеристик, структури та візуалізації течії на поверхнях ребер плоско-овальних труб, результати експериментальних досліджень, обробка та узагальнення експериментальних даних, аналіз отриманих результатів, розробка методик теплових і аеродинамічних розрахунків, оптимізація геометричних характеристик оребрення плоско-овальних труб.

**Апробація роботи.** Результати та основні положення роботи доповідались та обговорювались на: XVII Школі-семінарі молодих учених і спеціалістів під керівництвом академіка РАН А. І. Леонтєва «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в аэрокосмических технологиях» (м. Жуковський, Росія, 25 – 29.05.2009 р.); V російській національній конференції по теплообміну. (м. Москва, Росія, 25 – 29.10.2010 р.); XVIII Школі-семінарі молодих учених і спеціалістів під керівництвом академіка РАН А. І. Леонтєва «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в новых энергетических технологиях» (м. Звенигород, Росія, 23 – 27.10.2011 р.); VI Congreso internacional de ingenieria electromecanica y de sistemas (México, noviembre 2011); Міжнародній науково-практичній школі-конференції „Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики” (Україна, Крим, м. Алушта, 19 – 25.09.2011 р.); X Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні

проблеми наукового забезпечення енергетики” (м. Київ, 17 – 20.04.2012 р.); Міжнародній науково-практичній школі-конференції „Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики” (Україна, Крим, м. Алушта, 13 – 23.09.2012 р.); XIX Школі-семінарі молодих учених і спеціалістів під керівництвом академіка РАН А. І. Леонтьєва «Проблемы газодинамики и тепломассообмена энергетических установках» (м. Орехово-Зуєво, Росія, 20 – 24.05.2013 р.); XII Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики” (м. Київ, 22 – 25.04.2014 р.); XIV Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики” (м. Київ, 18 – 21.04.2016 р.).

**Публікації.** Згідно з темою дисертації, за результатами досліджень опубліковано 31 наукову працю, у тому числі 15 статей у наукових фахових виданнях (з них 6 статей у виданнях іноземних держав; 9 статей у наукових фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз), 2 патенти України на корисну модель, 11 тез доповідей та матеріалів конференцій, 3 статті в інших виданнях

**Структура та обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел з 159 найменувань та 2 додатків. Загальний обсяг роботи складає 226 сторінок, з них 89 рисунків та 16 таблиць.

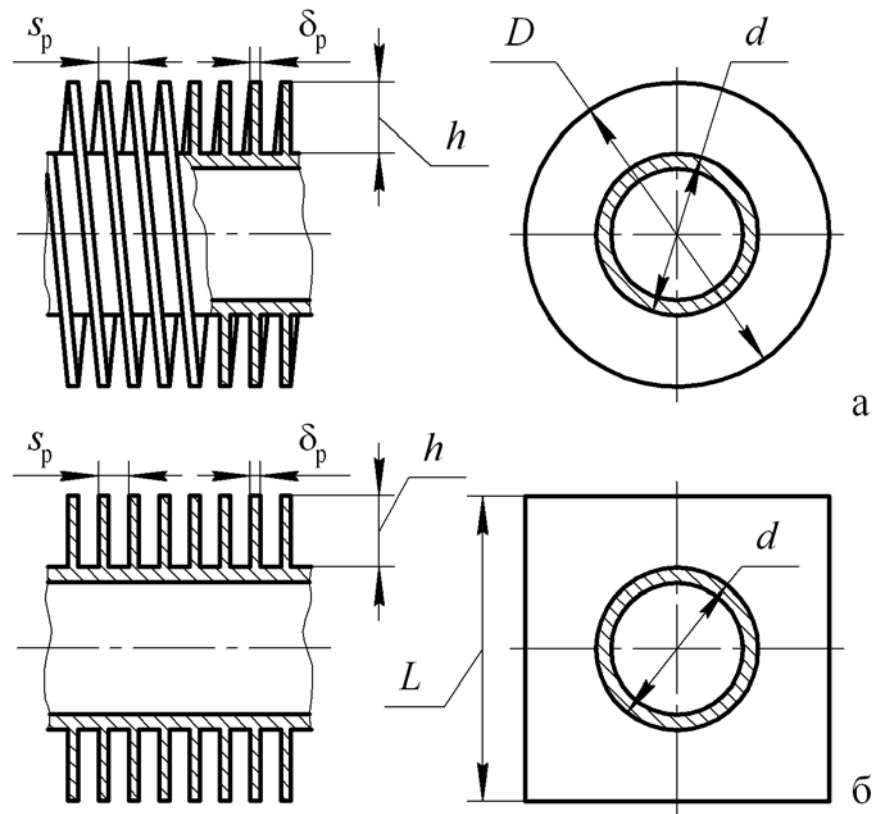
# 1 ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПОПЕРЕЧНО-ОРЕБРЕНИХ ТЕПЛООБМІННИХ ПОВЕРХОНЬ

Задача підвищення ефективності теплоенергетичного обладнання перш за все пов'язана з вдосконаленням теплообмінних пристроїв, масогабаритні характеристики, експлуатаційні витрати і вартість яких в значній мірі визначають ці показники для енерготехнологічного агрегату в цілому. Важливим кроком в цьому напрямку є створення, вдосконалення і впровадження нових інтенсифікованих поверхонь нагрівання із поперечно-омиваних ребристих труб. Заміна ними традиційних конструкцій з гладких труб дає змогу значно зменшити питому витрату металу, що працює під тиском, знизити загальну металомісткість і габарити устаткування, зменшити експлуатаційні витрати [1, 2]. На теперішній час розроблена значна кількість типів таких поверхонь, промислові технології їх виготовлення та виконані дослідження їх теплоаеродинамічних характеристик.

## 1.1 Труби круглого перетину з поперечним оребрнням

Найбільш широкого розповсюдження в промисловості та енергетиці набули розвинені теплообмінні поверхні у вигляді труб круглого поперечного перетину з гвинтовим або шайбовим поперечним оребрнням (рис. 1.1 а), а також з круглих труб з поперечними квадратними ребрами (рис. 1.1 б). Відомо багато типів таких поверхонь, які можна класифікувати за формою ребер, матеріалом труб і оребрння, технологією виготовлення тощо. Велика кількість робіт присвячена дослідженню та узагальненню теплових та аеродинамічних характеристик круглоребристих труб та трубних пакетів [3-19], розроблені інженерні методики їх розрахунку [10, 13, 15, 18 - 20].

Одним зі шляхів вдосконалення теплообмінних поверхонь з круглоресбистих труб в напрямку інтенсифікації теплообміну є створення умов для руйнування потовщених пограничних шарів на поверхнях відносно високих ребер шляхом їх гофрування [21, 22], перфорації [23, 24], розрізання [25, 26], встановлення турбулізаторів – вінглетів [27 - 29], нанесення лункових або траншейних заглиблень [30 - 34].



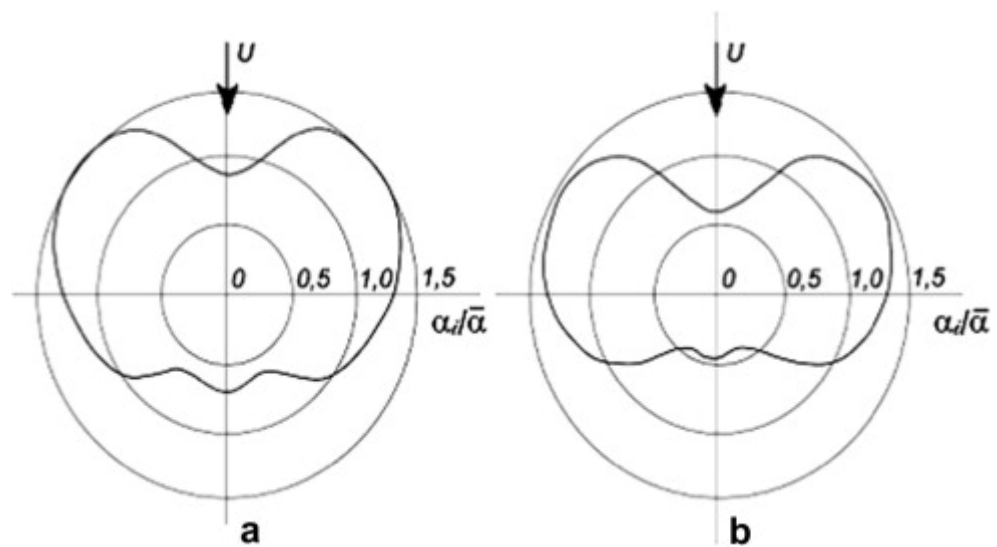
а – гвинтове оребрення; б – квадратне оребрення

Рисунок 1.1 – Круглі труби з поперечним оребренням

Наведені вище приклади інтенсифікації теплообміну майже не призводять до зменшення поверхонь ребер і дозволяють, по даним вказаних робіт, на 15 – 40 % збільшити інтенсивність теплообміну в залежності від характеристик оребрення і режимних параметрів. При цьому, у всіх випадках (за поодинокими виключеннями) зростання аеродинамічного опору випереджає підвищення теплообміну, що в цілому знижує сумарний ефект вдосконалення теплообмінної поверхні. Окрім того, виготовлення труб з різними типами вищеназваних турбулізаторів пов'язане з виконанням

додаткових технологічних операцій і, відповідно, потребує додаткових виробничих потужностей і витрат, що сумісно з високою забруднюваністю теплообмінних поверхонь значно обмежує їх використання.

Іншим способом підвищення теплоаеродинамічної ефективності круглоребристих поверхонь нагрівання є видалення частин ребер, які не приймають участь в інтенсивному теплообміні. В роботах [15, 35] показано, що лобова і кормова області круглоребристої труби мають досить низьку інтенсивність теплообміну в порівнянні з бічними поверхнями ребер (рис. 1.2).



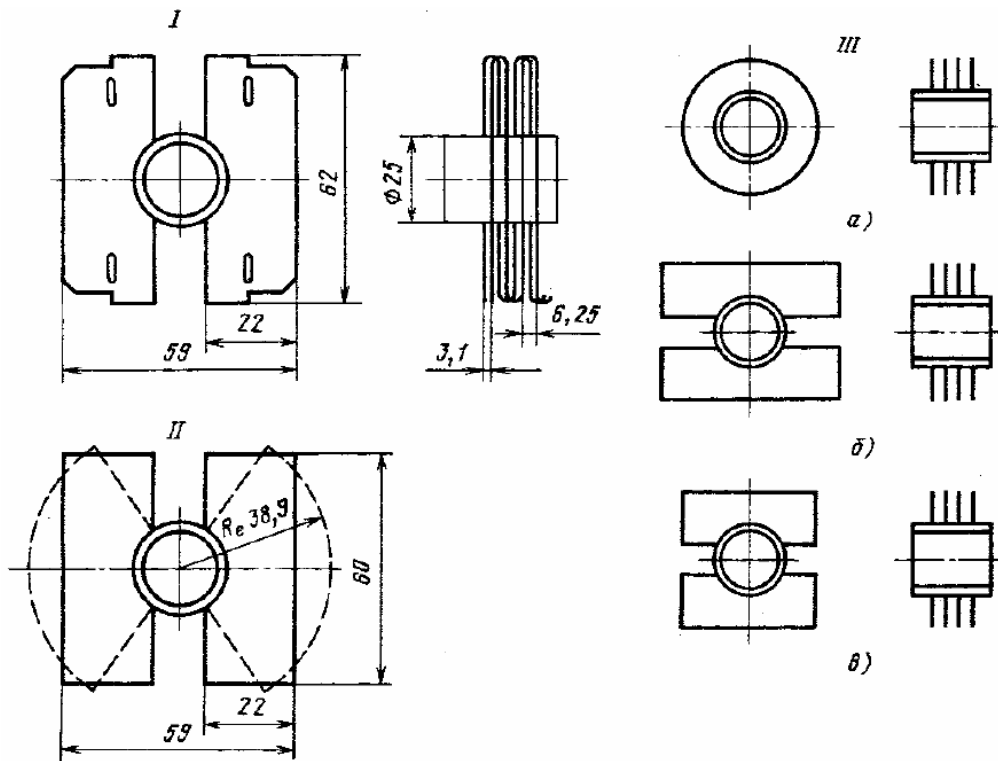
а -  $\sigma_1 = 3,02$ ,  $\sigma_2 = 1,3$ ; б -  $\sigma_1 = 3,91$ ,  $\sigma_2 = 1,3$

Рисунок 1.2 – Розподіл безрозмірної середньої по висоті інтенсивності теплообміну для труб з  $h/d = 0,263$  розташованих в глибинному ряду шахового пакету при  $Re = 1 \cdot 10^4$  [35]

В цьому випадку низька інтенсивність теплообміну в лобовій частині обумовлена тим, що, по-перше, вона знаходиться в області аеродинамічної тіні труби встановленої вгору за потоком, і, по-друге, на самому ребрі в цій зоні розвивається власний доволі товстий пограничний шар. Кормова ж частина ребра знаходиться в області аеродинамічної тіні самої труби, що несе оребрення.



Одним з прикладів трубчатої поверхні з відсутнім оребренням в лобовій і кормовій частинах є круглі сталеві труби з привареними до них за допомогою контактного зварювання прямокутними ребрами [36] (за термінологією авторів – пелюсткове оребрення) рис. 1.3.



*I* – основні геометричні розміри; *II* – визначення еквівалентного ребра;  
*III* – варіанти оребрених труб: а – спіральне; б – пелюсткове;  
 в – оптимізоване пелюсткове

Рисунок 1.3 – Труба з оребренням пелюсткового типу [36]

Автори показали, що в діапазоні чисел Рейнольдса  $Re = (4 \dots 50) \cdot 10^3$  для практично важливих крокових характеристик трубних пакетів інтенсивність теплообміну труб з оребренням пелюсткового типу може визначатись по залежностях для круглих труб. При цьому ребра прямокутної форми слід умовно приводити до круглих – висота умовного ребра визначається з умови рівності коефіцієнтів оребрення. За характерну швидкість в розрахунках приймається швидкість у вузькому перетині пакету, а за характерний розмір – діаметр труби, що несе оребрення.

Для розрахунку коефіцієнта ефективності ребра  $E$  використовувалось аналітичне рішення для круглого ребра частиною якого є еквівалентне ребро-сектор. Радіус еквівалентного ребра знаходиться з умови однаковості площ сектора і прямокутного ребра (з врахуванням торців). При цьому коефіцієнт нерівномірності  $\psi_E$  розраховується за формулою

$$\psi_E = 1 - 0,058(R_c - r_0) \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\delta\lambda}}. \quad (1.1)$$

Експериментальні дані з аеродинамічного опору для одного ряду пакету апроксимуються залежністю

$$\zeta_0 = 2Eu_0 = 0,92 \left( \frac{s_1}{d} \right)^{-0,52} Re^{-0,01}. \quad (1.2)$$

Вказано також, що співставлення розрахунків за залежністю (1.2) з розрахунками для круглоребристих труб дає розбіжність  $\pm 15\%$ .

Крім того, автори показують, що на практиці в певних умовах прямокутне пластинчатє ребро може мати перевагу в порівнянні з круглим по сумарній витраті металу.

В іноземній літературі описані вище круглі труби з відсутнім оребренням в лобовій і кормовій частинах отримали назву „*H-type finned tubes*” [37 – 43]. Основною перевагою такого типу труб дослідники вважають можливість їх використання в потоках забруднених теплоносіїв оскільки таким трубам притаманний ефект „самоочищення поверхні” від золених та кислотно-золових відкладень, що утворюються на хвостових поверхнях нагріву котлів працюючих на кам’яному вугіллі.

В роботах [37, 38] проведено експериментальне дослідження шести типів „*H-type finned tubes*” зібраних в  $2 \times 2$  коридорні пакети. Дослідження проведені в діапазоні швидкостей набіжного потоку  $U_0 = (6 \dots 15) \text{ м/с}$ , що

відповідає числам Рейнольдса  $Re = (5...18) \cdot 10^3$  в поперечному потоці повітря (рис. 1.4, табл. 1.1).

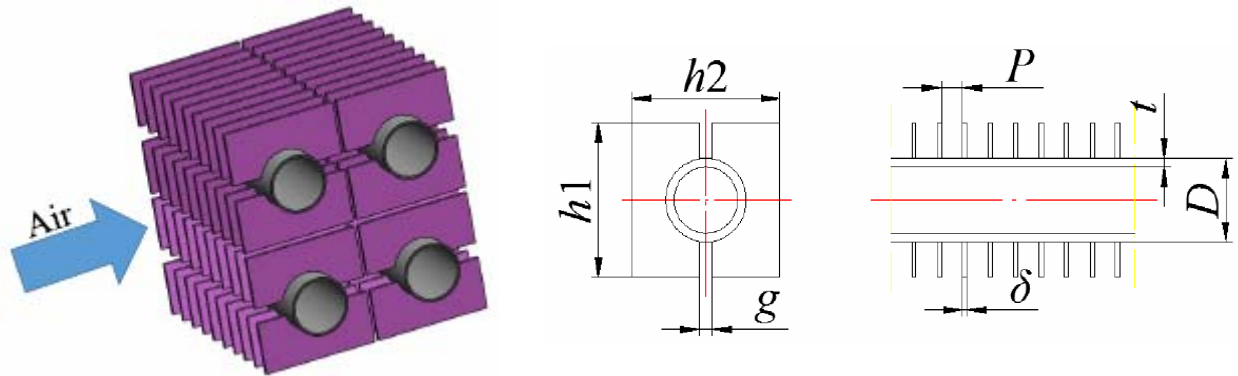


Рисунок 1.4 – Схематичне зображення „H-type” труби [37, 38]

Таблиця 1.1 – Геометрія труб і трубних пакетів [37, 38]

Параметр	Тип А	Тип В	Тип С	Тип D	Тип Е	Тип F
Діаметр труби $D$ , мм	38	38	38	38	38	38
Товщина труби $t$ , мм	4	4	4	4	4	4
Висота ребра $h_1$ , мм	89	89	89	90	90	90
Ширина ребра $h_2$ , мм	95	95	95	105	105	105
Ширина зазору $g$ , мм	13	13	13	13	13	13
Товщина ребра $\delta$ , мм	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Крок ребер $P$ , мм	12,7	19,05	25,4	12,7	19,05	25,4
Коефіцієнт оребрення $\beta$	9,74	7,12	5,37	10,99	7,99	5,99
Поверхня погонного метра труби $A_t$ , м <sup>2</sup>	1,22	0,83	0,67	1,39	0,96	0,75
Поперечний крок труб $S_T$ , мм	98	98	98	108	108	108
Повздовжній крок труб $S_L$ , мм	92	92	92	93	93	93

В результаті узагальнення отриманих експериментальних даних авторами [37] були отримані співвідношення для розрахунку:

- коефіцієнта ефективності ребра

$$\eta_f = 7,41 \cdot \nu^{-0,12} \left( \frac{h_1}{D} \right)^{-2,32} \left( \frac{h_2}{D} \right)^{-0,198}; \quad (1.3)$$

- числа Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,053 \cdot \text{Re}^{0,756} \left( \frac{D}{P} \right)^{-0,212} \left( \frac{h_1}{P} \right)^{-0,294} \left( \frac{h_2}{P} \right)^{0,155}; \quad (1.4)$$

- числа Ейлера

$$\text{Eu} = 19,14 \cdot \text{Re}^{-0,57} \left( \frac{l}{d_{dl}} \right)^{1,32}, \quad (1.5)$$

де  $l/d_{dl}$  - відношення довжини дослідної ділянки до її еквівалентного діаметру (розміри в роботі не вказані).

В роботі [39] представлені результати експериментального дослідження 10-рядного коридорного пакету „H-type” труб з наступними характеристиками: діаметр труби  $D = 38$  мм ; висота і ширина ребра  $H = 73,4$  мм ; крок ребер  $F_p = 16,875$  мм ; товщина ребер  $F_t = 2,5$  мм ; поперечний крок труб  $s_1 = 108$  мм ; повздовжній крок труб  $s_2 = 120$  мм . Авторами отримано емпіричні залежності для розрахунку теплообміну і аеродинамічного опору, відповідно

$$\text{Nu} = 0,09152 \cdot \text{Re}^{0,7013} \text{Pr}^{0,33}; \quad (1.6)$$

$$Eu = 0,2963 \cdot Re^{-0,0449} . \quad (1.7)$$

В роботах [40 – 43] проведені дослідження теплообміну і аеродинамічного опору 10-ти рядних коридорних пакетів труб з „H-type” оребренням (фрагмент показаний на рис. 1.5) в доволі широкому діапазоні зміни геометричних характеристики труб та крокових характеристик пакетів методами CFD-моделювання.

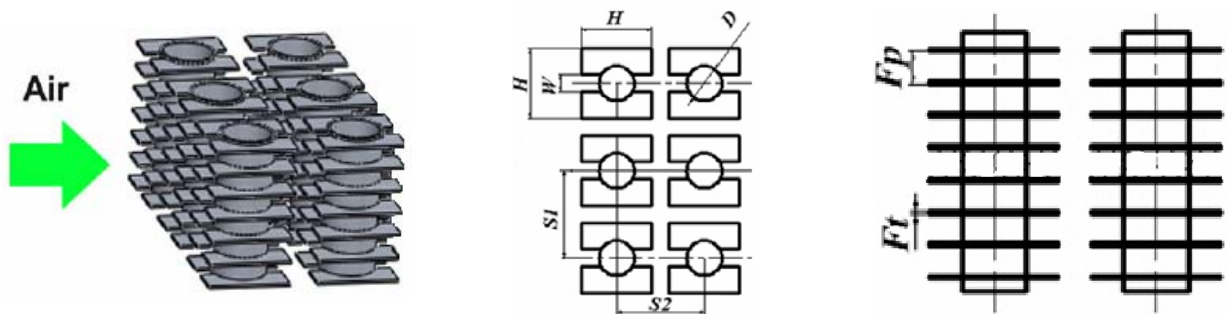


Рисунок 1.5 – Схематичне зображення перших двох рядів теплообмінної поверхні з „H-type” труб [40 – 43]

Використовуючи метод множинного регресійного аналізу авторами [40 – 43] отримані наступні емпіричні залежності для розрахунку теплообміну і аеродинамічного опору, відповідно

$$Nu = 1,66 \cdot Re^{0,585} \left( \frac{F_p}{D} \right)^{0,389} \left( \frac{F_t}{D} \right)^{0,165} \left( \frac{s_1}{D} \right)^{-1,108} \left( \frac{s_2}{D} \right)^{0,293} \left( \frac{H}{D} \right)^{-0,624} \left( \frac{W}{D} \right)^{0,029} ; \quad (1.8)$$

$$Eu = 11,63 \cdot Re^{-0,157} \left( \frac{F_p}{D} \right)^{-0,693} \left( \frac{F_t}{D} \right)^{0,375} \left( \frac{s_1}{D} \right)^{-3,026} \left( \frac{s_2}{D} \right)^{-0,388} \left( \frac{H}{D} \right)^{-1,835} \left( \frac{W}{D} \right)^{-0,002} . \quad (1.9)$$

Діапазон застосування залежностей (1.8), (1.9):  $Re = 2100 \dots 21000$  ;  $D = 38 \text{ мм}$  ;  $F_p/D = 0,158 \dots 0,474$  ;  $F_t/D = 0,026 \dots 0,105$  ;  $s_1/D = 2,24 \dots 3,42$  ;  $s_2/D = 2,37 \dots 3,95$  ;  $H/D = 1,32 \dots 2,36$  ;  $W/D = 0,158 \dots 0,632$  . В залежностях

(1.8), (1.9) в якості визначальної вибрана швидкість набіжного потоку  $U_0$ , а в якості визначального розміру – діаметр труби  $D$ , що несе оребрення. Рекомендації щодо вибору визначальної температури в роботах [40 – 43] відсутні.

## 1.2 Труби зручнообтічної форми

Як відомо з „класичної” літератури [44 – 47] круглий циліндр при його поперечному омиванні потоком теплоносія є поганообтічним тілом. При його обтіканні утворюється вихоровий слід значних розмірів, котрий значним чином впливає на сумарний аеродинамічний опір. Незважаючи на доволі високу інтенсивність середньоповерхневого теплообміну, теплоаеродинамічна ефективність поперечно-омиваного циліндра залишається досить низькою за рахунок високого аеродинамічного опору. В зв’язку з цим, дослідники приділяють значну увагу пошуку більш раціональних з точки зору теплоаеродинаміки форм поперечного перетину теплообмінних поверхонь.

Доволі велика кількість робіт присвячена дослідженню теплообміну та аеродинаміки циліндрів овального профілю [45, 46, 48 – 56]. Однак, труби такого типу не отримали розповсюдження в енергетичному теплообмінному обладнанні, перш за все, через складність та витратність технології їх кріплення в трубних дошках.

Останнім часом, для теплообмінних апаратів типу „газ-газ” запропонована теплообмінна поверхня у вигляді труб плоско-овального профілю та їх масивів [57 – 71].

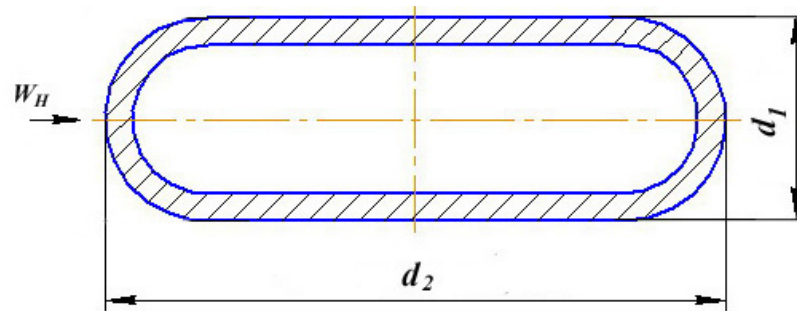


Рисунок 1.6 – Плоско-овальна труба [64]

Детальні дослідження теплообміну та аеродинаміки труб плоско-овального профілю і шахових пакетів з них представлені в роботі [72]. Для розрахунку середньоповерхневої інтенсивності теплообміну поодиноких плоско-овальних труб з відносним видовженням профілю  $d_2/d_1$  від 1,43 до 5,0 при ступені турбулентності набіжного потоку повітря  $Tu_\infty \approx -4\%$  пропонується залежність

$$Nu_{d_1} = 0,17 \cdot (d_2/d_1)^{-0,35} Re_{d_1}^{0,63(d_2/d_1)^{0,042}}. \quad (1.10)$$

Рекомендації щодо розрахунку аеродинамічного опору поодиноких плоско-овальних в дисертації [72] відсутні. Однак, в роботі [64] для розрахунку аеродинамічного опору поодиноких циліндрів круглої і плоско-овальної форми в поперечному потоці повітря, при зміні відносного видовження профілю циліндра від 1 до 2,625, в діапазоні чисел Рейнольдса  $Re_{d_1}$  від 4000 до 25000 автор рекомендує використовувати залежність

$$Eu = \left[ -22,5 \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) - 52,6 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{-1} + 62,6 \right]^{-1}. \quad (1.11)$$

В залежностях (1.10), (1.11) в якості визначального розміру використовується поперечний розмір плоско-овальної труби  $d_1$ , в якості

визначальної – температура потоку повітря. Швидкість приймається у найвужчому перетині.

Для розрахунку інтенсивності конвективного теплообміну та аеродинамічного опору шахових пакетів труб плоско-овального профілю в потоці повітря в інтервалах  $d_2/d_1 = 2 \dots 5$ ,  $H/F = 2,06 \dots 11,14$ ,  $s_1/d_1 = 2 \dots 3,5$ ,  $s_2/d_2 = 2,4 \dots 5,3$ ,  $Re_{d_1} = (2 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3)$  автор [72] пропонує наступні системи співвідношень:

$$\begin{aligned} Nu &= C_z \cdot C_q \cdot Re_{d_1}^m; \\ m &= \left\{ 0,026 \cdot th \left[ 4 \cdot \left( 3,2 - \frac{d_2}{d_1} \right) \right] + 0,645 \right\} \cdot \left( \frac{s_1}{s_2} \right)^{-0,06}; \\ C_q &= \left\{ -0,036 \cdot th \left[ 4 \cdot \left( 3,2 - \frac{d_2}{d_1} \right) \right] + 0,164 \right\} \cdot \left( \frac{s_1}{s_2} \right)^{0,4}; \\ C_z &= [1,21 - 0,16 \cdot \ln(z_2) + 0,016 \cdot z_2]^{-1}; \end{aligned} \quad (1.12)$$

$$\begin{aligned} Eu_0 &= C'_z \cdot C_s \cdot Re_{d_1}^{-n}; \\ n &= \left( \frac{s_1}{s_2} \right) \cdot \left( 7 \cdot \frac{s_1}{s_2} + 3,5 \right)^{-1} \cdot \left\{ 0,5 \cdot th \left[ 0,5 \cdot \left( \frac{H}{F} - 4,9 \right) \right] + 1,4 \right\}; \\ C_s &= \left( \frac{s_1}{s_2} \right)^{0,7} \cdot \left\{ 0,5 \cdot th \left[ 0,27 \cdot \left( \frac{H}{F} - 4,2 \right) \right] + 0,36 \right\} \cdot \exp \left( 0,9 \cdot e^{-\frac{d_2}{d_1}} - 0,05 \right); \\ C'_z &= 7,75 \cdot z_2^{0,028} - 7,18. \end{aligned} \quad (1.13)$$

В системах співвідношень (1.12), (1.13) в якості визначального розміру використовується поперечний розмір плоско-овальної труби  $d_1$ , в якості визначальної – середньобалансова температура потоку повітря в пакеті. Швидкість приймається у найвужчому перетині пакету.



### 1.3 Зручнообтічні труби з поперечним оребренням

В роботі [73] представлені результати дослідження приведеної інтенсивності теплообміну й аеродинамічного опору шахових чотирирядних пакетів овальних труб з поперечним оребренням. Були досліджені два типи овальних сталевих труб з овальними штампованими ребрами товщиною 0,5 мм, закріплені на трубах методом оцинковування. Геометричні характеристики труб і трубних пакетів наведені на рис. 1.7 і в табл. 1.2.

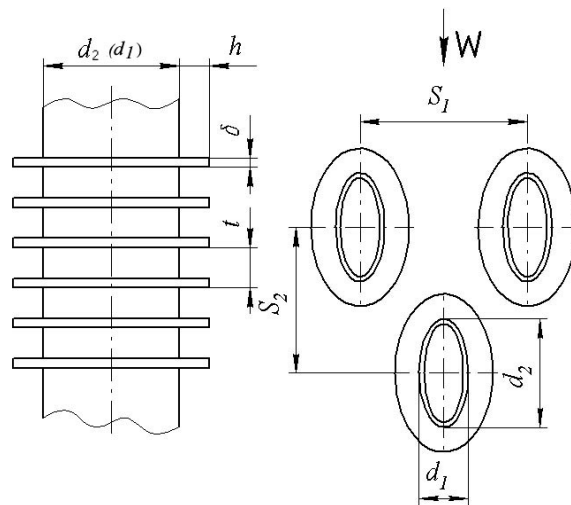


Рисунок 1.7 – Геометрія овальних оребрених труб [73]

Таблиця 1.2 – Геометричні характеристики овальних труб з овальним поперечним оребренням [73]

Найменування величини	Позначення	Труба типу 1	Труба типу 2
Поперечний розмір труби	$d_1$ , мм	14,0	18,0
Повздовжній розмір труби	$d_2$ , мм	36,0	55,0
Висота ребер	$h$ , мм	10,0	13,0
Крок ребер	$t$ , мм	3,0	3,0
Товщина ребер	$\delta$ , мм	0,5	0,5
Коефіцієнт оребрення	$\psi$	10,2	12,2
Відносне видовження профілю	$d_2/d_1$	2,57	3,05

Результати досліджень показали, що інтенсивність теплообміну шахових пучків овальних труб першого типу не залежить від крокових характеристик (в дослідженому діапазоні) і описується рівнянням

$$\text{Nu}_{\text{пр}} = 0,71 \cdot \text{Re}_l^{0,45} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (1.14)$$

Для пакетів № 7 і № 8 (табл. 1.3) труб другого типу приведена інтенсивність теплообміну описується відповідно наступними рівняннями подібності:

$$\text{Nu}_{\text{пр}} = 0,93 \cdot \text{Re}_l^{0,45} \cdot \text{Pr}^{0,33}; \quad (1.15)$$

$$\text{Nu}_{\text{пр}} = 0,85 \cdot \text{Re}_l^{0,44} \cdot \text{Pr}^{0,33}. \quad (1.16)$$

Залежності (1.14) - (1.16) рекомендується використовувати для розрахунку приведених коефіцієнтів теплообміну при  $\text{Re}_l = (5-100) \cdot 10^3$ . При цьому швидкість визначається в стислому перетині пакета. За визначальний розмір у числах подібності приймається величина

$$l = \frac{H_{\text{тр}}}{H} d_1 + \frac{H_{\text{р}}}{H} \cdot \sqrt{\frac{H_{\text{р}}^1}{2n}} \quad (1.17)$$

Згідно [73] аеродинамічний опір пакетів овальних оребрених труб залежить від відносного видовження профілю  $d_2/d_1$  і від крокових характеристик шахового пакета. Для його розрахунку рекомендовані узагальнюючі залежності виду

$$\text{Eu}_0 = C_s \cdot \text{Re}_l^{-n}, \quad (1.18)$$

в яких узагальнені значення  $C_s$  і  $n$  визначаються з табл. 1.3. Залежності (1.18) справедливі в межах зміни чисел Рейнольдса  $Re_l = (5-100) \cdot 10^3$  і описують експериментальні дані з точністю  $\pm 10\%$ .

Таблиця 1.3 – Геометричні характеристики пакетів труб та узагальнені значення  $C_s$  і  $n$  [73]

Номер пакета	Тип труб	Поперечний крок $s_1$ , мм	Повздовжній крок $s_2$ мм	$C_s$	$n$
1	Тип №1 $d_1 \times d_2 =$ $= 14 \times 36 \text{ мм}^2$	48	46	15,20	0,40
2		48	52	13,00	0,40
3		48	58	13,00	0,40
4		62	30	9,00	0,34
5		62	36	6,62	0,33
6		62	42	2,62	0,26
7	Тип №2 $d_1 \times d_2 =$ $= 18 \times 55 \text{ мм}^2$	46	72	206	0,59
8		80	41	84,7	0,53
9	Тип №1 $d_1 \times d_2 =$ $= 14 \times 36 \text{ мм}^2$	36	50	15,20	0,40
10		36	56	15,20	0,40
11		36	62	15,20	0,40

У роботі [73] для порівняння отриманих результатів досліджено шаховий пакет з круглоребристих труб з близькими до труб овального профілю значеннями їх геометричних характеристик. З порівняння видно, що інтенсивність теплообміну шахового пакета з круглоребристих труб перевищує інтенсивність теплообміну шахового пакета овальних труб першого типу в 1,3 рази при  $Re_l = 5 \cdot 10^3$  і в 1,5 рази при  $Re_l = 50 \cdot 10^3$ . Аеродинамічний опір шахового пакета з круглоребристих труб вище опору,

наприклад, пакетів № 1, 9, 10, 11 в 1,3 рази при  $Re_l = 5 \cdot 10^3$  і в 1,9 раз при  $Re_l = 50 \cdot 10^3$ .

В [73] також проведена порівняльна оцінка досліджених поверхонь по тепловій ефективності – відношенню переданих кількостей теплоти з одиниці поверхні дослідного зразка і еталона в умовах рівних витрат енергії на прокачування теплоносія, що припадає на одиницю поверхні при рівних температурних перепадах між теплообмінними поверхнями й теплоносіями. Результати такого порівняння показали, що шаховий пучок із круглих оребрених труб має більш високий коефіцієнт ефективності поверхні, менший відносний об'єм і меншу відносну кількість труб у порівнянні з пакетами з овальних оребрених труб № 1, 2, 3, 9, 10, 11 (з приблизно однаковою геометрією) для передачі тієї самої кількості теплоти при інших рівних умовах. При цьому коефіцієнт ефективності поверхні пакетів № 4 та № 5 істотно вищий ніж для пакета з круглих труб.

В роботі [74] вивчалась тепловіддача і аеродинамічний опір шахових пакетів із алюмінієвих плоско-овальних труб з повним поперечним оребренням (рис. 1.8). Досліджувались 1-, 2-, 6- та 10-рядні пакети. Труби мали наступні геометричні розміри:  $d_1 \times d_2 = 5,5 \times 13,5 \text{ мм}^2$ ; крок ребер  $t = 2,0 \text{ мм}$ ; висота ребер  $h = 2,9 \text{ мм}$ ; товщина ребер  $\delta = 0,5 \text{ мм}$ . Кроки труб:  $s_1 \times s_2 = 11 \times 17; 14 \times 18; 17 \times 18 \text{ мм}^2$ .

Авторами [74] отримані наступні узагальнюючі залежності для розрахунку аеродинамічного опору і конвективних коефіцієнтів теплообміну пакетів з плоско-овальних оребрених труб в інтервалі зміни чисел  $Re_{d_e} = 400 - 4000$  і відносних крокових характеристик  $\sigma_1/\sigma_2 = 1,5 - 2,5$

$$Eu_0 = 10,4 \cdot Re^{-0,42} \cdot \left( \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right)^{-0,65}; \quad (1.19)$$

$$\text{Nu} = 0,06 \cdot \text{Re}^{0,65} \left( \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right) \cdot \text{Pr}^{0,36}. \quad (1.20)$$

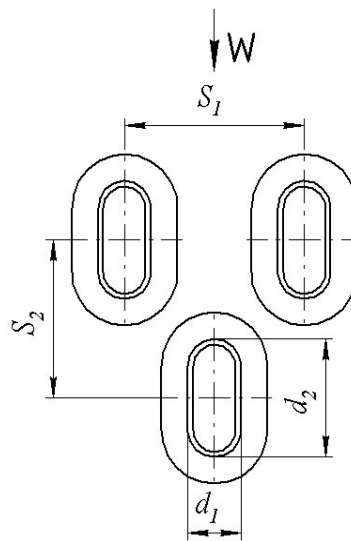


Рисунок 1.8 – Пакет плоско-овальних оребрених труб [74]

В (1.19), (1.20) за визначальну прийнята температура потоку перед пакетом труб. Розрахункова швидкість визначалась в найменшому прохідному перетині. За визначальний розмір прийнятий еквівалентний діаметр

$$d_e = \frac{4f \cdot L}{H}, \quad (1.21)$$

де  $f$  – прохідний перетин пакету,  $L$  – глибина пакету,  $H$  – повна теплообмінна поверхня труб пакету.

Слід відзначити, що в роботі [74] досліджувались 1-, 2-, 6- та 10-рядні пакети, але вплив кількості поперечних рядів труб на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір не наведений.

Подальший розвиток ідеї та результати робіт [15, 35] набули у вигляді розроблених в НТУУ „КПІ” [74] теплообмінних поверхонь у вигляді плоско-овальних труби з неповним поперечним оребренням (рис. 1.9).

Основна ідея використання такого типу оребрення полягає у відсутності лобової і кормової частин ребер які відносно погано „працюють”, тобто мають низький рівень локальної інтенсивності теплообміну [75 - 78] (рис. 1.10). Крім того, такі труби виготовляються за відносно простою і маловитратною технологією контактного приварювання прямокутних поперечних ребер (без попередньої підготовки крайки під зварний шов) до плоских частин плоско-овальної труби, що несе оребрення, що забезпечує майже ідеальний термічний контакт між ребром і трубою, що несе оребрення [75].

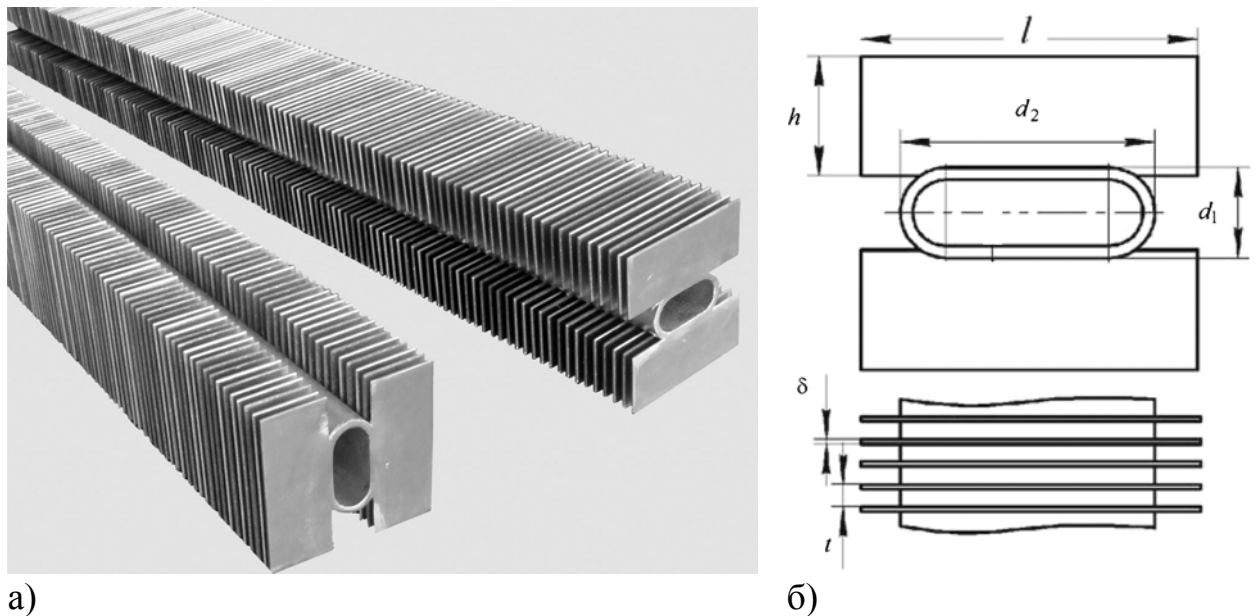


Рисунок 1.9 – Загальний вигляд (а) та геометричні характеристики (б) плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням [75]

Як проілюстровано на рис. 1.10, ефективно працююча площа теплообмінної поверхні ребер плоско-овальних труб може бути збільшена за рахунок збільшення їх висоти та довжини.

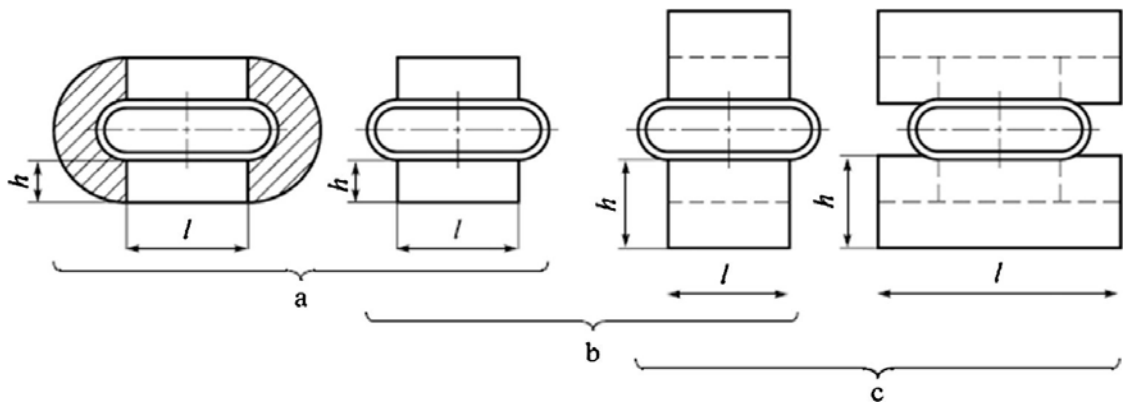


Рисунок 1.10 – Принцип формування неповного поперечного ребра плоско-овальної труби [77]

Масштабні дослідження [75 - 81] інтенсивності середньоповерхневого теплообміну та аеродинамічного опору шахових та коридорних пакетів з плоско-овальних труб з неповним поперечним ребренням показали їх значні переваги над аналогічними за геометрією ребристими круглими, овальними та біметалевими трубами (рис. 1.11).

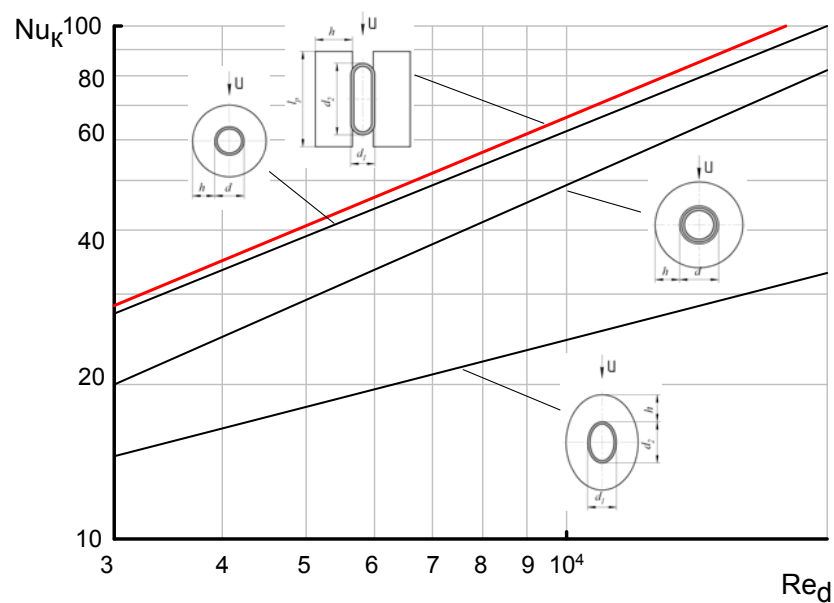


Рисунок 1.11 – Інтенсивність конвективного теплообміну ребрених плоско-овальних, круглих, овальних та біметалевих труб [76]

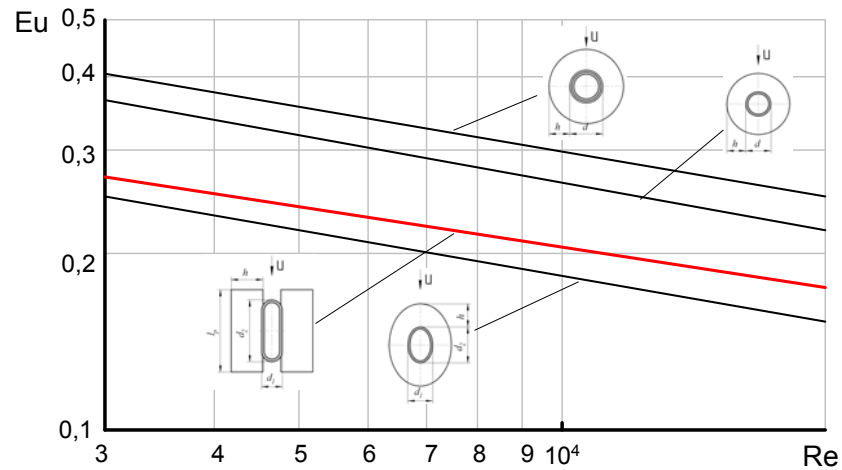


Рисунок 1.12 – Аеродинамічний опір ребрених плоско-овальних, круглих, овальних та біметалевих труб [76]

В роботі [82] представлені результати досліджень інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору шахових та коридорних пакетів плоско-овальних труб (табл. 1.4). Представлені також рекомендації з визначення коефіцієнта ефективності ребра плоско-овальної труби. Експериментами охоплено 20 шахових і 12 коридорних пакетів плоско-овальних ребристих труб. Відносні поперечні та повздовжні кроки труб  $s_1/d_1$ ,  $s_2/d_1$  змінювались від 4,3 до 9,0 та від 3,3 до 8,0 відповідно, а значення коефіцієнтів ребрення труб  $\psi$  - від 15,16 до 21,5. Дослідження виконані в області зміни чисел Рейнольдса  $Re_{d_1} = (3 - 20) \cdot 10^3$ .

Для розрахунку інтенсивності конвективного теплообміну в [82] запропонована залежність

$$Nu_{d_1} = C_z \cdot C_q \cdot Re_{d_1}^m, \quad (1.22)$$

де для шахових пакетів:



$$\begin{aligned}
 m &= 0,655 + 0,037 \cdot th \left\{ 2 \cdot \left[ \left( \frac{s_1}{s_2} \right) - \exp(-0,09 \cdot \ln \psi + 0,5) \right] \right\} + 0,0062 \cdot \psi; \\
 C_q &= -0,017 \cdot th \left\{ 2 \cdot \left[ \left( \frac{s_1}{s_2} \right) - 1,52 \right] \right\} + \exp(a_1 \cdot \psi - 1,85); \\
 C_z &= 3,23 \cdot z_2^{0,021} - 2,38;
 \end{aligned} \tag{1.23}$$

для коридорних пакетів:

$$\begin{aligned}
 m &= 0,03 \cdot th \left\{ 6 \cdot \left[ \left( \frac{s_1}{s_2} \right) - 1,2 \right] \right\} + (0,02 \cdot \psi + 0,34); \\
 C_q &= \left\{ 2 - th \left[ 3 \cdot \left( \frac{s_1}{s_2} - 1,2 \right) \right] \right\} \cdot (0,26 - a_2 \cdot \psi); \\
 C_z &= 3,67 \cdot z_2^{0,01} - 2,77.
 \end{aligned} \tag{1.24}$$

Таблиця 1.4 - Геометричні характеристики ребристих труб [82]

Найменування величини	Позн.	Тип 1	Тип 2	Тип 3	Тип 4
Поперечний розмір труби	$d_1$ , мм	15,0	16,0	15,0	15,0
Повздовжній розмір труби	$d_2$ , мм	30,0	40,0	30,0	42,0
Висота ребер	$h$ , мм	27,5	28,5	22,0	23,0
Крок ребер	$t$ , мм	3,65	3,40	3,65	3,75
Товщина ребер	$\delta$ , мм	1,0	1,0	1,0	0,8
Довжина ребра	$l$ , мм	48,5	48,5	48,5	55,5
Відносне видовження профілю	$d_2/d_1$	2,0	2,5	2,0	2,87
Коефіцієнт оребрення	$\psi$	21,50	18,47	17,68	15,16
Поверхня одного погонного метра труби	$H_{1\text{мм}}$ , м <sup>2</sup>	1,661	1,815	1,363	1,533
Маса одного метру труби	$M_{1\text{мм}}$ , кг	7,0	7,5	6,0	5,8

Для визначення коефіцієнта ефективності ребра в [82] запропоновано використовувати класичну залежність

$$E = \frac{th(\beta h_y)}{\beta h_y}, \quad (1.25)$$

в якій замість реальної використовується висота умовного ребра  $h_y$

$$h_y = h \cdot \left[ 1 + b \cdot (1 + 2K_L) \cdot \ln\left(\frac{1}{K_L}\right) \right], \quad (1.26)$$

де  $K_L = l_K/l$  - відносна довжина лінії контакту.

Для розрахунку аеродинамічного опору в [82] рекомендується використовувати залежність

$$Eu_0 = C'_z \cdot C_s \cdot Re_{d_1}^{-n}, \quad (1.27)$$

де для шахових пакетів:

$$n = (63500 \cdot e^{-\psi} + 0,085)^{0,5} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{-0,41};$$

$$C_s = 2 - 2,9 \cdot th \left\{ 2 \cdot \left[ \left(\frac{s_1}{s_2}\right) - \ln(a_3 \cdot \psi) \right] \right\} + 0,15 \cdot \psi; \quad (1.28)$$

$$C'_z = 1;$$

для коридорних пакетів:

$$n = 3,8 \cdot \psi^{-0,9} \cdot \left( \frac{s_1}{s_2} \right)^{-0,2};$$

$$C_s = 45 \cdot \psi^{-0,24} \cdot e^{\frac{s_1}{s_2}} - a_4 \cdot \psi^{2,43};$$

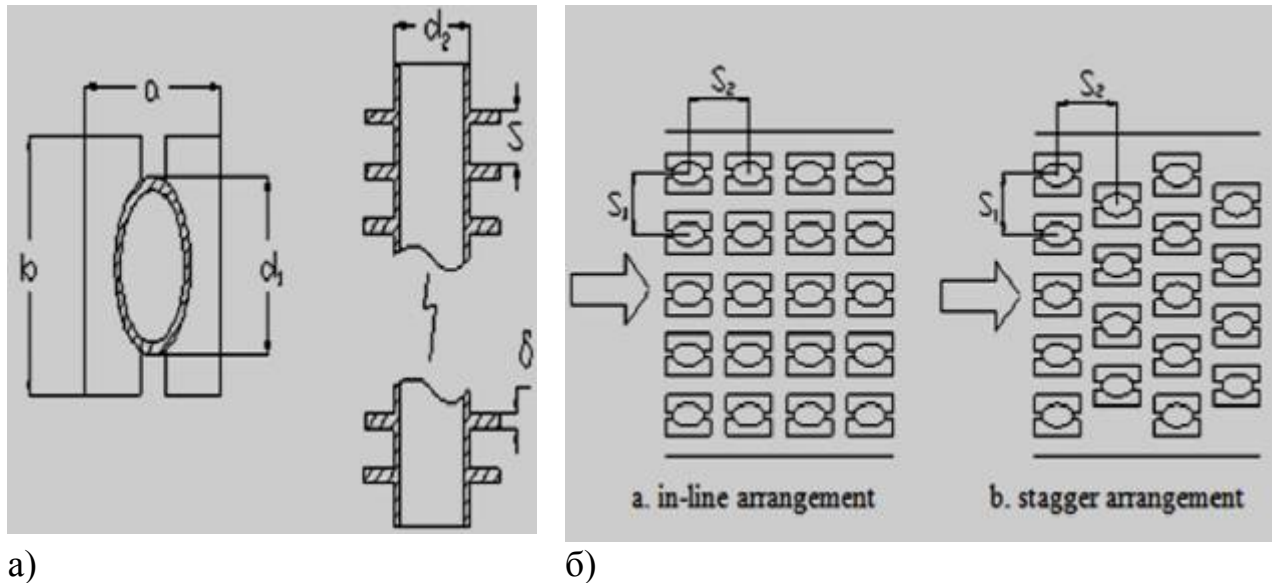
$$C'_z = 1,4 \cdot z_2^{0,192}.$$
(1.29)

В залежностях (1.23), (1.24), (1.26), (1.28), (1.29)  $a_1, a_2, b, a_3, a_4$  - дослідні константи.

Дослідження [75 – 82], незважаючи на їх об'ємність і безсумнівну практичну цінність, мають деякі не повністю розкриті питання – вони проведені в досить вузькому інтервалі змін висот ребер і, відповідно, коефіцієнтів оребрення; розрахункові залежності для врахування кількості поперечних рядів труб дають досить неоднозначні результати для малих  $z_2$ ; не виявлений механізм високої інтенсивності конвективного теплообміну в порівнянні з аналогами.

В останні роки в іноземній літературі з'явилися публікації, переважно китайських вчених, щодо інтенсивності теплообміну, аеродинамічного опору, конденсації та ерозійного зносу неповністю оребрених овальних труб з генераторами вихорів [83 – 84]. Ці дослідження проведені за допомогою числового моделювання і не підтверджені експериментально. Також, слід зазначити, що основним предметом цих досліджень є ерозійне зношування теплообмінних поверхонь, дані щодо інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору мають характер констатації.

В роботі [85] досліджувались шахові та коридорні пакети овальних труб з неповним оребренням (*H-type*) (рис. 1.12, табл. 1.5). Дослідження проведені в діапазоні чисел Рейнольдса  $Re = (2 - 20) \cdot 10^3$ . В якості аеродинамічного каналу виступала конвективна шахта пилувугільного котла зі спалюванням палива у псевдозрідженому шарі. Авторами виявлено три режими роботи: лише стан осадження золи; осадження з'єднань кислоти та золи та осадження водно-зольних зв'язків.



а)

б)

Рисунок 1.13 – Геометричні характеристики труб (а) та трубних пакетів (б) в роботі [85]

Таблиця 1.5 – Геометричні характеристики труб та трубних пакетів в роботі [85]

Геометричний параметр	Значення
Довжина ребра $a$ , мм	54
Ширина ребра $b$ , мм	76,5
Ширина щілини $c$ , мм	10
Діаметр по більшій вісі $d_1$ , мм	52,46
Діаметр по меншій вісі $d_2$ , мм	30
Товщина ребра $\delta$ , мм	1,5
Крок ребер $s$ , мм	13,5
Поперечний крок труб $s_1$ , мм	80
Повздовжній крок труб $s_2$ , мм	100
Відносна поперечна відстань 1	2,105
Відносна повздовжня відстань 2	2,623

Авторами [85] отримано узагальнюючі експериментальні залежності для розрахунку інтенсивності конвективного теплообміну:

- при осадженні з'єднань кислоти та золи для шахового пакета

$$Nu = 0,02767 \cdot Re^{0,80053}; \quad (1.30)$$

- при осадженні з'єднань кислоти та золи для коридорного пакета

$$Nu = 0,00641 \cdot Re^{0,94963}; \quad (1.31)$$

- при осадженні водно-золених з'єднань для шахового пакета

$$Nu = 0,01517 \cdot Re^{0,83314}; \quad (1.32)$$

- при осадженні водно-золених з'єднань для коридорного пакета

$$Nu = 0,02838 \cdot Re^{0,77026}. \quad (1.33)$$

Узагальнюючі експериментальні залежності для розрахунку аеродинамічного опору мають вигляд [85]:

- при осадженні з'єднань кислоти та золи для шахового пакета

$$Eu = 16,74288 \cdot Re^{-0,45544}; \quad (1.34)$$

- при осадженні з'єднань кислоти та золи для коридорного пакета

$$Eu = 3,43151 \cdot Re^{-0,3121}; \quad (1.35)$$

- при осадженні водно-золених з'єднань для шахового пакета

$$Eu = 24,31496 \cdot Re^{-0,48179}; \quad (1.36)$$

- при осадженні водно-золотих з'єднань для коридорного пакета

$$Eu = 7,90988 \cdot Re^{-0,39299}. \quad (1.37)$$

В залежностях (1.30) - (1.37) в якості визначальних використані еквівалентний діаметр овальної труби та температура газового потоку. Конкретні рекомендації щодо визначення швидкості в роботі [85] відсутні.

#### 1.4 Висновки та постановка задач дослідження

Проведений огляд літератури дозволяє зробити наступні висновки.

Можливості підвищення теплоаеродинамічної ефективності рекуперативних теплообмінних апаратів, виконаних з поперечно-ореброваних труб, далеко не вичерпані. На даний час сформулювались три основні шляхи вирішення такого типу задач:

- створення умов для руйнування потовщених пограничних шарів на поверхнях ребер шляхом штучної турбулізації потоку. Такий метод призводить до суттєвого підвищення інтенсивності теплообміну і, в свою чергу, до не менш суттєвого збільшення аеродинамічного опору теплообмінного апарату, що не завжди призводить до підвищення теплоаеродинамічної ефективності;

- видалення частин ребер в лобовій і кормовій областях труби, що несе ребрення, які мають досить низьку інтенсивність теплообміну в порівнянні з бічними поверхнями ребер і не беруть участь в інтенсивному теплообміні. При цьому видалені частини і не приймають участі у формуванні пограничних шарів і загальному аеродинамічному опорі. Але, водночас, видалення частин ребер призводить до зменшення теплообмінної

поверхні. Такий метод дозволяє підвищити теплоаеродинамічну ефективність теплообмінного апарату в обмеженому діапазоні геометричних і режимних параметрів;

– використання зручнообтічних (овальних, плоско-овальних) труб, що несуть оребрення. В цьому випадку внаслідок низьких значень аеродинамічного опору самого профілю труби з'являється можливість підвищувати інтенсивність теплообміну за рахунок збільшення швидкості теплоносія. Також, як вказано вище, можливо збільшувати площу поверхні теплообміну за рахунок змін геометричних параметрів ребер.

Теплообмінні поверхні з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням мають низькі значення аеродинамічного опору (в порівнянні з аналогічними за геометрією ребристими круглими, овальними та біметалевими трубами). При цьому інтенсивність конвективного теплообміну поперечно-оребраних плоско-овальних труб перевищує аналоги.

Проведений огляд також показав, що на сьогоднішній час відсутнє пояснення причин високої інтенсивності теплообміну плоско-овальних поперечно-оребраних труб при низькому їх аеродинамічному опорі, відсутні дані по дослідженню структури потоку в міжреберних каналах таких труб та рекомендації щодо вибору оптимальних геометричних параметрів поперечних ребер.

На підставі вищесказаного, задачі дослідження можуть бути сформульовані наступним чином:

1. Провести експериментальні дослідження середньоповерхневого конвективного теплообміну та аеродинамічного опору однорядних систем плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням;

2. Дослідити вплив геометричних параметрів поперечних плоских ребер на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір плоско-овальних труб в широкому діапазоні режимних параметрів;

3. Отримати узагальнюючі залежності для розрахунку інтенсивності теплообміну та аеродинамічного опору однорядних систем плоско-овальних труб з неповним поперечним ребренням;

4. Визначити характеристики та структуру течії в міжреберних каналах плоско-овальних труб на основі вимірювання статичних тисків та методами поверхневої візуалізації потоку і термоанемометрії;

5. Отримати нові знання та поглибити фізичні уявлення, щодо механізмів переносу теплоти та імпульсу при вимушеному обтіканні плоско-овальних труб з неповним поперечним ребренням за допомогою CFD-моделювання;

6. Узагальнити результати досліджень у вигляді фізичної моделі процесів течії та теплообміну на поверхні плоско-овальних труб з неповним поперечним ребренням;

7. На основі результатів проведених досліджень розробити методіку розрахунку та рекомендації щодо вибору оптимальних характеристик ребрення плоско-овальних труб.



## 2 МЕТОДИ ТА МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ

При проведенні досліджень теплообміну і аеродинаміки плоско-овальних труб з поперечним орєбренням був застосований комплексний підхід до моделювання процесів переносу. Такий підхід передбачає проведення як фізичного так і CFD-моделювання процесів течії та теплообміну в об'єктах дослідження. Використання комплексного підходу дозволило застосувати при проведенні досліджень як традиційних, перевірених часом та практикою, але одночасно довготривалих та трудомістких, методів фізичного моделювання, так і методи CFD-моделювання, що дозволило отримати за відносно короткий термін великий масив даних без чого не можливий якісний аналіз результатів досліджень.

Таким чином використання комплексного підходу для проведення досліджень дозволило:

- отримати надійні базові експериментальні дані;
- провести верифікацію CFD-моделей на основі порівняння результатів отриманих методами фізичного та CFD-моделювання;
- дослідити процеси переносу в широкому діапазоні геометричних характеристик моделей за рахунок CFD-моделювання.

### 2.1 Методика експериментальних досліджень

#### 2.1.1 Конструкції і характеристики моделей плоско-овальних труб з неповним поперечним орєбренням

Плоско-овальні сталеві труби з неповним поперечним орєбренням на бічних плоских поверхнях (рис. 1.9) виготовляються контактним приварюванням плоских сталевих ребер до плоско-овальних основ [74, 86].

Такий спосіб виготовлення забезпечує надійний термічний контакт між ребрами та трубою, що несе оребрення [74, 76].

В дисертаційній роботі при проведенні експериментальних досліджень використовувались три типи моделей плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням, виконаних в масштабі 2,5:1 та 2:1 відносно натурних труб. Необхідність використання масштабних моделей обумовлена обраними методиками досліджень та розмірами засобів вимірювання теплових та гідродинамічних характеристик в каналах утворених поперечними ребрами та стінкою труби, що несе оребрення.

Загалом, при проведенні експериментальних та CFD-досліджень були використані 11 моделей труб двох типорозмірів ( $d_2/d_1 = 2,8$  і  $d_2/d_1 = 2,0$ ) з ребрами постійної товщини  $\delta_p = 2$  мм і змінної висоти  $h$  розміщеними з кроком  $s_p = 9$  мм.

Основні геометричні характеристики дослідних моделей приведені на рис. 2.1 та в табл. 2.1. Позначення на рис. 2.1 та в табл. 2.1:  $d_1$  – поперечний розмір плоско-овальної труби;  $d_2$  – повздовжній розмір плоско-овальної труби;  $h$  – висота ребра;  $L$  – довжина ребра;  $\delta_p$  – товщина ребра;  $s_p$  – крок ребер;  $\delta_{тр}$  – товщина труби, що несе оребрення;  $\delta'$  – глибина провару плоско-овальної труби;  $U_0$  – середньовитратна швидкість повітря в робочій ділянці;  $B_p$  – ширина робочої ділянки;  $\psi$  – коефіцієнт оребрення;  $H/F$  – приведена поверхня.

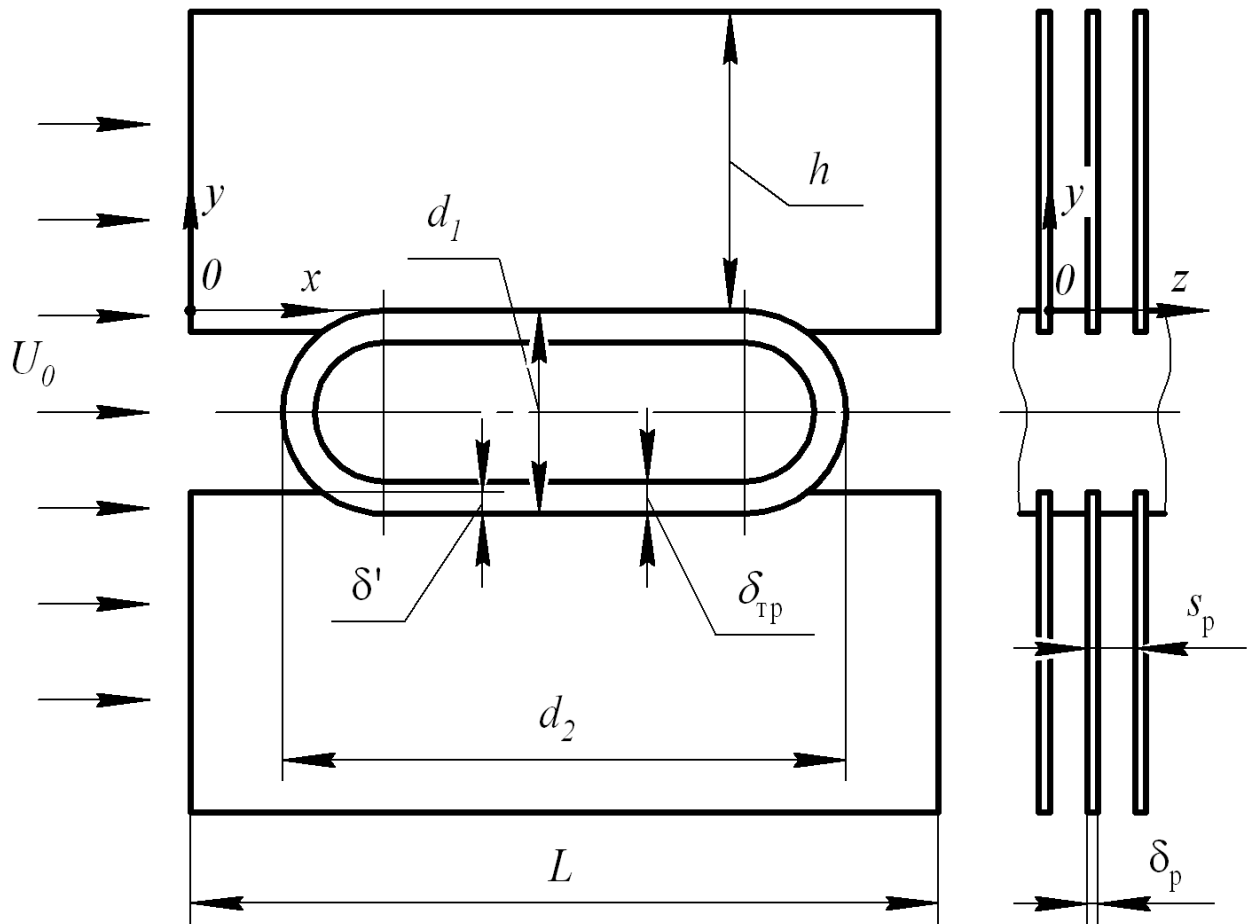


Рисунок 2.1 – Геометричні характеристики плоско-овальних труб з неповним поперечним ребренням та система координат прийнята в даній роботі

Площі теплообмінних поверхонь досліджених моделей плоско-овальних труб з неповним поперечним ребренням визначались за їх розмірами (рис. 2.1, табл. 2.1) за наступними залежностями:

- поверхня неорібленої труби

$$H_r = [\pi d_1 + 2(d_2 - d_1)] L_{\text{тр}}; \quad (2.1)$$

- поверхня неорібленої частини орібленої труби

$$H'_r = [\pi d_1 + 2(d_2 - d_1)] L_{\text{тр}} - \delta_p \left\{ d_2 - d_1 \left[ 1 - \arccos \left( 1 - \frac{2\delta'}{d_1} \right) \right] \right\} \cdot 2 \left( \frac{L_{\text{тр}}}{s_p} - 1 \right); \quad (2.2)$$

Таблиця 2.1 – Геометричні характеристики досліджених моделей

Параметр	Експериментальні моделі			CFD-моделі							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
№ моделі	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$B_p$ , мм	170		140	170	140	110	90	170	140	110	90
$d_1$ , мм	37,5		30	37,5							
$d_2$ , мм	105		84	105				76			
$d_2/d_1$	2,8		2,8	2,8				2,0			
$h$ , мм	56	44,5	56	41	26	11	56	41	26	11	
$h/d_2$	0,533	0,529	0,533	0,39	0,248	0,105	0,737	0,539	0,342	0,145	
$L$ , мм	140	112	140				114				
$\delta'$ , мм	3,75		3,5	3,75							
$\psi$ (2.5)	13,9	11,29	13,9	10,58	7,26	3,93	14,83	11,31	7,79	4,26	
$H/F$	31,83	24,96	31,83	30,98	29,47	26,06	26,17	25,52	24,37	21,76	
Матеріал	Алюміній	Сталь 20	Мідь	-	-	-	-	-	-	-	-

– поверхня ребер

$$\begin{aligned}
 H_p = & \left\{ 2L(h + \delta') + 2 \left[ L + (h + \delta') \right] \delta_p - \right. \\
 & - \left[ (d_2 - d_1)(\delta_p + 2\delta') - d_1 \left( \frac{d_1}{2} - \delta' \right) \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{2\delta'}{d_1} \right)^2} + \right. \\
 & \left. \left. + d_1 \left( \frac{d_1}{2} + \delta_p \right) \arccos \left( 1 - \frac{2\delta'}{d_1} \right) \right] \right\} \cdot 2 \left( \frac{L_{\text{тп}}}{s_p} - 1 \right); \quad (2.3)
 \end{aligned}$$

– повна поверхня труби

$$\begin{aligned}
 H = H'_r + H_p = & \left[ \pi d_1 + 2(d_2 - d_1) \right] L_{\text{тр}} + \\
 + & \left\{ 2L(h + \delta') + 2 \left[ L + (h + \delta') \right] \delta_p - \delta_p \left\{ d_2 - d_1 \left[ 1 - \arccos \left( 1 - \frac{2\delta'}{d_1} \right) \right] \right\} - \right. \\
 - & \left[ (d_2 - d_1)(\delta_p + 2\delta') - d_1 \left( \frac{d_1}{2} - \delta' \right) \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{2\delta'}{d_1} \right)^2} + \right. \\
 + & \left. d_1 \left( \frac{d_1}{2} + \delta_p \right) \arccos \left( 1 - \frac{2\delta'}{d_1} \right) \right\} \cdot 2 \left( \frac{L_{\text{тр}}}{s_p} - 1 \right), \quad (2.4)
 \end{aligned}$$

де  $L_{\text{тр}}$  - довжина труби. В даній роботі  $L_{\text{тр}} = A = 71$  мм, де  $A$  - висота каналу аеродинамічної труби.

Відповідно до залежностей (2.1) - (2.4) коефіцієнт оребрення визначався як

$$\Psi = \frac{H}{H'_r} = \frac{H'_r + H_p}{H'_r}. \quad (2.5)$$

Дослідження аеродинамічного опору, візуалізації течії, полів статичних тисків та турбулентних характеристик потоку були проведені в ізотермічному потоці повітря на алюмінієвій розбірній моделі № 1 (рис. 2.2). Крім того, з метою порівняння результатів, дослідження аеродинамічного опору, візуалізації течії та полів статичних тисків були проведені на алюмінієвій розбірній моделі плоско-овальної труби з повним поперечним оребренням, основні розміри якої повністю співпадали з розмірами моделі № 1.

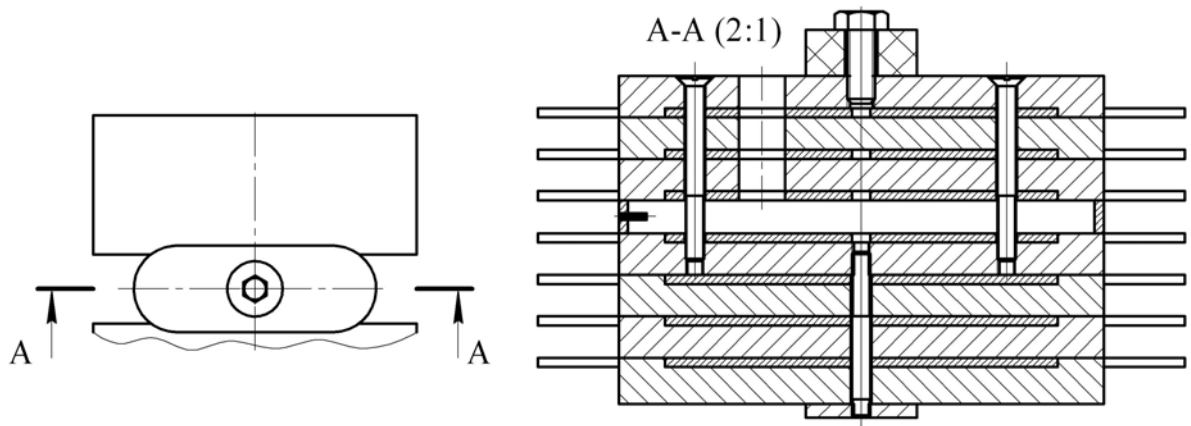
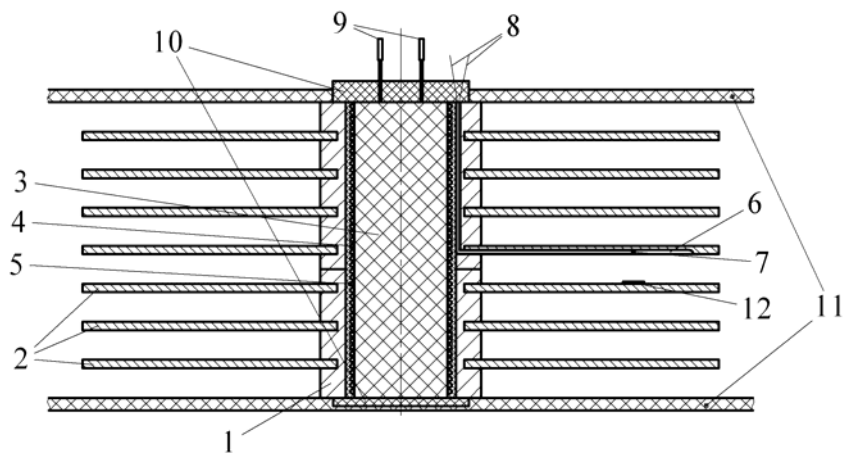


Рисунок 2.2 – Конструкція розбірної алюмінієвої моделі № 1

При дослідженні середньоповерхневого та локального теплообміну використовувались сталеві з паяними ребрами (модель № 2) та мідна з приварними ребрами (модель № 3) труби-калориметри (рис. 2.3), які складалась з двох щільно з'єднаних між собою за допомогою теплопровідного клею типу КПТ-5 частин.



1 – плоско-овальна труба; 2 – ребра; 3 – сердечник електронагрівача;  
 4 – ніхромовий електронагрівач; 5 – корундова засипка; 6 – канавка;  
 7 – термопара; 8 – вихід термопарних дртів; 9 – клеми електронагрівача;  
 10 – ебонітові шайби; 11 – трубні дошки; 12 – датчик теплового потоку

Рисунок 2.3 – Конструкція труби-калориметра

Всередині труб-калориметрів був розміщений омичний електронагрівач, виготовлений з керамічної основи з намотаним на неї ніхромовим дротом

діаметром 0,5 мм. Для запобігання електричного контакту електронагрівача з внутрішньою поверхнею труби-калориметра між ними був засипаний діелектрик – піскоподібний оксид алюмінію (корунд).

Труби-калориметри призначались для вимірювання температурних полів ребра та стінки оребреної труби, а також розподілів теплових потоків по поверхні ребра. Для цього в стінку труби, що несе оребрення, і в канали на центральному ребрі верхньої половини труб-калориметрів зачеканювалась свинцем двадцять одна мідь-константанова термопара (рис. 2.4).

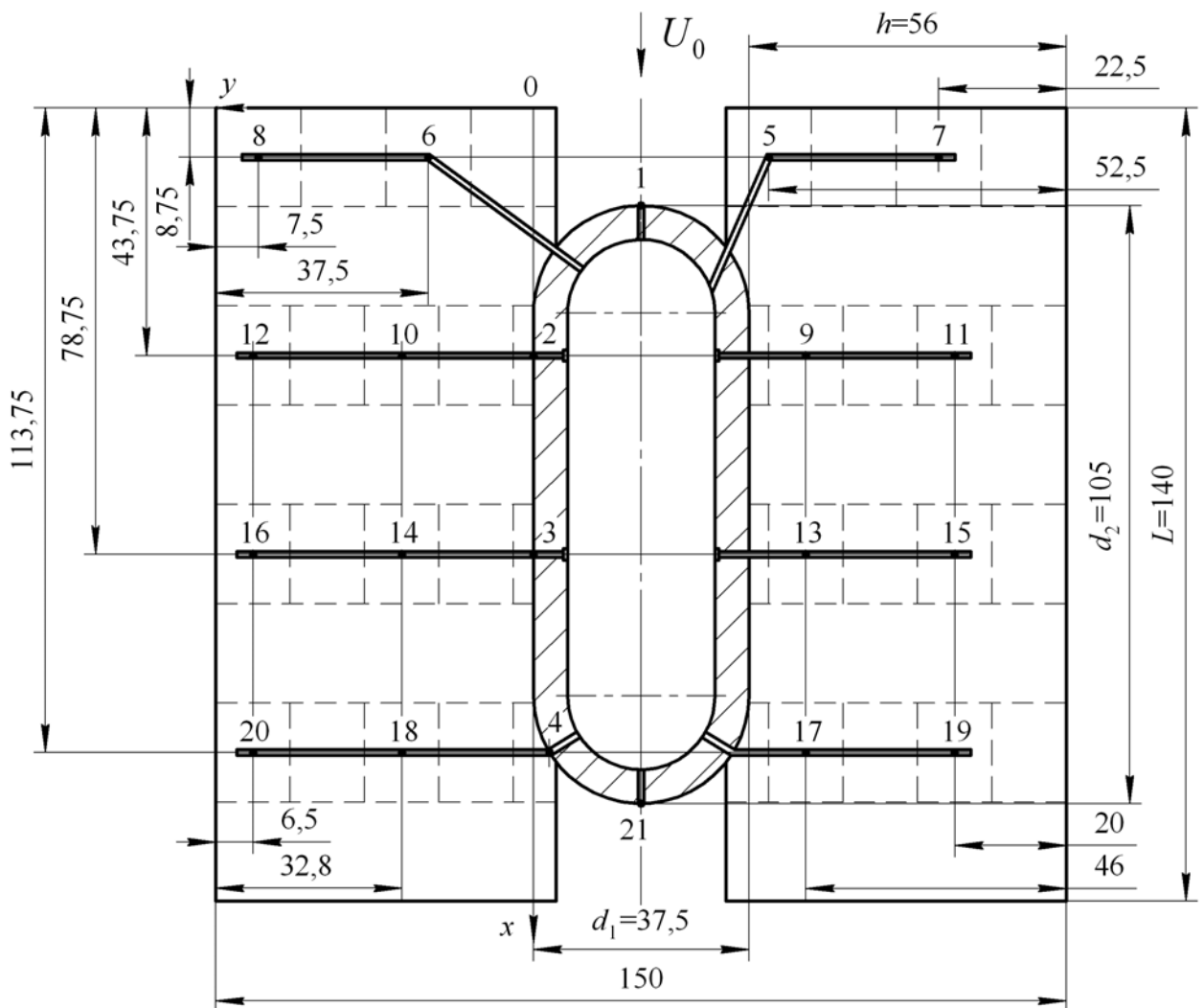


Рисунок 2.4 – Схема розміщення термопар на ребрах труб-калориметрів (розміри – в міліметрах)

Дроти термопар виводились до торців труби і під'єднувались до штекерного роз'єму. На рис. 2.4 числами позначені номери термопар, а штриховими лініями – ділянки рівновеликих площ поверхні труби за які „відповідає” кожна термопара.

Крім того, при дослідженні локального теплообміну і використанні мідного калориметра (модель № 3), на ребрі протилежному центральному, навпроти спаїв термопар в місцях, вказаних на рис. 2.5, за допомогою теплопровідної пасти КПТ-8 розміщувався перетворювач (датчик) теплового потоку виготовлений відділом теплотерії інституту технічної теплофізики НАН України [87].

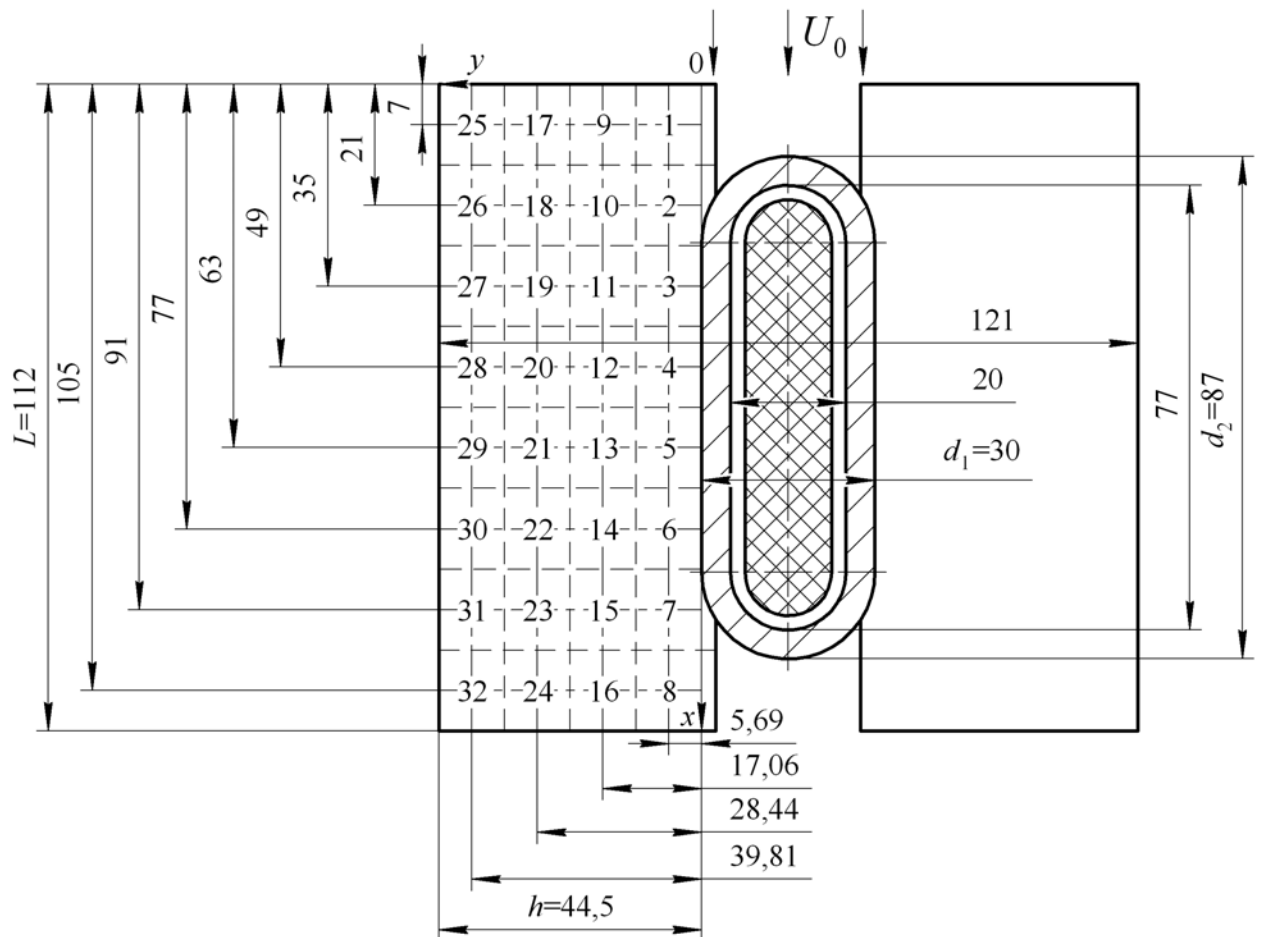


Рисунок 2.5 – Схема розміщення датчиків теплового потоку на ребрах мідної труби-калориметра (розміри – в міліметрах)



Перетворювач теплового потоку (ПТП), виготовлений по ДСТУ 3756-98 (ГОСТ 30619-98) [88], є нестандартизованим робочим засобом вимірювання густини теплового потоку. ПТП виготовлений у вигляді допоміжної стінки складається з батареї ідентичних термоелементів, залитих електроізоляційним компаундом, яка перетворює тепловий потік в електричний сигнал постійного струму. ПТП призначений для використання в комплекті зі стандартним вимірювачем напруги і опору постійного електричного струму класу точності не менше 0,1. Основні технічні характеристики ПТП, використаного в даній роботі наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Основні технічні характеристики ПТП [87]

№	Параметр	Значення
1	Діапазон вимірювання щільності теплового потоку, Вт/м <sup>2</sup>	10...1000
2	Межа допустимої основної відносної похибки вимірювання щільності теплового потоку, %	± 4
3	Електричний опір ПТП, Ом	85,4
4	Час реакції по рівню 0,63 не більше, с	30
5	Термостійкість, °С	до 120
6	Коефіцієнт ефективної теплопровідності, Вт/(м·К)	1,0 ± 0,05
7	Коефіцієнт поглинання ІЧ-випромінювання поверхні ПТП	0,91 ± 0,05
8	Маса ПТП не більше, кг	0,015
9	Габаритні розміри*, мм	15×15×1,0
10	Коефіцієнт перетворення ( $K_q$ ), Вт/(м <sup>2</sup> ·мВ)	409

\* Реальні розміри робочої частини в плані – 10×10 мм.

На рис. 2.5 числами позначені місця розташування датчика теплового потоку, а штриховими лініями – ділянки площ поверхні ребра які „перекриває” датчик).

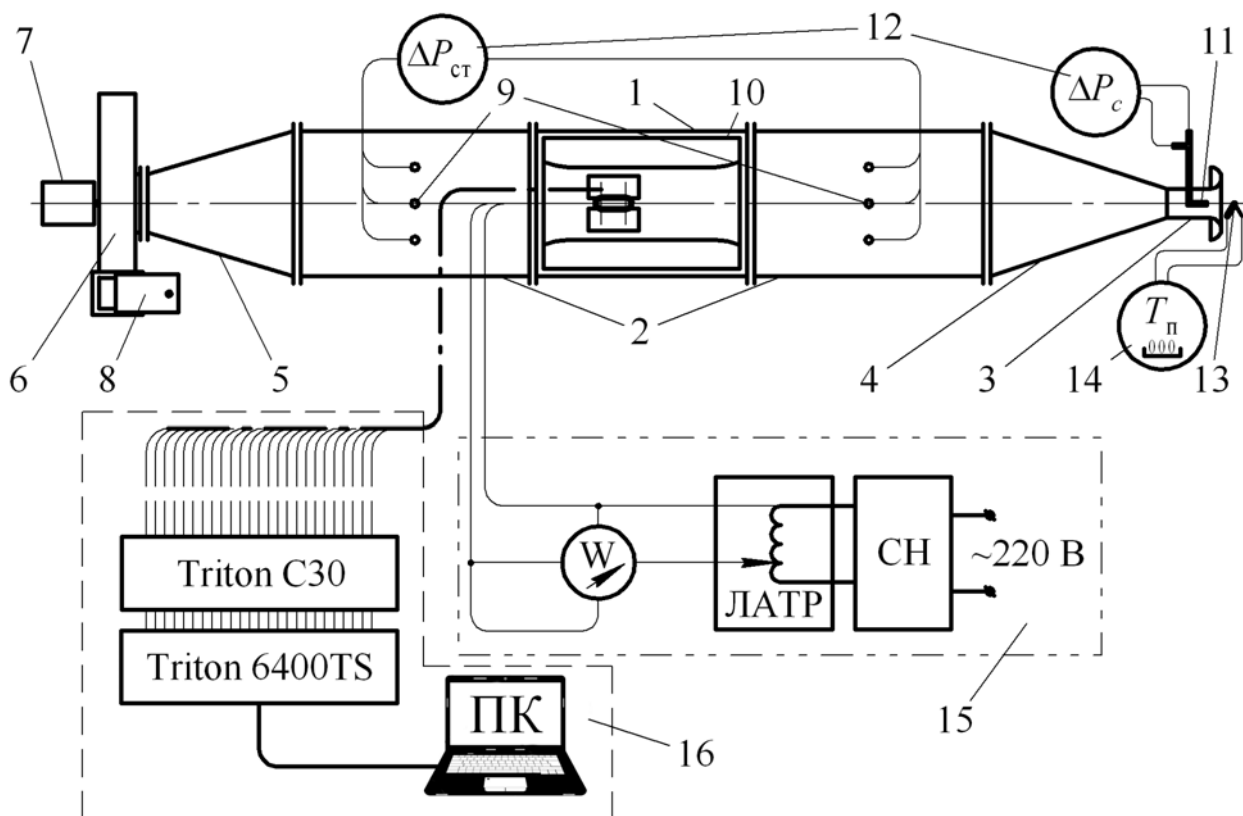
Внаслідок осьової симетричності труб-калориметрів, приведені на рис. 2.4, 2.5 схеми дали можливість виміряти поля температур та щільності

теплових потоків для всієї поверхні труб за рахунок їх повороту на  $180^\circ$  відносно напрямку потоку повітря.

### 2.1.2 Експериментальна установка

Дослідження здійснювались на експериментальній установці, що представляє собою аеродинамічну трубу розімкнутого типу прямокутного перетину, розміри якого склали  $A \times B_z = 71 \times 414 \text{ мм}^2$ , довжина прямого каналу – 5060 мм (рис. 2.6).

Проточна частина (прямий канал), яка складалась з робочої ділянки і двох заспокійливих, призначених для формування полів швидкості і вирівнювання статичного тиску, з'єднувалась з вхідним всмоктувальним соплом з діаметром  $d_c = 75 \text{ мм}$  через перехідний дифузор. Іншим кінцем проточна частина через перехідний конфузор приєднувалась до всмоктувального патрубку відцентрового вентилятора типу 19ЦС-48 продуктивністю  $0,53 \text{ м}^3/\text{с}$  і напором до 4,7 кПа. Вентилятор приводився в обертання асинхронним електродвигуном АОМ42-2 потужністю 4,5 кВт. Витрата повітря регулювалась за допомогою шибера з гвинтовим приводом.



1 – робоча ділянка; 2 – заспокійливі ділянки; 3 – вхідне сопло; 4 – дифузор;  
 5 – конфузор; 6 – вентилятор; 7 – двигун; 8 – шибер; 9 – відбори статичного тиску; 10 – прижимна рама; 11 – трубка Піто-Прандтля; 12 – мікроманометри;  
 13 – термопара; 14 – вимірювач сигналів термопар; 15 – система електроживлення; 16 – система вимірювання сигналів термопар та ПТП

Рисунок 2.6 – Експериментальна установка

В каналі робочої ділянки довжиною 950 мм до бокових стінок були змонтовані дерев'яні бічні вставки (рис. 2.7) з плавнопрофільованими вхідними та вихідними крайками. Така конструкція дозволяє змінювати ширину поперечного перетину каналу і забезпечує безвідривний плавний вхід у робочу ділянку. Ширина робочої ділянки складала:

- для моделей № 1 - 2 -  $B_p = 170$  мм ;
- для моделі № 3 -  $B_p = 150$  мм .

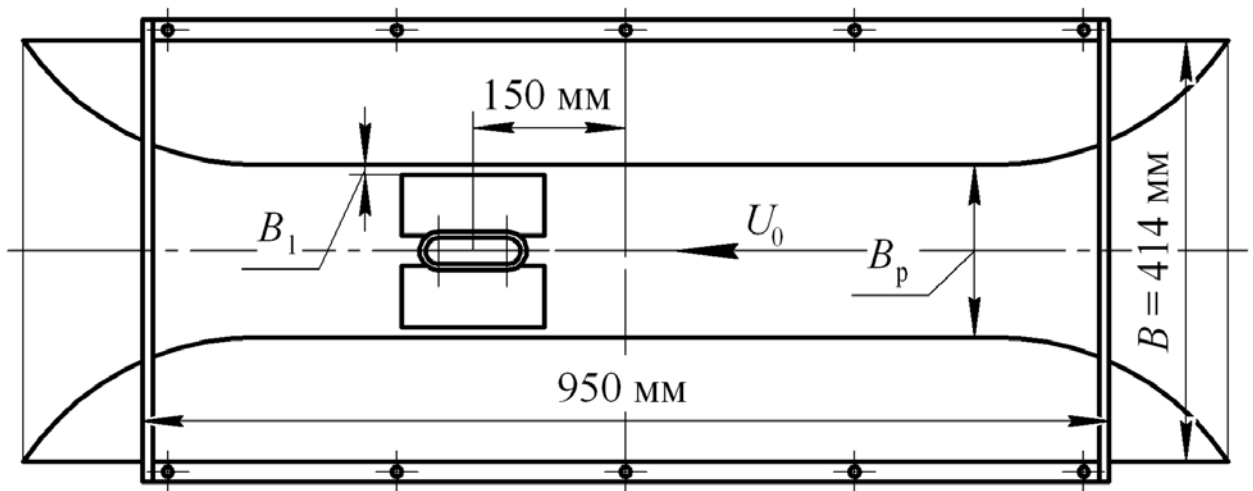


Рисунок 2.7 – Робоча ділянка

Ширина робочих ділянок обиралась з умови дотримання постійності значення відстані від бічної крайки ребра до стінки каналу  $B_1 = 10$  мм.

Трубні дошки, за допомогою яких модель закріплювалась у робочій ділянці, виготовлялись з дерев'яно-волокнистої плити товщиною 3 мм. Фіксація трубних дощок здійснювалась притискною рамою.

У стінки прямого каналу на відстані 1,2 м від заднього фланця, а перед трубою на відстані 1 м від переднього фланця робочої ділянки впаяно по три штуцери для відбору статичного тиску діаметром 1,5 мм, до яких через трійники під'єднувався мікроманометр типу ММН-2400 (5) – 1 класом точності  $k = 1,0$ .

На виході з сопла встановлювалась трубка Піто-Прандтля, за допомогою якої із застосуванням мікроманометру типу ММН-2400 (5) – 1 класом точності  $k = 1,0$  вимірювався динамічний напір у вихідному перетині сопла. Швидкість повітря в вихідному перетині сопла визначалась за залежністю

$$U_c = \sqrt{\frac{2g\Delta P_c}{\rho_{\text{п}}}} \quad (2.6)$$

де  $\rho_{\text{п}}$  - густина повітря при його температурі на вході в сопло  $T_{\text{п}}$ .

Швидкості на ділянках аеродинамічної труби з різними поперечними перетинами, які використовувались при обробці експериментальних даних, визначались за співвідношенням

$$U_i = k_{U_i} U_c, \quad (2.7)$$

де  $k_U = \frac{F_c}{F}$  - коефіцієнт для розрахунку швидкості в живому перетині робочої ділянки;  $k_{U_0} = \frac{F_c}{F_p}$  - коефіцієнт для розрахунку швидкості в незахарашеному перетині робочої ділянки;  $k_{U_3} = \frac{F_c}{F_3}$  - коефіцієнт для розрахунку швидкості в перетині заспокійливих ділянок;  $F_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$  - площа поперечного перетину сопла;  $F = F_p - F_{mid}$  - площа живого перетину робочої ділянки;  $F_p = A \cdot B_p$  - площа перетину робочої ділянки перед моделлю;  $F_{mid} = (d_1 \cdot A + 2(h - \delta_{np})\delta_p z)$  - площа міделевого перетину моделі;  $F_3 = A \cdot B_3$  - площа перетину заспокійливих ділянок.

В даній роботі в якості визначальної температури прийнята температура потоку повітря перед дослідними моделями. Зважаючи на відсутність джерел та втрат теплоти на заспокійливій ділянці від вхідного сопла до робочої ділянки температура потоку повітря перед дослідними моделями приймалась рівною температурі повітря на вході в аеродинамічну трубу  $T_{\pi}$

Температура повітря на вході в сопло  $T_{\pi}$ , визначалась за допомогою хромель-алюмелевої термопари, під'єднаної до вимірювача сигналів термопар ОВЕН УКТ38-Щ4.ТП, що має клас точності  $k = 0,5$  [89].

### 2.1.3 Методика дослідження середньоповерхневого та локального теплообміну

Дослідження теплообміну проводились методом електричного обігріву дослідної моделі оребреної труби в стаціонарних умовах. Для цього на електронагрівач труби-калориметра через систему електроживлення, яка складалась з лабораторного автотрансформатора (ЛАТР) типу РНШ та стабілізатор напруги (СН) типу С – 0.9, подавався електричний струм. Для вимірювання потужності  $Q$ , що розсіювалась нагрівачем труби-калориметра в складі системи електроживлення застосовувався ватметр Д522 класом точності  $k = 1,0$ . В залежності від режиму, потужність електронагрівача вибиралась такою, щоб температура самої „гарячої” термопари не перевищувала 383 К. Останнє обумовлено межею градуєвальної характеристики застосованих термопар та надійністю довгострокової роботи термопарних дротів. Температурне поле ребра та плоско-овальної основи труби-калориметра вимірювалось за допомогою мідь-константанових термопар, а теплові потоки на поверхні ребер – за допомогою датчиків теплового потоку [87], під'єднаних до системи вимірювання, яка складалась з комутаційного модуля Triton С37 [90] з вбудованою системою компенсації температур холодних спаїв термопар, модуля реєстрації сигналів термопар Triton 6004ТС [91] і персонального комп'ютера. Сигнал від Triton 6004ТС передавався на персональний комп'ютер, де за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення «DataRecorder» [92] оброблявся і фіксувався з частотою близько 1,2 Гц протягом 2-3 хвилин. Програмне забезпечення «DataRecorder» дозволяє в реальному часі слідкувати за значеннями вимірюваних величин, візуально визначати встановлення стаціонарного режиму і зберігати дані для подальшої обробки у вигляді файлу на жорсткий диск персонального комп'ютера. Таким чином, під час проведення експерименту для кожного стаціонарного режиму було проведено понад 100 вимірів значень температур і теплових потоків, які в подальшому

осереднювались.

В процесі проведення експериментів визначались середні конвективні  $\bar{\alpha}$  і приведені  $\alpha_{\text{пр}}$  коефіцієнти теплообміну безпосередньо за результатами вимірювання потужності  $Q$ , що розсіювалась нагрівачем, температурного поля ребра і стінки труби біля кореня ребра та температури потоку повітря перед дослідними моделями  $T_{\text{п}}$  у відповідності з залежностями:

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{H(\bar{T} - T_{\text{п}})}; \quad (2.8)$$

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{Q}{H(\bar{T}_{\text{ст}} - T_{\text{п}})}, \quad (2.9)$$

де  $\bar{T}$  – середньоповерхнева температура труби-калориметра визначалась за допомогою співвідношення

$$\bar{T} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i H_i}{\sum_{i=1}^n H_i}, \quad (2.10)$$

в якому:  $T_i$  – температура поверхні на ділянці встановлення  $i$ -ої термопари;  $H_i$  - площа ділянки поверхні, яка прилягає до  $i$ -ої термопари (величини  $H_i$  визначались відповідно до рис. 2.4 з урахуванням площин, які прилягають до торців ребер та міжреберних ділянок труби, що несе ребрення);  $\bar{T}_{\text{ст}}$  – середня температура плоско-овальної труби біля кореня ребра труби-калориметра

$$\bar{T}_{\text{ст}} = \frac{(T_2 + T_3 + T_4) + (T_2 + T_3 + T_4)_{\text{пов}}}{6} \quad (2.11)$$

де 2, 3, 4 – номери термопар згідно з рис. 2.4; індекс „пов” – означає показання термопар після повороту моделей на  $180^\circ$  відносно потоку повітря при тому ж режимі.

За визначеними величинами  $\bar{\alpha}$  і  $\alpha_{np}$  розраховувалась ефективність ребра  $E$  на основі відомої залежності [12, 14, 15]

$$\alpha_{np} = \bar{\alpha} \left( \frac{H_p}{H} \cdot E + \frac{H'_{gl}}{H} \right) \quad (2.12)$$

де  $H_p$  - повна поверхня ребер;  $H'_{gl}$  - поверхня гладкої труби не зайнята ребрами.

За значеннями  $\alpha$  і  $U$  визначались конвективні числа Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha d_1}{\lambda_n}; \quad (2.13)$$

та Рейнольдса

$$Re = \frac{U d_1}{\nu_n} \quad (2.14)$$

де в якості визначального розміру приймався поперечний розмір плоско-овальної труби  $d_1$ , а в якості визначальної температури – температура потоку повітря перед дослідними моделями  $T_n$ . Значення розрахункової швидкості потоку  $U$ , що використовувалась при розрахунках  $Re$ , визначались в живому перетині робочої ділянки

$$U = k_U U_c. \quad (2.15)$$



Результати експериментів представлялись у вигляді залежностей  $Nu = f(Re)$  та відповідних рівнянь подібності.

Локальні значення коефіцієнтів конвективного теплообміну (в межах поверхонь ПТП) визначались за співвідношенням

$$\alpha_i = \frac{q_i}{(T_i - T_n)}, \quad (2.16)$$

де  $q_i$  - щільність теплового потоку в місці встановлення  $i$ -го датчика (згідно з рис. 2.5);  $T_i$  - температура поверхні ребра в місці встановлення  $i$ -го датчика;  $T_n$  - температура потоку повітря, що омиває трубу-калориметр.

2.1.4 Методика дослідження аеродинамічного опору та полів статичних тисків

Аеродинамічний опір труби вивчався в умовах ізотермічної течії при температурі повітря  $T_n = 290 \dots 300$  К. Втрати тиску визначались за різницею статичних тисків до і після труби з урахуванням втрат на тертя та місцеві опори у проточній частині стенду

$$\Delta P = \Delta P_{ст} - \sum \Delta P_{втр} \quad (2.17)$$

де  $\Delta P_{ст}$  - вимірюваний за допомогою мікроманометра перепад статичних тисків;  $\sum \Delta P_{втр}$  - сумарні втрати тиску в проточній частині стенда між відборами

$$\sum \Delta P_{втр} = \Delta P_{тр_3} + \Delta P_M + \Delta P_{тр_p}. \quad (2.18)$$

$\Delta P_{\text{тр}_3}$  - втрати тиску на тертя в заспокійливих ділянках (між відборами статичних тисків до та після робочої ділянки)

$$\Delta P_{\text{тр}_3} = \zeta_{\text{тр}_3} \frac{\rho_{\text{п}} U_3^2 L_3}{2 d_{e_3}}, \quad (2.19)$$

де  $\zeta_{\text{тр}_3}$  - питомий коефіцієнт опору тертя заспокійливих ділянок [93]:

$$\begin{aligned} - \quad \text{при } \text{Re}_{e_3} = \frac{U_3 d_{e_3}}{\nu_{\text{п}}} \leq 3 \cdot 10^3 \\ \zeta_{\text{тр}_3} = \frac{64}{\text{Re}_{e_3}}; \end{aligned} \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned} - \quad \text{при } \text{Re}_{e_3} = \frac{U_3 d_{e_3}}{\nu_{\text{п}}} \geq 3 \cdot 10^3 \\ \zeta_{\text{тр}_3} = \frac{0,3164}{\text{Re}_{e_3}^{0,25}}; \end{aligned} \quad (2.21)$$

$U_3 = k_{U_3} U_c$  - швидкість в перетинах заспокійливих ділянок;  $d_{e_3} = \frac{4 \cdot A \cdot B_3}{2(A+B)_3}$  -

еквівалентний гідравлічний діаметр прямого каналу проточної частини труби;  $L_3$  - довжини заспокійливих ділянок;

$\Delta P_{\text{м}}$  - місцеві втрати тиску входу та виходу з профільованої частини робочої ділянки, де встановлена модель труби

$$\Delta P_{\text{м}} = \zeta_{\text{м}} \frac{\rho_{\text{п}} U_0^2}{2}, \quad (2.22)$$

де  $\zeta_{\text{м}}$  - коефіцієнт місцевих опорів, який визначався за рекомендаціями [93];

$U_0 = k_{U_0} U_c$  - швидкість в незахарашеному перетині робочої ділянки;

$\Delta P_{\text{тp}_p}$  - втрати тиску на тертя в робочій ділянці

$$\Delta P_{\text{тp}_p} = \zeta_{\text{тp}_p} \frac{\rho_{\text{п}} U_0^2 L_p}{2 d_{e_p}}, \quad (2.23)$$

де  $\zeta_{\text{тp}_p}$  - питомий коефіцієнт опору тертя робочої ділянки [93]:

$$\begin{aligned} & \text{— при } \text{Re}_{e_p} = \frac{U_0 d_{e_p}}{\nu_{\text{п}}} \leq 3 \cdot 10^3 \\ & \zeta_{\text{тp}_p} = \frac{64}{\text{Re}_{e_p}}; \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} & \text{— при } \text{Re}_{e_p} = \frac{U_0 d_{e_p}}{\nu_{\text{п}}} \geq 3 \cdot 10^3 \\ & \zeta_{\text{тp}_p} = \frac{0,3164}{\text{Re}_{e_p}^{0,25}}, \end{aligned} \quad (2.25)$$

$d_{e_p} = \frac{4A \cdot B_p}{2(A + B_p)}$  - еквівалентний гідравлічний діаметр робочої ділянки;  $L_p$  -

довжині робочої ділянки.

За значеннями  $\Delta P$  визначались числа Ейлера

$$\text{Eu} = \frac{\Delta P}{\rho_{\text{п}} U^2}, \quad (2.26)$$

де  $U$  — швидкість потоку в найменшому прохідному (живому) перетині (формула (2.15)).

Результати експериментів представлялись у вигляді залежностей  $\text{Eu} = f(\text{Re})$  та відповідних рівнянь подібності. Числа Рейнольдса

розраховувались за поперечним розміром плоско-овальної труби  $d_1$ , в якості визначальної температури використовувалась температура потоку повітря на вході в аеродинамічну трубу  $T_n$  (формула (2.14)).

Для вимірювання розподілу тиску вздовж периметра моделі № 1 плоско-овальної труби в стінці центрального міжреберного каналу була виконана система отворів діаметром 0,5 мм з кроком 5 мм. При вимірюванні розподілу тисків на поверхні ребра такі ж отвори були рівномірно розподілені на центральному ребрі (рис. 2.8). Через пневмометричні трубки вказані отвори були з'єднані з диференційним манометром.

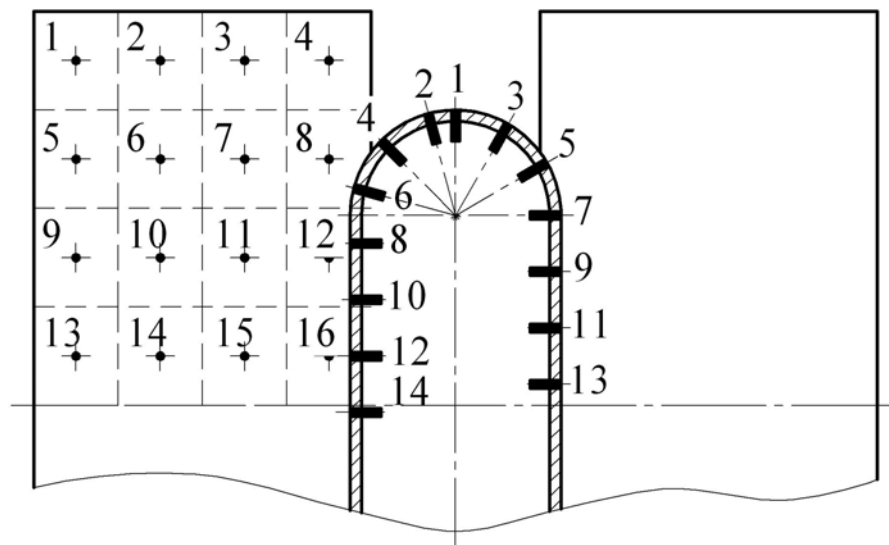


Рисунок 2.8 – Схема розташування відборів тиску в стінці центрального міжреберного каналу та на центральному ребрі

Результати вимірювань розподілів статичних тисків  $P_i$  по периметру та по поверхнях ребер плоско-овальних труб представлялись у вигляді безрозмірного коефіцієнта тиску

$$c_{P_i} = \frac{P_i - P_0}{\rho_n U_0^2 / 2} \quad (2.27)$$

де  $P_0$  і  $U_0$  - статичний тиск і швидкість потоку відповідно в робочій ділянці вдалині від моделі.

### 2.1.5 Методика візуалізації течії газового потоку на поверхні ребер

Візуалізація течії проведена на моделі № 1 частково оребреної плоско-овальної труби та на моделі повністю оребреної плоско-овальної труби з ідентичними висотою, довжиною, товщиною та кроком ребер (рис. 2.9).

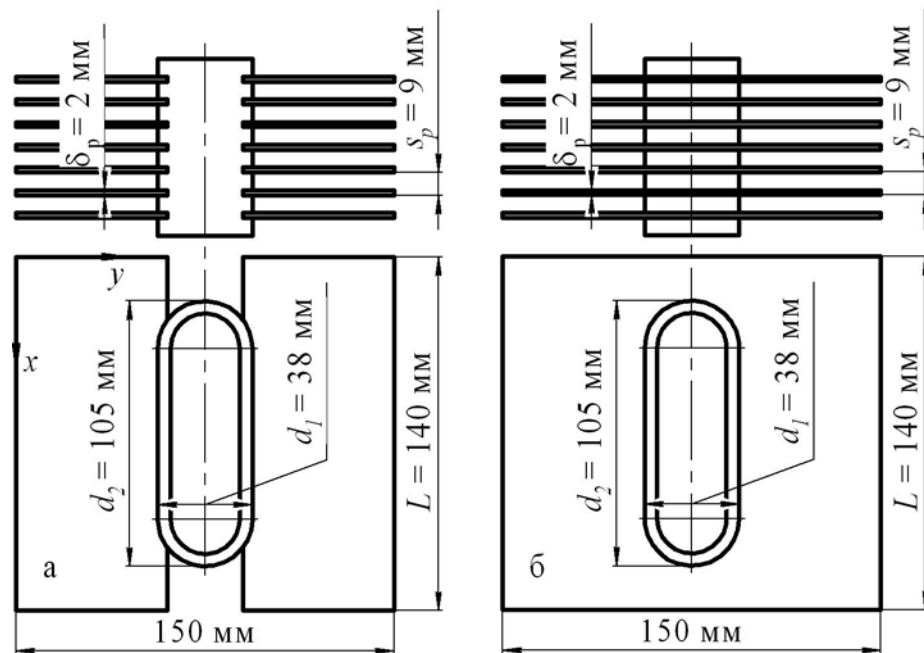


Рисунок 2.9 – Модель плоско-овальної труби з неповним поперечним оребренням (а) та повністю оребреної плоско-овальної труби (б)

Візуалізація течії здійснювалась методом поверхневої індикації потоку за допомогою саже-газової суспензії [15, 94 – 96]. Для цього моделі були виконані роз'ємними в області середнього ребра, а саме ребро було відполіроване і пофарбоване білою нітроемаллю. В процесі проведення дослідів на поверхню ребра наносився рівномірний шар ретельно перемішаної саже-газової суспензії, після чого модель збиралась і встановлювалась в робочу ділянку аеродинамічної труби. Робоча ділянка

герметизувалась, вмикався вентилятор і модель витримувалась від 2 до 5 хвилин в ізотермічному потоці повітря з температурою 290 – 300 К.

При омиванні поверхні ребра повітряним потоком, нанесена на неї суспензія переміщувалась вздовж ліній току. В результаті гас випаровувався і частинки сажі залишались на тих місцях, куди були знесені, коли знаходились у стані суспензії. Таким чином, на поверхні ребра утворювалась фіксована осереднена картина течії у вигляді ліній, штрихів і точок, що відображають особливості течії на поверхні ребра. Після завершення досліду, модель вилучалась з робочої ділянки і розбиралась, а картина течії фотографувалась.

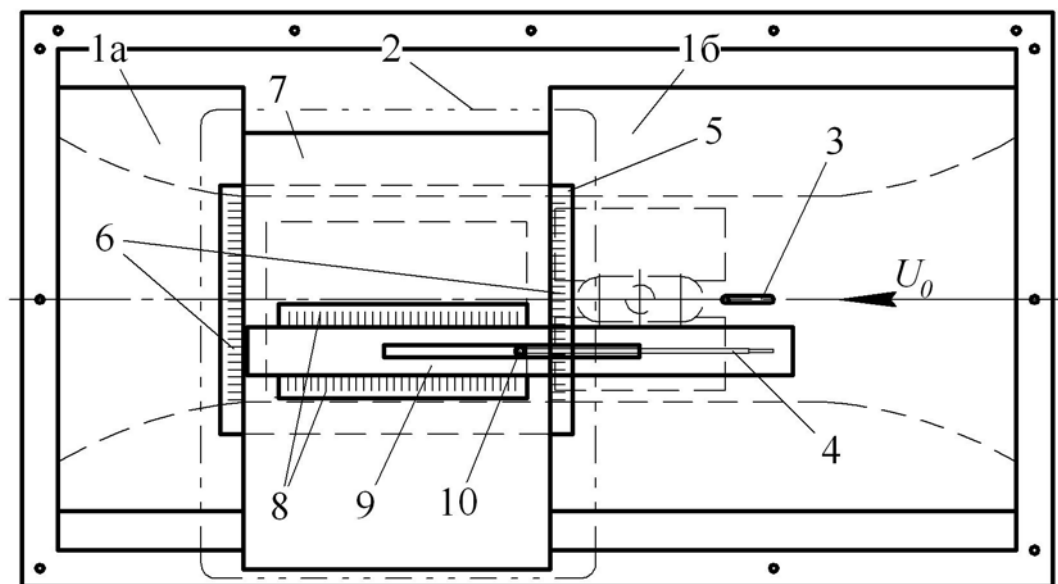
На отриманих зображеннях області відриву, циркуляційного руху, а також руху потоку з малою швидкістю, проявлялись у вигляді темних плям та смуг. Ділянки ж поверхні, що омивались з більшою інтенсивністю, мали більш світле забарвлення.

2.1.6 Методика термоанемометричних вимірювань гідродинамічних характеристик потоку в міжреберному просторі

#### 2.1.6.1 Робоча ділянка та термоанемометричне обладнання

При проведенні термоанемометричних досліджень вимірювались локальні осереднені в часі швидкості потоку і пульсації швидкості. При цьому використовувалась робоча ділянка (рис. 2.10) з модифікованою верхньою частиною. Модифікація полягала в тому, що верхня трубна дошка була замінена двома кришками з дерев'яноволокнистої плити (1) та системою переміщення координатника датчика (2) (СПКД). При цьому кришка (1а) розміщена вище за потоком дозволяла вводити в дослідний канал трубку Піто-Прандтля (3). За допомогою СПКД здійснювалось переміщення координатника зі встановленою в ньому державкою датчика термоанемометра (4). СПКД забезпечує переміщення координатника як по

ширині, так і по довжині каналу. СПКД складається з рами (5), яка прикріплюється до дерев'яних вставок. До рами пригвинчуються прижимні планки зі стандартними лінійками (6), що дозволяє фіксувати переміщення координатника по ширині каналу через 1 мм з точністю 0,5 мм. В зазор між прижимними планками та рамою заводиться алюмінієвий лист (7), що не допускає притоки повітря в робочу ділянку. До листа пригвинчуються прижимні планки (8) для закріплення рейки (9). Прижимні планки являють собою стандартні лінійки, які дозволяють фіксувати переміщення координатника по довжині каналу через 1 мм з точністю 0,5 мм. Рейка здатна переміщуватися вздовж каналу в повздовжньому напрямку. До цієї рейки за допомогою переходника (10) прикріплюється координатник (рис. 2.11), який дає можливість переміщувати державку датчика по висоті каналу.



1а, 1б – кришки; 2 – СПКД; 3 – трубка Піто-Прандтля; 4 – державка датчика; 5 – рама СПКД; 6, 8 – прижимні планки; 7 – алюмінієвий лист;  
9 – рейка; 10 – перехідник

Рисунок 2.10 – Схема модифікованої робочої ділянки

Координатник конструкції ІТТФ НАНУ (рис. 2.11) являє собою пристрій, що складається з вертикальної рейки (1), яка дозволяє переміщувати стрижень державки датчика (4) по вертикалі на відстань до

450 мм з кроком 1 мм (грубо), і мікрометричного гвинта (2) для більш точного переміщення на відстань до 25 мм з кроком 0,05 мм. В координатнику також передбачена можливість повороту державки датчика відносно потоку на задані кути за допомогою лімба (3). Стрижень державки датчика кріпився до координатника за допомогою скоби (5).

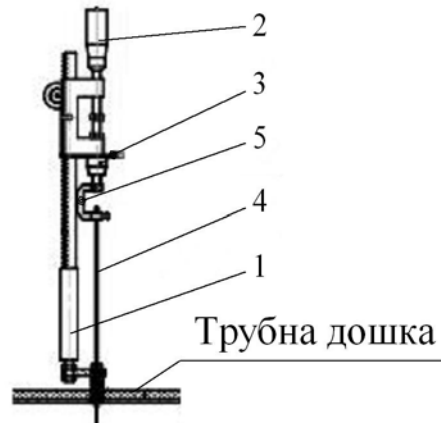
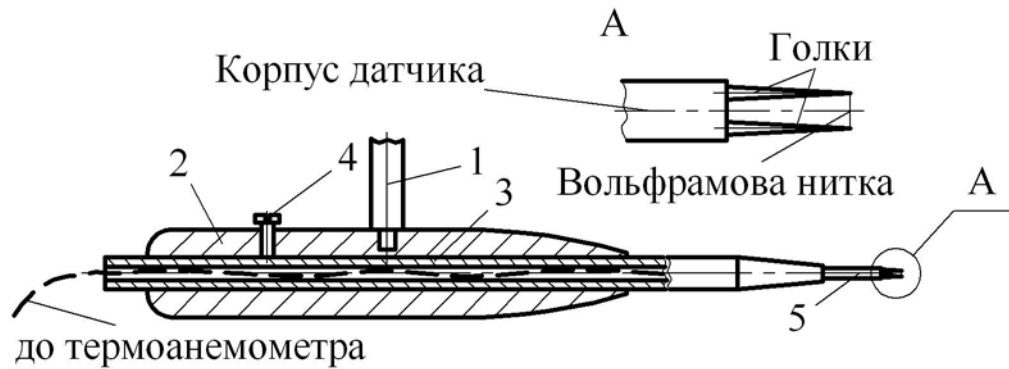


Рисунок 2.11 – Координатник конструкції ІТТФ НАНУ

Система кріплення державки датчика термоанемометра (рис. 2.12) складалась зі стрижня (1), який опускався через ущільнюючу прокладку в робочий канал. До стрижня за допомогою різьбового з'єднання приєднується обтікач (2), в якому висвердлений наскрізний отвір діаметром 4 мм, що відповідає діаметру стандартної державки датчика типу H21 DISA (3) [97]. Для того, щоб виключити поворот державки (3) в отворі обтікача (2) відносно своєї осі, застосовувався центруючий гвинт (4).

Під час проведення вимірювань датчик термоанемометру, закріплений в державці датчика, переміщувався по висоті  $h$  і довжині  $L$  ребра (вздовж координат  $x$  та  $y$  відповідно до рис. 2.1) по центру міжреберного каналу дослідної моделі.





- 1 – стрижень; 2 – обтікач; 3 – державка датчика; 4 - центруючий гвинт;  
5 – датчик

Рисунок 2.12 – Система кріплення державки датчика

Нитка датчика розміщувалась перпендикулярно потоку повітря, а також перпендикулярно поверхні ребра (рис. 2.13). Таким чином, нитка реагувала на сумарну збудженість, яка створюється при течії в каналі в повздовжньому та поперечному (нормальному відносно стінки труби, що несе ребрення) напрямках відносно  $U_0$ . Вимірювання проводились в центральній площині міжреберного каналу, оскільки розміри державки не дозволяли наблизитися до стінки ребра ближче, ніж на 2 мм.

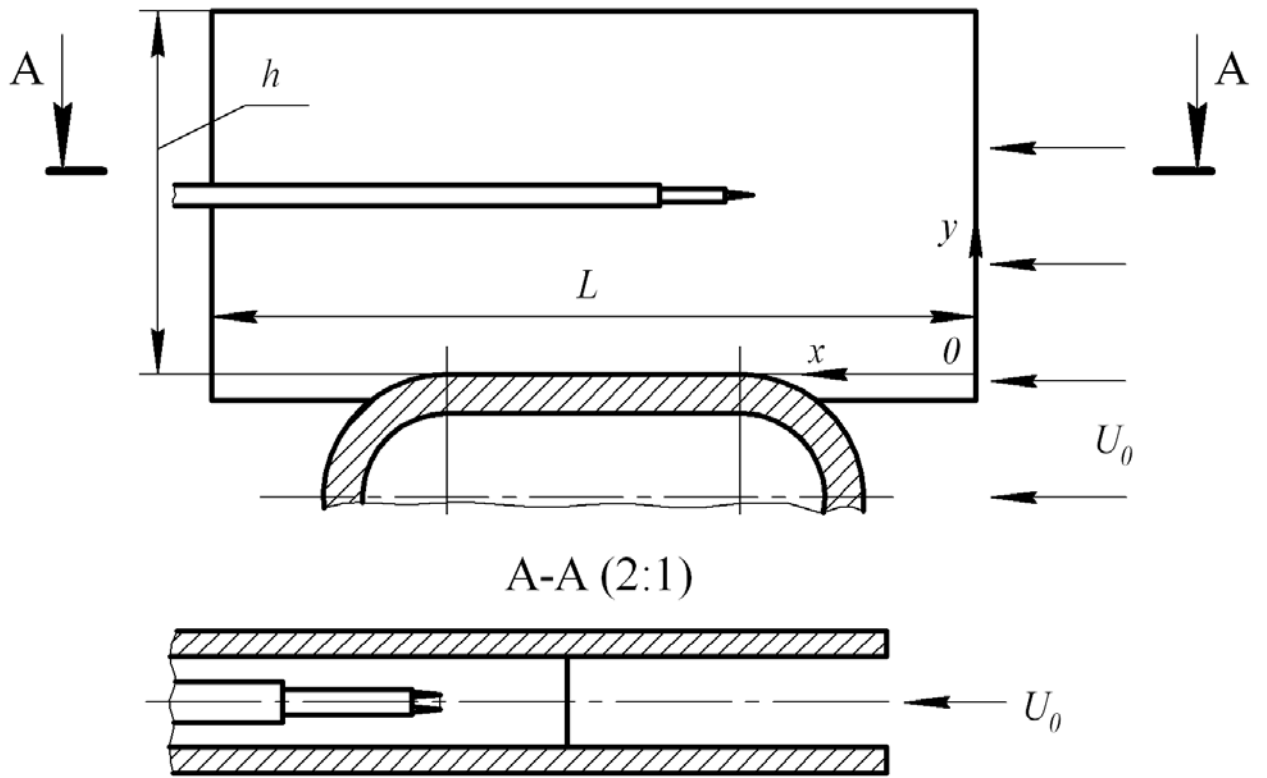


Рисунок 2.13 – Схема розміщення датчика термоанемометра в міжреберному просторі

Координати точок вимірювання середніх у часі швидкостей та їх пульсацій показані на рис. 2.14.

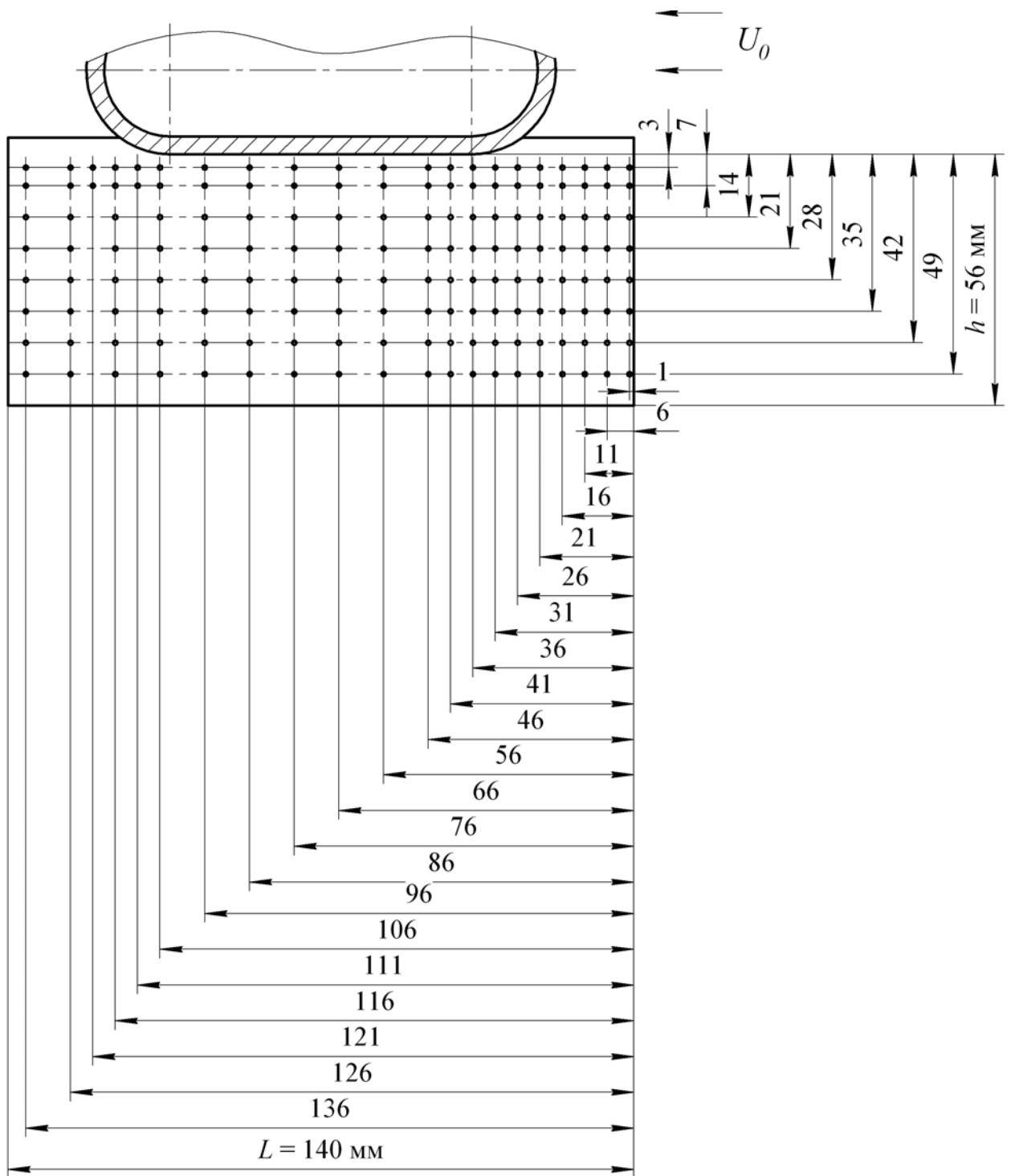


Рисунок 2.14 – Координати точок вимірювання гідродинамічних характеристик потоку (розміри в міліметрах)

Для вимірювання локальних осереднених у часі швидкостей потоку та їх пульсацій використовувався комплект термоанемометричного обладнання фірми DISA-Electronics (Данія) типу 55M [97] спільно з аналогом однопиткового датчика 55P11 DISA [98], виготовленим в ІТТФ НАН України

(рис. 2.12 поз. 5). Чутливим елементом такого датчика є тонка вольфрамова нитка діаметром  $d = 5$  мкм і довжиною  $l = 1,2$  мм, що вноситься до потоку.

Основою схеми термоанемометра є вимірювальний міст Уїтстона, в одне з плечей якого підключається нитка датчика (рис. 2.15 а). Взаємодія потоку з чуттєвим елементом датчика (вольфрамовою ниткою) викликає зміну його температури і, відповідно, електричного опору. Розбаланс, що з'являється в діагоналі мосту посилюється підсилювачем зворотного зв'язку (ПЗЗ) і подається на вершину мосту. При цьому величина струму живлення, що проходить крізь нитку, змінюється таким чином, щоб поновити температуру нитки і її опір, тобто струм мосту (напряга на його вершині) функціонально зв'язані зі швидкістю потоку.

Схема термоанемометричних вимірювань представлена на рис. 2.15 б. Задана температура нитки підтримується з допомогою керуючого мосту 55M10. Напряга живлення  $E_e$  фіксується вольтметром середніх значень 55D31, що дозволяє визначити середню в часі швидкість потоку  $u$ . Пульсація напруги  $e$ , пропорційна середньоквадратичній пульсації швидкості, фіксується вольтметром середніх значень 55D35. Візуальне спостереження пульсацій швидкості спостерігається на екрані осцилографа С1-70.

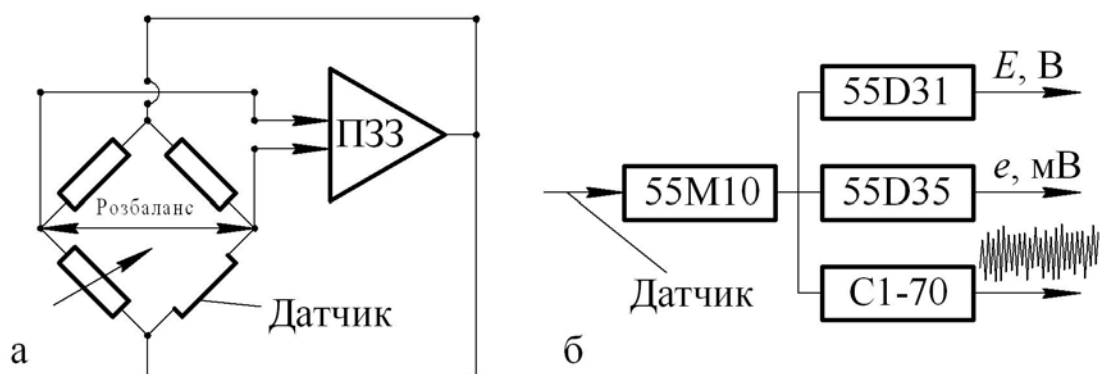


Рисунок 2.15 – Схема термоанемометру постійної температури (а) та схема термоанемометричних вимірювань (б)

Вимірювальна система виробництва DISA Electronics [97] складається з основного блоку 55M01, в якому міститься блок живлення 55M05 і

стандартний міст 55M10, що має коефіцієнт посилення 1:20. Довжина кабелю підключення державки датчика складає 5 м.

Цифровий вольтметр 55D31 має межі вимірювання напруги 1В і 100 В. Передня панель містить два перемикачі: напруги на виході з мосту і постійних часу. Перший дозволяє встановити межі напруги: 1, 10, 100 В. Другий дозволяє встановити в діапазоні 0,1 – 100 с 7 значень постійної часу для осереднення сигналу, що знімається з діагоналі мосту і поступає на вхід вольтметру.

Вольтметр середньоквадратичних значень 55D35 дозволяє вимірювати напругу в широкому діапазоні від 1 мВ до 300 мВ. Прилад також забезпечує вимірювання постійних часу пульсуючого сигналу в діапазоні 0,3 – 100 с.

Осцилограф С1–70 дозволяє здійснювати настройку термоанемометричної системи і візуально спостерігати за сигналом в процесі проведення експерименту.

#### 2.1.6.2 Градувальні характеристики термоанемометра

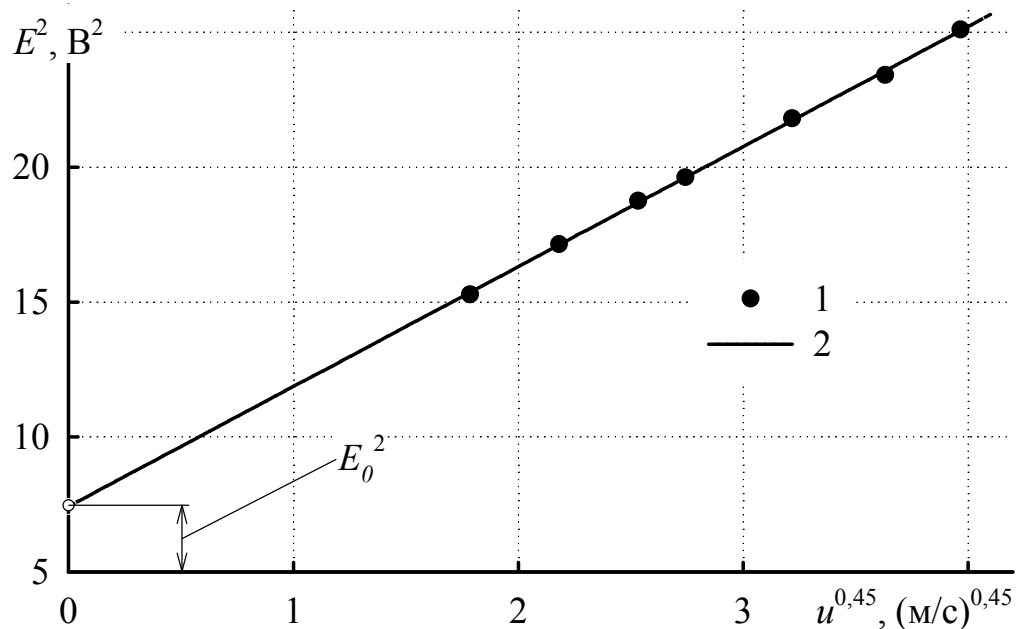
При використанні термоанемометрів з нагрітою ниткою безпосередньо вимірювані електричні сигнали перераховуються в гідродинамічні характеристики потоку за допомогою градувальник характеристик датчика. Тому точність методики термоанемометричних вимірювань в значній мірі визначається коректністю побудови таких градувальних характеристик.

Для проведення градуювання датчика через отвір в кришці (поз. 1б, рис. 2.10), в середину каналу робочої ділянки стенду на відстані 95 мм від вхідних кромek вводиться трубка Піто-Прандтля (поз. 3, рис. 2.10). Для фіксації трубки Піто-Прандтля передбачена притискна планка, яка кріпиться до дерев'яних вставок. Трубка Піто-Прандтля встановлювалась таким чином, щоб її носик знаходився в одному перетині з ниткою датчика.

При проведенні градуювання державка із датчиком розташовувались в центрі модифікованого робочого каналу, а трубка Піто-Прандтля була зміщена

по горизонталі щодо нитки датчика на 8 мм. Попередні вимірювання підтвердили рівномірність поля швидкостей в місці установки трубки Піто-Прандтля і нитки датчика термоанемометра. Швидкість повітряного потоку визначалась в робочій ділянці трубкою Піто-Прандтля встановленої поблизу нитки датчика. Градувальна характеристика будувалась в лінеаризованих координатах  $E^2 - u^{0,45}$  [47].

Приклад градувальної характеристики термоанемометра приведений на рис. 2.16.



1 – експериментальні дані за трубкою Піто-Прандтля;

2 – залежність  $E^2 = E_0^2 + B_0 u^{0,45}$

Рисунок 2.16 – Градувальна характеристика датчика термоанемометра

З градувальної характеристики видно, що вона лінійна у всьому діапазоні швидкостей 4 – 20 м/с (середньоквадратичне відхилення не перевищує 0,92 %). На підставі градувальної характеристики визначались константи градування  $E_0^2$  і  $B_0$ , необхідні для розрахунку швидкості і її середньоквадратичної пульсації по залежностях

$$u = \left( \frac{E_e^2 - E_0^2}{B_0} \right)^{2,22} \quad (2.28)$$

де  $u$  – осереднена у часі швидкість потоку, м/с;  $E_e$  – напруга, що знімається з діагоналі мосту (лінійно пов’язана з падінням напруги на нитці датчика, але посилена за рахунок мостової схеми і підсилювача зворотного зв’язку), В;  $E_0^2$  – квадрат фіктивної напруги, значення якого визначається при пролонгації градууювальної характеристики до  $u = 0$  м/с, В<sup>2</sup>;  $B_0$  – константа градуювання, В<sup>2</sup>/(м/с)<sup>0,45</sup>.

$$\frac{\sqrt{u'^2}}{u} = \frac{0,444 \cdot E_e}{E_e^2 - E_0^2} \sqrt{e'^2}, \quad (2.29)$$

де  $\sqrt{e'^2}$  – середньоквадратична пульсація напруги, мВ.

## 2.2 Методика CFD-моделювання процесів течії та теплообміну в міжреберних каналах плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням

### 2.2.1 Постановка задачі CFD-моделювання

Для вивчення середньоповерхневого та локального теплообміну, а також аеродинаміки плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням використовувались експериментальні методики. Однак, їх використання обмежено відносними габаритними розмірами датчиків та різноманітністю і довготривалістю підготовки і проведення експериментів. Більш поглиблені дослідження закономірностей течії і теплообміну можливо

виконати із залученням методів обчислювальної гідрогазодинаміки. Використання цих методів потребує підготовки коректної CFD-моделі, котра повинна відображати сутність течії і теплообміну всередині міжреберних каналів труб, що досліджуються, та, що особливо важливо, спиратись на надійні експериментальні результати.

Для підготовки CFD-моделей та вирішення задач течії і теплообміну в міжреберних каналах плоско-овальних труб використовувались методи CFD-моделювання, які базуються на сучасних досягненнях обчислювальної газо- і гідродинаміки і дозволяють досліджувати широкий спектр різноманітних течій, в тому числі при наявності теплообміну між газовим (рідинним, газорідинним) середовищем і твердим тілом, з урахуванням шорсткості поверхні, з розрахунком теплопровідності в твердих тілах, тобто з вирішенням задач спряженого теплообміну [99, 100].

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 та теплообміну в міжреберних каналах плоско-овальних труб, який базується на чисельному вирішенні осереднених за Рейнольдсом рівнянь руху та енергії, замкнених за допомогою додаткових диференціальних рівнянь та емпіричних співвідношень [101].

Під час вирішення такого типу задач, в яких мають місце тіла доволі складної геометрії, навіть за допомогою сучасних високоефективних обчислювальних програм виникають труднощі, пов'язані з обмеженнями на кількість кінцевих елементів розрахункової сітки та час розрахунку задачі, що напряму залежать від продуктивності комп'ютера. Тому, CFD-дослідження проведені для елемента плоско-овальної труби (рис. 2.17), обмеженого кроком ребер, стінкою каналу аеродинамічної труби та віссю симетрії моделі. Елемент вибирався таким чином, щоб змоделювати



гідродинамічну картину течії газу в напіввідкритих каналах утворених ребрами і криволінійною поверхнею труби, що несе оребрення. З цією метою було обрано середній по висоті плоско-овальної труби з неповним оребренням міжреберний канал. Зважаючи на симетричність картини течії в поперечному перерізі міжреберних каналів розрахункова область обмежувалась двома площинами, що проходять через вісі сусідніх ребер, а також віссю симетрії (*axis*) плоско-овальної труби (знизу) і стінки (*wall*) аеродинамічної труби (зверху). Вплив відтоку теплоти через поверхні ребер не охоплені областю рішення задачі враховувався симетричними граничними умовами (*sym*).

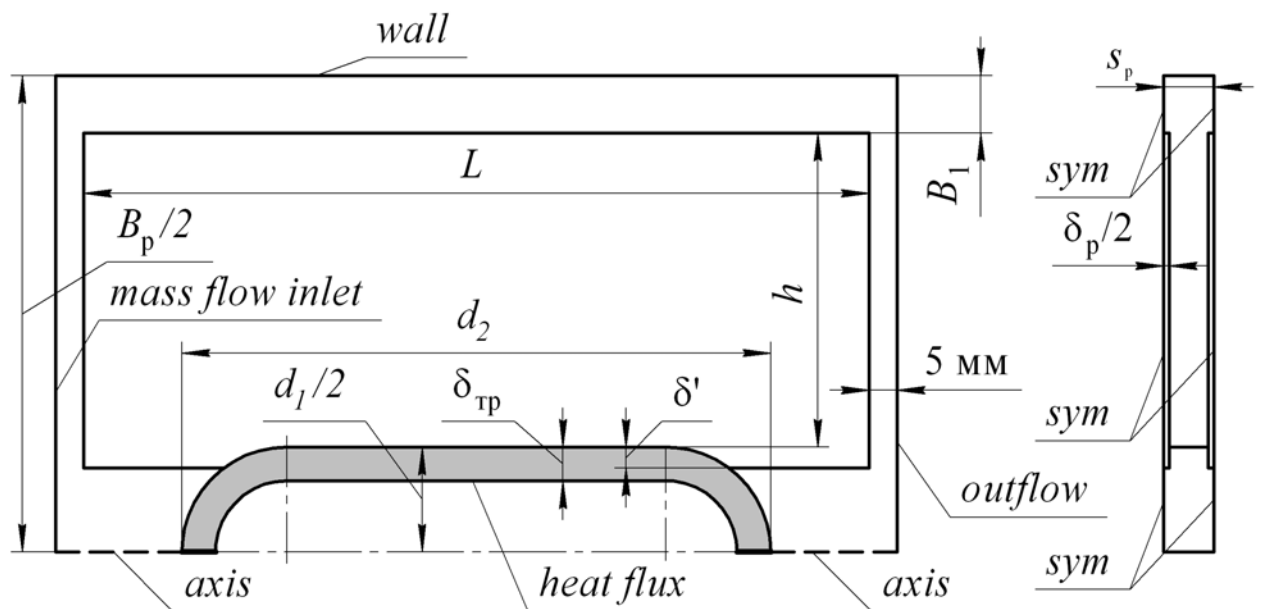


Рисунок 2.17 – Область вирішення задачі та типи умов на границях розрахункової області

В роботі розглядається неізотермічний рух сухого повітря в каналі, утвореному плоско-овальною трубою з плоским приварним оребренням. З метою максимального наближення до гідродинамічних умов, створених у фізичному експерименті, в обчислювальному змодельований рух повітря під дією розрідження, що виникає в проточній частині аеродинамічної труби в

результаті всмоктування відцентровим вентилятором повітря з лабораторного приміщення.

CFD-модель базується на повній тривимірній моделі елемента плоско-овальної труби з плоским приварним оребренням (рис. 2.17). Поставлена задача є зовнішньою – заповнена текучим середовищем розрахункова область обмежена непроникними стінками (*wall*) теплообмінної поверхні, що досліджується і каналу аеродинамічної труби.

Верифікація CFD-моделей проведена на основі експериментальних даних для моделей № 1 та № 2 (табл. 2.1).

CFD-дослідження проведені для моделей двох типорозмірів ( $d_2/d_1 = 2,8$  і  $d_2/d_1 = 2,0$ ) плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням зі змінними висотами ребер (всього 8 моделей). Геометричні характеристики CFD-моделей наведені в табл. 2.1.

Розробка розрахункової моделі течії базувалась на побудові геометричної моделі розрахункової області, дискретизації розрахункової області у відповідності з уявленнями про вплив характеристик сітки кінцевих елементів на стійкість і збіжність рішення, завдання граничних умов [102].

Для дискретизації моделі в просторі, вся розрахункова область покривалась нерівномірною, із згущуванням до стінок труби структурованою сіткою, границі чарунок якої паралельні координатним площинам, використаній в розрахунку декартовій глобальній системі координат. В якості методу рішення поставленої математичної моделі використовується метод кінцевих об'ємів, при цьому значення незалежних змінних розраховуються в центрах чарунок.

Процес побудови розрахункової сітки починається з побудови так званої базової сітки – вона отримується розбиттям простору побудови сітки на шари площин, паралельні координатним площинам використаної декартової системи координат моделі (рис. 2.18).

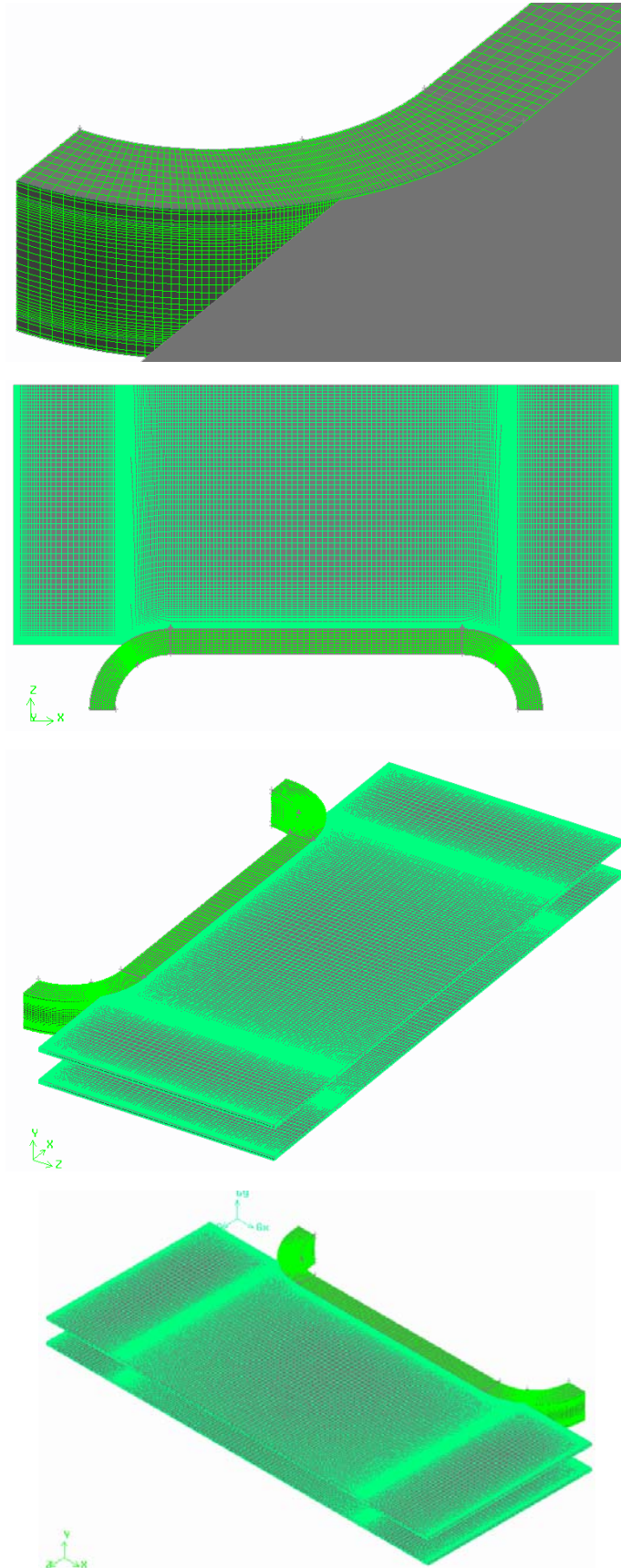


Рисунок 2.18 – Порядок побудови кінцево-елементної сітки

Оскільки границі розрахункових чарунок не апроксимують дотичні з середовищем поверхні твердих тіл, то для вирішення розрахунковою сіткою відносно невеликих геометричних особливостей цих поверхонь (ділянок підвищеної криволінійності, виступів, впадин, отворів, поверхонь тонких тіл, оточених робочим середовищем, і т.п.) використовуються процедури відповідного локального подрібнення чарунок сітки біля цих ділянок поверхні перед початком розрахунку. Так, кожна чарунка базової сітки, пересічена поверхнею твердого тіла на границі з текучим середовищем, ділиться на 8 однакових, геометрично їй подібних чарунок меншого розміру (так звані дочірні чарунки). Якщо використаний при побудові сітки критерій подрібнення чарунок незадовільний, то 8 чарунок, що пересічені з цієї поверхнею твердого тіла, тобто є частковими, у свою чергу, аналогічним чином поділяються ще на 8, і т.д., до досягнення даного критерію подрібнення розміром отриманих чарунок, але не більш, ніж до розміру, в 7 разів меншого базової чарунки.

Звичайно, отримане на сформульованій таким чином деякій розрахунковій сітці дискретне рішення поставленої неперервної (диференціальної) математичної задачі в загальному випадку залежить від розмірів чарунок розрахункової сітки, що покриває розрахункову область. Тому, щоб вирішити поставлену математичну задачу достатньо точно, а також для оцінки досягнутої точності, було проведена декілька розрахунків на різних, більш густих розрахункових сітках з метою визначити таку частоту подрібнення розрахункової сітки, починаючи з якої рішення задачі перестане суттєво залежати від густини сітки, що вказує на досягнення необхідної точності рішення математичної задачі (так званої сіткової збіжності рішення математичної задачі).

Для дискретизації диференціальних рівнянь використовувався метод кінцевих об'ємів. Відповідно, саме дискретизація неперервної математичної моделі заключається в тому, що значення фізичних змінних розраховуються (і зберігаються) тільки в центрах розрахункових чарунок, а на границях цих

чарунок розраховуються потоки маси, імпульсу, енергії, необхідні для розрахунку цих значень. При цьому просторові похідні апроксимуються за допомогою неявних різницевих операторів другого порядку точності.

Розмір мінімального кроку чарунок біля стінки труби вибирався згідно з рекомендаціями [103] з умови  $Re_d^{-1}$ . Мінімальний і максимальний кроки при цьому склали  $5 \cdot 10^{-5}$  і  $1 \cdot 10^{-4}$  м. Тривимірний розрахунковий сітка представлена на рис. 2.19. Максимальна кількість чарунок необхідних для дискретизації складала приблизно 4 млн.

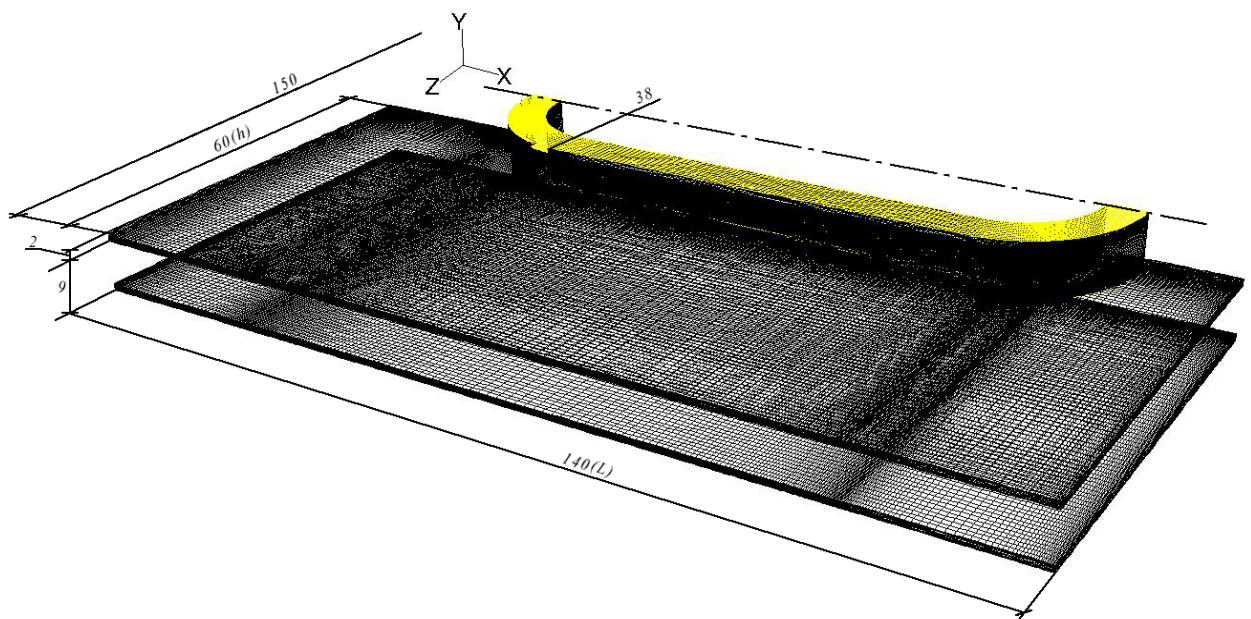


Рисунок 2.19 – Кінцево-елементна модель плоско-овальної труби

При моделюванні додатний напрямок осі  $Ox$  відповідає поперечному омиванню поверхні труби повітряним потоком.

Граничні умови задавались у відповідності з рис. 2.17 наступним чином:

1. Вхід повітря в розрахункову область (*mass flow inlet*):
  - масова швидкість повітря  $\rho U_0$  (відповідно до режиму);
  - температура повітря  $T_0 = (20 + 273,15) \text{K}$ ;

- ступінь турбулентності  $Tu_0 = (4...9)\%$  (попередньо визначалась з експериментальних даних).

2. Вихід повітря з розрахункової області (*outflow*) – м'які граничні умови.

3. Стінка каналу аеродинамічної труби (*wall*) – умова „стінка”; температура  $T_w = (20 + 273,15)K$ ;

4. Внутрішня поверхня труби (*heat flux*) - умова „стінка”; щільність теплового потоку  $q_w$  (відповідно до режиму).

Теплофізичні властивості повітря задавались у вигляді поліноміальних функцій температури:

– густина,  $kg/m^3$

$$\rho(T) = 3.2359 - 9.8034 \cdot 10^{-3} T + 9.821 \cdot 10^{-6} T^2; \quad (2.30)$$

– коефіцієнт теплопровідності,  $W/(m \cdot K)$

$$\lambda(T) = 3.7076 \cdot 10^{-3} + 75.842 \cdot 10^{-6} T; \quad (2.31)$$

– динамічний коефіцієнт в'язкості,  $Pa \cdot s$

$$\mu(T) = 5.7 \cdot 10^{-7} + 69.776 \cdot 10^{-9} T - 33.476 \cdot 10^{-12} T^2, \quad (2.32)$$

отриманих в результаті апроксимації табличних даних [104] в діапазоні температур  $T = [(0...120) + 273,15]K$ . Ізобарна теплоємність в дослідному діапазоні температур практично не змінюється і приймалась рівною  $c_p = 1005 \text{ Дж}/(kg \cdot K)$ .

## 2.2.2 Основні керуючі рівняння

В якості основних керуючих рівнянь, що описують рух і теплообмін текучого середовища, використовується система рівнянь руху та енергії в формі Рейнольдса, які описують в нестационарній постановці закони збереження маси, імпульсу та енергії цього середовища. Окрім того, використовуються додаткові рівняння стану компонентів текучого середовища, а також емпіричні залежності коефіцієнтів в'язкості та теплопровідності цих компонентів від температури. Для замикання вказаної системи рівнянь використовуються рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності та її дисипації в рамках  $k - \omega$  моделі турбулентності Ментера [105, 106] та турбулентне число Прандтля  $Pr_t$ . Вибір саме такої моделі здійснений на основі положень робіт [103, 107], де автори показали, що саме  $k - \omega$  модель Ментера є найбільш прийнятною для розрахунку відривних течій, які мають місце міжреберних каналах плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням.

Система базових і доповнюючих рівнянь в рамках підходу Ейлера в скалярно-тензорній формі запису в декартовій системі координат  $x_{i,j,k}$  ( $i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3; k = 1, 2, 3$  - індекси, що визначають напрями декартової системи координат) має наступний вигляд.

Рівняння нерозривності

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0. \quad (2.33)$$

Рівняння зміни кількості руху

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \bar{u}_k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_k \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{jk} - \rho \overline{u'_j u'_k}), \quad (2.34)$$

де  $u_i, u_j, u_k$  – компоненти вектора швидкості в напрямках відповідних осей;  $p$  – тиск;  $\tau$  – час;  $\rho$  – густина рідини;  $-\overline{\rho u'_j u'_k}$  – складові тензора рейнольдсових напружень;  $\tau_{jk}$  – складові тензора в'язких дотичних напружень:

$$\tau_{jk} = \mu \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right), \quad (2.35)$$

де  $\mu$  – динамічний (молекулярний) коефіцієнт в'язкості.

Кінетична енергія турбулентності  $k = \overline{u'_k u'_k} / 2$  та дисипація енергії турбулентних пульсацій  $\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u'_k}{\partial x_j} \frac{\partial u'_k}{\partial x_j}}$ , що характеризує перетворення енергії, яка підводиться до пульсуючої течії, визначались на основі вирішення наступних рівнянь [108]

$$\frac{\partial k}{\partial \tau} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_j k'}) = -\frac{1}{\rho} \delta_{jk} \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{p' u'_k}) + \nu \frac{\partial^2 k}{\partial x_j^2} - \varepsilon - \overline{u'_k u'_j} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j}; \quad (2.36)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = & \nu \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x_j^2} - \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}} \right) - 2 \frac{\nu}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \delta_{ij} \left( \overline{\frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \frac{\partial p'}{\partial x_k}} \right) - \\ & - 2 \nu \overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_k \partial x_i}} - 2 \nu \left( \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} + \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} \right) - \\ & - 2 \nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}} - 2 \nu^2 \overline{\frac{\partial^2 u'_i}{\partial x_j \partial x_k} \frac{\partial^2 u'_i}{\partial x_j \partial x_k}}, \end{aligned} \quad (2.37)$$

де  $\delta_{ij}$  – дельта-функція Кронекера ( $\delta_{ij} = 1$  при  $i = j$  і  $\delta_{ij} = 0$  при  $i \neq j$ ).

Для вирішення теплової частини задачі розв'язувалось рівняння енергії



$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \tau} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_j T'}) = \frac{\nu}{Pr_t} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_j^2} + \frac{\nu}{c_p} \left( \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \\ + \frac{\nu}{c_p} \left( \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right), \end{aligned} \quad (2.38)$$

де  $Pr_t = \nu_t / a_t$  – турбулентне число Прандтля.

Додаткові рівняння модифікованої  $k - \omega$  моделі турбулентності Ментера мають наступний вигляд

$$\frac{D\rho k}{D\tau} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \sigma_k \mu_t \frac{\partial k}{\partial x_j} \right); \quad (2.39)$$

$$\begin{aligned} \frac{D\rho \omega}{D\tau} = \frac{\gamma}{\nu_t} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \sigma_\omega \mu_t \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \\ + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega_2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; \end{aligned} \quad (2.40)$$

$$\gamma = \beta / \beta^* - \sigma_\omega \kappa^2 / \sqrt{\beta^*}; \quad (2.41)$$

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1), \quad (2.42)$$

де  $\phi$  - узагальнене позначення набору констант;  $\phi_1$  - система констант оригінальної  $k - \omega$  моделі турбулентності [108, 109]:  $\sigma_{k_1} = 0,5$ ;  $\sigma_{\omega_1} = 0,5$ ;  $\beta_1 = 0,075$ ;  $\beta^* = 0,09$ ;  $\kappa = 0,41$ .  $\phi_2$  - система констант стандартної  $k - \varepsilon$  моделі турбулентності [110], трансформованих в формулюванні  $k - \omega$  моделі:  $\sigma_{k_2} = 1,0$ ;  $\sigma_{\omega_2} = 0,856$ ;  $\beta_1 = 0,0828$ ;  $\beta^* = 0,09$ ;  $\kappa = 0,41$ .

Модель замикається співвідношенням для вихорової в'язкості

$$v_t = \frac{k}{\omega}, \quad (2.43)$$

а складові тензора рейнольдсових напружень визначаються як

$$\tau_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}. \quad (2.44)$$

Функція  $F_1$  конструюється таким чином, щоб бути рівною одиниці на верхній межі пограничного шару і прямувати до нуля при наближенні до стінки.

Значення турбулентного числа Прандтля  $Pr_t$  визначається співвідношенням

$$Pr_t = \left( \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) / \left( \overline{u'_i T'} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right). \quad (2.45)$$

Обраний обчислювальний алгоритм вирішення базується на неявному кінцево-об'ємному методі вирішення рівнянь (2.33) – (2.45) з використанням процедури SIMPLE [111, 112]. Для всіх рівнянь був обраний критерій збіжності  $10^{-5}$ .

### 2.3 Оцінка похибок вимірювань

В дисертаційній роботі виконаний розрахунок похибок прямих і непрямих вимірів при експериментальному дослідженні середньповерхневого та локального теплообміну, аеродинамічного опору і ступеня турбулентності та місцевих швидкостей при течії на поверхні

плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням. Розрахунок здійснювався відповідно до основних положень і рекомендацій [113 – 117].

До прямих вимірів у даній роботі відносяться виміри: геометричних параметрів сопла, ділянок аеродинамічної труби (робочої і заспокійливих) та моделей плоско-овальних оребрених труб; статичних тисків і динамічного напору; термо-е.р.с термопар; сигнал датчика теплового потоку; потужності електричного струму, що подавався на нагрівач; середньоквадратичних пульсацій напруги і напруги в діагоналі мосту Уїтстона.

Загальна похибка прямого виміру складається із систематичної і випадкової. Аналіз отриманих експериментальних даних показав, що при використанні описаних вище вимірювальних приладів і методики проведення експериментів порядок систематичної і випадкової похибки той самий, що і при вимірюванні температур та теплових потоків на поверхні труби та середньоквадратичних пульсацій напруги і напруги в діагоналі мосту Уїтстона. Тому результати цих вимірів дублювались. Похибка інших вимірів визначалась головним чином систематичними помилками, обумовленими похибкою приладу і недосконалістю методу виміру. Виміри геометричних характеристик ребристих труб  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $h$ ,  $L$ ,  $\delta'$ ,  $s_p$ , а також вхідного сопла  $d_c$ , здійснювались штангенциркулем з ціною поділки 0,1 мм з похибкою  $\pm 0,05$  мм. Вимірювання товщини ребра  $\delta_p$  здійснювалось за допомогою мікрометра з ціною поділки 0,01 мм з похибкою  $\pm 0,005$  мм. Геометричні розміри робочої ділянки  $A$ ,  $B_p$  вимірювались лінійкою з ціною поділки 1 мм з похибкою  $\pm 0,5$  мм.

Похибка визначення температур поверхні труби-калориметра складалась з похибки виміру е.р.с., похибки градувальної характеристики і похибки градуювання термопар та ПТП. Похибка градуювання термопар, яке було здійснено калібрувальною службою ДП «Укрметртестстандарт» згідно [118], не перевищувала  $\pm 0,1$  К. Похибка градуювання ПТП відповідно до [87] не перевищує  $\pm 4$  %.

Е.р.с термопар та ПТП, розташованих на поверхні труби-калориметра вимірювалась за допомогою модуля реєстрації сигналів термопар Triton 6004ТС. Абсолютна похибка вимірювання е.р.с.  $e$  з урахуванням похибки Triton 6004ТС  $\Delta_{Tr}$  визначалась за допомогою виразу [113]

$$\Delta e = \pm \sqrt{t_p^2(j) \cdot \Delta S_e^2 + \left(\frac{k_p}{3}\right)^2 \cdot \Delta_{Tr}^2}, \quad (2.46)$$

де  $t_p(n)$  - коефіцієнт Стюдента, що для надійності  $p$ , прийнятій 0,95 і числа проведених вимірювань  $n \geq 100$ , приймався  $t_{0,95}(100) = 1,98$ , а коефіцієнт  $k_p \equiv t_p(\infty) = t_{0,95}(\infty) = 1,96$ ;  $\Delta S_e$  - середньоквадратична похибка серії вимірів

$$\Delta S_e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta e_i)^2}{(n-1) \cdot n}}, \quad (2.47)$$

де  $\Delta e_i$  - абсолютна похибка  $i$ -го виміру;

$\Delta_{Tr}$  - абсолютна похибка Triton 6004ТС

$$\Delta_{Tr} = \frac{D}{k_y \cdot 2^k}, \quad (2.48)$$

де  $D = \pm 20 \text{ mV}$  - робочий діапазон вимірювань;  $k_y = 1$  - коефіцієнт підсилення;  $k = 16 \text{ bit}$  - розрядність АЦП Triton 6004ТС [91].

Вимірювання статичних тисків і динамічного напору; потужності електричного струму, що подавався на нагрівач; середньоквадратичних пульсацій напруги та напруги в діагоналі мосту Уїтстона дублювались, а їх похибки визначались в залежності від класу точності вимірювальних

приладів і обраних меж вимірювання за залежностями (2.46) - (2.47) в які замість  $\Delta_{Tr}$  підставлялось значення

$$\Delta = \frac{k \cdot M}{100}, \quad (2.49)$$

де  $k$  - клас точності приладу;  $M$  - верхня межа вимірювання.

При цьому коефіцієнт Стюдента для надійності  $p = 0,95$  і числа проведених вимірювань  $n = 2$  приймався  $t_{0,95}(2) = 12,71$  [113].

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  $\pm 1\%$  [119].

Результати оцінки похибок прямих вимірювань для експериментів з дослідження середньоповерхневого теплообміну та аеродинамічного опору наведені в табл. 2.3.

Величини, що визначаються непрямо обчислювались за результатами прямих вимірів. В даній роботі до таких величин відносяться коефіцієнти теплообміну  $\alpha_i$ , швидкості повітря  $U_i$ , ступінь турбулентності  $Tu$ , та числа подібності  $Re$ ,  $Nu$ ,  $Eu$ . Похибки їх визначення розраховувались за значеннями похибок прямих вимірювань відповідно до [113] за залежністю

$$\Delta f(x_i) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \Delta x_i^2}, \quad (2.50)$$

де  $x_i$  - незалежні величини прямих вимірювань від яких залежить величина  $f$ , що визначається непрямо;  $\Delta x_i$  - абсолютні похибки вимірювання величин  $x_i$ .

Таблиця 2.3 – Похибки прямих вимірювань

Режим	$k^*$	Межа вимірювання	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
Температура повітря $T_{п}, K$					
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	—	—	23,5+273,15	$\pm 0,257$	—
$Re \approx 48 \cdot 10^3$	—	—	24,3+273,15	$\pm 0,261$	—
Потужність, що розсіювалась нагрівачем труби-калориметра $Q, Вт$					
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	1,0	400	304	$\pm 4$	$\pm 1,3 \%$
$Re \approx 48 \cdot 10^3$		400	400	$\pm 4$	$\pm 1,0 \%$
Середня температура ребра $\bar{T}, K$					
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	—	—	58,9+273,15	$\pm 0,13$	—
$Re \approx 48 \cdot 10^3$	—	—	36,7+273,15	$\pm 0,13$	—
Середня температура труби $\bar{T}_{ст}, K$					
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	—	—	87,2+273,15	$\pm 0,13$	—
$Re \approx 48 \cdot 10^3$	—	—	65,5+273,15	$\pm 0,13$	—
Динамічний напір у вихідному перетині сопла $\Delta P_c, Па$					
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	1,0	100	31,4	$\pm 1$	$\pm 3,2 \%$
$Re \approx 48 \cdot 10^3$		800	753,4	$\pm 8$	$\pm 1,04 \%$
$Re \approx 12,7 \cdot 10^3$		100	49	$\pm 1$	$\pm 2,0 \%$
$Re \approx 87,2 \cdot 10^3$		2400	2288	$\pm 24$	$\pm 1,03 \%$
Перепад статичних тисків $\Delta P_{ст}, Па$					
$Re \approx 12,7 \cdot 10^3$	1,0	100	14,1	$\pm 1$	$\pm 7,0 \%$
$Re \approx 87,2 \cdot 10^3$		600	511,2	$\pm 6$	$\pm 1,15 \%$

\*  $k$  – клас точності приладу.

Результати розрахунку похибок непрямих вимірювань для експериментів з дослідження середньповерхневого теплообміну та аеродинамічного опору наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Похибки непрямих вимірювань

Формула або режим	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1	2	3	4
Швидкість у вихідному перетині сопла $U_c$ , м/с (2.6)			
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	7,32	$\pm 0,25$	$\pm 3,46 \%$
$Re \approx 48 \cdot 10^3$	35,87	$\pm 0,646$	$\pm 1,8 \%$
$Re \approx 12,7 \cdot 10^3$	9,06	$\pm 0,227$	$\pm 2,5 \%$
$Re \approx 87,2 \cdot 10^3$	61,84	$\pm 1,13$	$\pm 1,83 \%$
Площа поперечного перетину сопла $F_c \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup>			
$F_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$	4417,73	$\pm 4,15$	$\pm 0,094 \%$
Площа поперечного перетину робочої ділянки $F_p \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup>			
$F_p = A \cdot B_p$	12070	$\pm 91,73$	$\pm 0,76 \%$
Площа живого перетину робочої ділянки $F \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup>			
$F = F_p - (d_1 A + 2(h - \delta_{пр})\delta_p z)$	7951,5	$\pm 131,2$	$\pm 1,65 \%$
Швидкість потоку в робочій ділянці $U_0$ , м/с (2.7)			
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	2,68	$\pm 0,095$	$\pm 3,54 \%$
$Re \approx 48 \cdot 10^3$	13,13	$\pm 0,257$	$\pm 1,96 \%$
$Re \approx 12,7 \cdot 10^3$	3,32	$\pm 0,087$	$\pm 2,61 \%$
$Re \approx 87,2 \cdot 10^3$	22,63	$\pm 0,448$	$\pm 1,98 \%$
Розрахункова швидкість потоку $U$ , м/с (2.7)			
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	4,08	$\pm 0,156$	$\pm 3,83 \%$
$Re \approx 48 \cdot 10^3$	19,94	$\pm 0,487$	$\pm 2,44 \%$
$Re \approx 12,7 \cdot 10^3$	5,13	$\pm 0,136$	$\pm 2,65 \%$
$Re \approx 87,2 \cdot 10^3$	35,03	$\pm 0,711$	$\pm 2,03 \%$

Продовження табл. 2.4

1	2	3	4
Число Рейнольдса $Re$ (2.14)			
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	9975	$\pm 398$	$\pm 3,99 \%$
$Re \approx 48 \cdot 10^3$	47848	$\pm 1278,3$	$\pm 2,67 \%$
$Re \approx 12,7 \cdot 10^3$	12715	$\pm 367,5$	$\pm 2,89 \%$
$Re \approx 87,2 \cdot 10^3$	87179	$\pm 2040$	$\pm 2,34 \%$
Число Ейлера $Eu$ (2.26)			
$Re \approx 12,7 \cdot 10^3$	0,3519	$\pm 0,0366$	$\pm 10,39 \%$
$Re \approx 87,2 \cdot 10^3$	0,2276	$\pm 0,0089$	$\pm 3,93 \%$
Поверхня неоребреної труби, $H_r \cdot 10^{-6}$ , $m^2$			
(2.1)	17949,49	$\pm 25,13$	$\pm 0,14 \%$
Поверхня неоребреної частини оребреної труби $H'_r \cdot 10^{-6}$ , $m^2$			
(2.2)	15360,81	$\pm 224,27$	$\pm 1,46 \%$
Поверхня ребер $H_p \cdot 10^{-6}$ , $m^2$			
(2.3)	234482,06	$3446,89 \pm$	$\pm 1,47 \%$
Повна поверхня труби $H \cdot 10^{-6}$ , $m^2$			
(2.4)	249842,88	$\pm 5171,75$	$\pm 2,07 \%$
Коефіцієнт оребрення $\psi$			
(2.5)	13,92	$\pm 0,29$	$\pm 2,08 \%$
Різниця температур $(\bar{T} - T_n)$ , $K$			
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	35,4	$\pm 0,29$	$\pm 0,82 \%$
$Re \approx 48 \cdot 10^3$	12,4	$\pm 0,29$	$\pm 2,35 \%$
Різниця температур $(\bar{T}_{ст} - T_n)$ , $K$			
$Re \approx 10 \cdot 10^3$	63,7	$\pm 0,29$	$\pm 0,45 \%$
$Re \approx 48 \cdot 10^3$	41,2	$\pm 0,29$	$\pm 0,71 \%$



Продовження табл. 2.4

1	2	3	4
Середній конвективний коефіцієнт теплообміну $\bar{\alpha}$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К) (2.8)			
Re ≈ 10 · 10 <sup>3</sup>	34,34	± 0,89	± 2,59 %
Re ≈ 48 · 10 <sup>3</sup>	123,55	± 4,08	± 3,3 %
Приведений коефіцієнт теплообміну $\alpha_{пр}$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К) (2.9)			
Re ≈ 10 · 10 <sup>3</sup>	19,03	± 0,48	± 2,5 %
Re ≈ 48 · 10 <sup>3</sup>	37,33	± 0,9	± 2,42 %
Коефіцієнт ефективності ребра $E$ (2.12)			
Re ≈ 10 · 10 <sup>3</sup>	0,54	± 0,025	± 4,64 %
Re ≈ 48 · 10 <sup>3</sup>	0,26	± 0,013	± 5,04 %
Число Нуссельта Nu (2.13)			
Re ≈ 10 · 10 <sup>3</sup>	49,06	± 1,38	± 2,81 %
Re ≈ 48 · 10 <sup>3</sup>	177,36	± 6,16	± 3,48 %

Відносна похибка визначеного за (2.16) локального коефіцієнта теплообміну розрахована за методикою (2.46) - (2.50), з урахуванням паспортної похибки ПТП ( $\leq 4\%$  [87]), у всьому дослідженому діапазоні режимних параметрів склала  $\delta_{\alpha} \leq 4,12\%$ .

Сумарні розрахункові похибки вимірювання гідродинамічних характеристик потоку (локальних осереднених у часі швидкостей та їх пульсацій) при проведенні термоанемометричних експериментів визначались на основі оцінки похибок окремих складових залежностей (2.28), (2.29) за співвідношеннями:

$$\delta_u = \sqrt{\delta_E^2 + \delta_{E_0}^2 + \delta_{u(\text{ТПП})}^2 + \delta_{R_w}^2} = \sqrt{0,2^2 + 0,92^2 + 1,8^2 + 0,3^2} = 2,1\%; \quad (2.51)$$

$$\begin{aligned} \delta_{u'} &= \sqrt{\delta_E^2 + \delta_{E_0}^2 + \delta_{u(\text{ТПП})}^2 + \delta_{R_w}^2 + \delta_{e'}^2} = \\ &= \sqrt{0,2^2 + 0,92^2 + 1,8^2 + 0,3^2 + 4^2} = 4,5\% \end{aligned} \quad (2.52)$$

де  $\delta_E = 0,2\%$  - відносна похибка вимірювання напруги, що знімається з діагоналі мосту термоанемометра;  $\delta_{E_0} = 0,92\%$  - відносна похибка визначення квадрату фіктивної напруги, що відповідає нульовій швидкості потоку (визначається середньоквадратичним відхиленням градуювальної характеристики датчика термоанемометра);  $\delta_{u(\text{тип})} = 1,8\%$  - середня відносна похибка визначення осередненої у часі швидкості потоку за допомогою трубки Піто-Прандтля під час проведення градуювання датчика при швидкостях потоку  $u = (10 - 35) \text{ м/с}$  ;  $\delta_{R_0} = \frac{\Delta_{R_0}}{R_0} \cdot 100 = \frac{0,05}{16,81} \cdot 100 = 0,3\%$  - відносна похибка вимірювання електричного опору датчика при  $T_0 = (20 + 273,15) \text{ К}$  ;  $\Delta_{R_0} = 0,05 \text{ Ом}$  - абсолютна похибка вимірювання електричного опору датчика;  $R_0 = \rho_e \frac{4l}{\pi d^2} = 5,5 \cdot 10^{-8} \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3}}{\pi (5 \cdot 10^{-6})^2} = 16,81 \text{ Ом}$  - електричний опір датчика термоанемометра при  $T_0 = (20 + 273,15) \text{ К}$  ;  $\rho_e = 5,5 \cdot 10^{-8} \text{ Ом} \cdot \text{м}$  - питомий електричний опір вольфраму при  $T_0 = (20 + 273,15) \text{ К}$  [120];  $l = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  - довжина нитки датчика;  $d = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$  - діаметр нитки датчика;  $\delta_{e'} = 4\%$  - середня відносна похибка вимірювання пульсацій напруги в діагоналі мосту термоанемометра, оцінена на основі статистичного аналізу за залежностями типу (2.46), (2.47).

### 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ ОРЕБРЕНИХ ПЛОСКО-ОВАЛЬНИХ ТРУБ ТА СТРУКТУРИ ТЕЧІЇ В МІЖРЕБЕРНИХ КАНАЛАХ

#### 3.1 Аеродинамічний опір

##### 3.1.1 Аналіз і узагальнення експериментальних даних

Експериментальні дослідження аеродинамічного опору труб плоско-овального профілю з неповним поперечним орєбренням проведені в діапазоні чисел Рейнольдса  $Re = (10 - 90) \cdot 10^3$ . Він охоплює найбільш розповсюджений інтервал швидкостей газових теплоносіїв в енергетичному обладнанні ( $U = (4 - 38)$  м/с).

На рис. 3.1 представлена верифікація методики CFD-моделювання за результатами експериментального дослідження аеродинамічного опору моделі № 1 (табл. 2.1) в порівнянні з результатами CFD-моделювання моделі з такими ж геометричними характеристиками (№ 4, табл. 2.1).

Отримані дані свідчать про доцільність узагальнення результатів в класичному вигляді степеневою залежністю виду

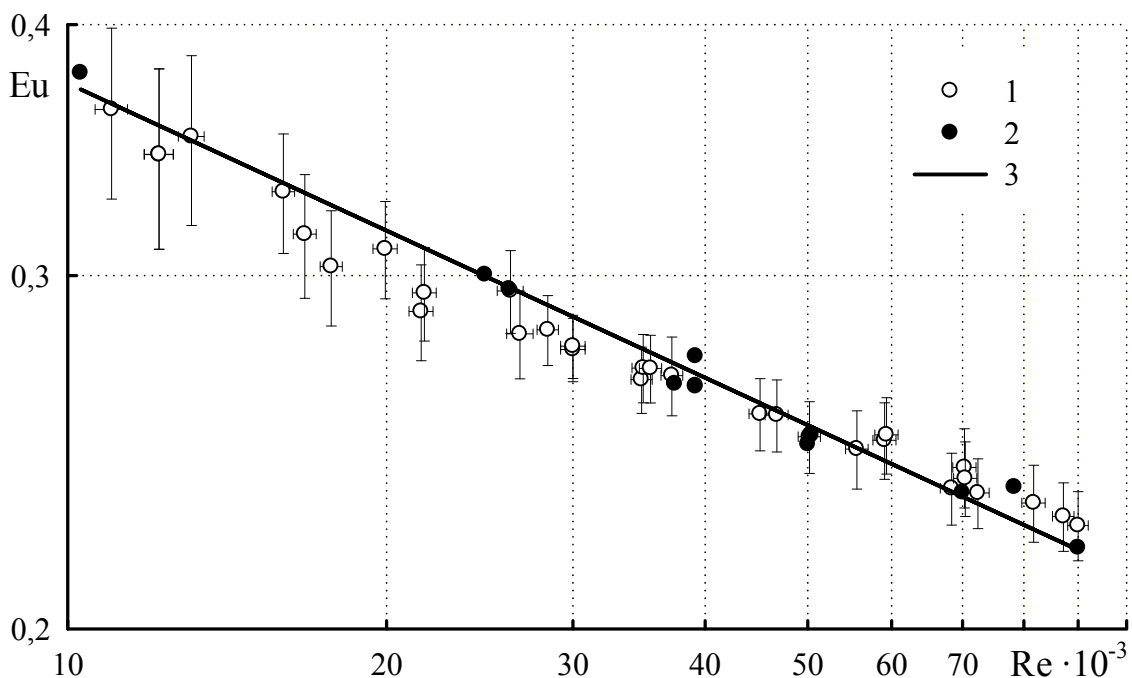
$$Eu = C_a Re^{-n}. \quad (3.1)$$

Математична обробка дозволила узагальнити отримані дані у вигляді (3.1) залежністю

$$Eu = 3,5222 Re^{-0,2435}, \quad (3.2)$$

яка описує як експериментальні результати, так і дані CFD-моделювання з точністю  $\pm 8$  %.

Також на рис. 3.1 (ряд 4) наведені відхилення експериментальних даних, які визначаються похибками методу дослідження і розраховані в підрозділі 2.4. Видно, що отримана апроксимуюча залежність (3.2) описує експериментальні дані в межах похибок їх визначення. Ряд 5 (рис. 3.1) ілюструє відхилення результатів CFD-моделювання від апроксимуючої залежності (3.2), величина яких не перевищує  $\pm 4\%$ , що є прийнятним критерієм верифікації CFD-моделі [121 – 123].

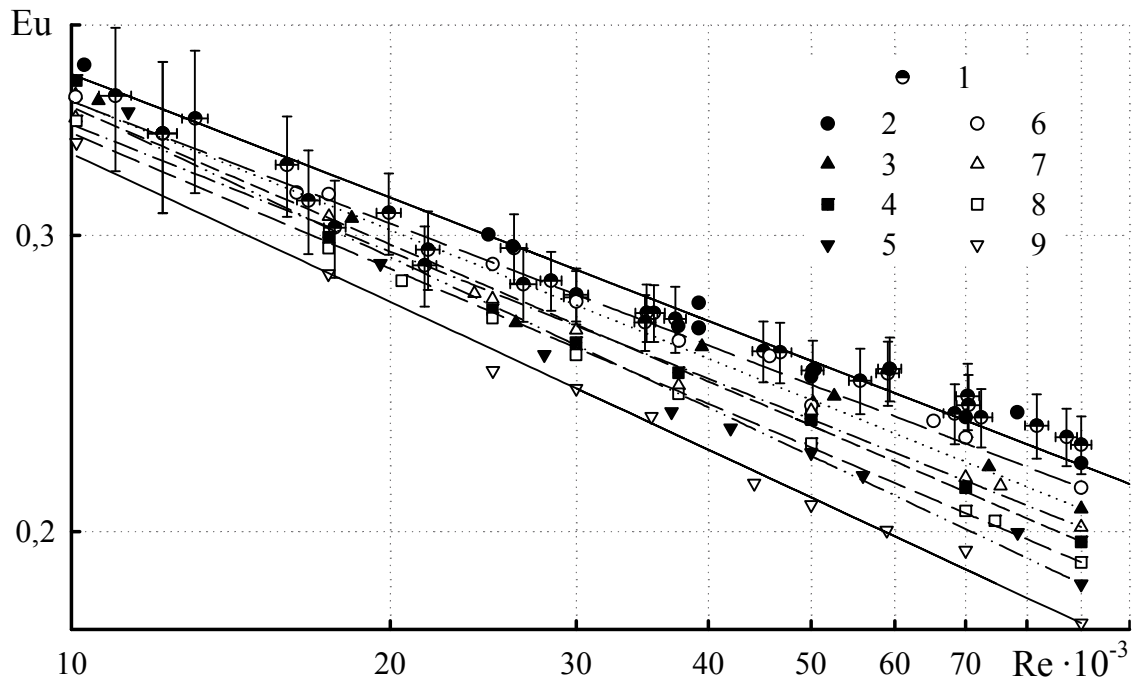


1 – експеримент; 2 – CFD-моделювання; 3 – залежність (3.2);

Рисунок 3.1 – Верифікація методики CFD-моделювання за результатами аеродинамічного опору

Таким чином, обрана методика CFD-моделювання аеродинамічного опору плоско-овальних труб з неповним оребренням при їх обтіканні поперечним потоком повітря дозволяє проводити дослідження та узагальнювати отримані результати з відхиленням, величина якого не перевищує похибки визначення аеродинамічного опору апробованими [15, 72, 124 – 129] та нормативними [130] експериментальними методами.

Результати дослідження аеродинамічного опору методом CFD-моделювання для восьми моделей плоско-овальних труб з неповним поперечним орєбренням (№ 4 – 11, табл. 2.1) представлені на рис. 3.2



1 – експеримент, модель № 1;

2 – 9 – CFD-моделювання, моделі № 4 – 11

Рисунок 3.2 – Залежності  $Eu = f(Re)$  для досліджених моделей

Дані представлені на рис. 3.2 свідчать про зниження аеродинамічного опору при фіксованій відстані від крайки ребра до стінки каналу  $B_1$  та зменшенні відносного видовження профілю труби, що несе орєбрення  $d_2/d_1$ , а також при зменшенні висоти ребер  $h$  при фіксованих значеннях відносного видовження профілю труби, що несе орєбрення  $d_2/d_1$  та відстані від крайки ребра до стінки каналу  $B_1$ . Дані по зниженню аеродинамічного опору в дослідженому діапазоні чисел  $Re$  зведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Зниження аеродинамічного опору досліджених моделей

№ моделі (табл. 2.1)		1, 4	5	6	7	8	9	10	11
Відносно моделей № 1 – 4 , %	min	0	3,8	4,7	5,2	3,1	7,1	8,4	11,6
	max		6,2	11,1	17,6	3,8	8,9	14,2	24,1
Відносно моделі № 8, %	min	–	–	–	–	0	4,0	5,3	7,5
	max						5,1	10,4	20,3

З рис. 3.2 також видно, що аеродинамічний опір всіх досліджених моделей з достатньою точністю описується степеневими залежностями виду (3.1). При цьому значення коефіцієнта  $C_a$  та показника степені  $n$  варіюються як при зменшенні висоти ребер  $h$ , так і при зміні значень відносного видовження профілю труби, що несе оребріння  $d_2/d_1$ , при фіксованій відстані від крайки ребра до стінки каналу  $B_1$ . Тобто параметрами в залежності для розрахунку аеродинамічного опору плоско-овальних труб з неповним поперечним оребрінням є їх геометричні характеристики та ступінь перекриття поперечного перетину каналу.

При узагальненні експериментальних даних та результатів CFD-моделювання аеродинамічного опору плоско-овальних труб з неповним поперечним оребрінням були враховані рекомендації робіт [131, 132] щодо доцільності використання в якості основного параметра, який враховує геометрію розвинених поверхонь та ступінь перекриття поперечного перетину каналу, приведеної поверхні  $H/F$ , яка визначається як відношення площі теплообмінної поверхні до площі прохідного („живого”) перетину каналу.

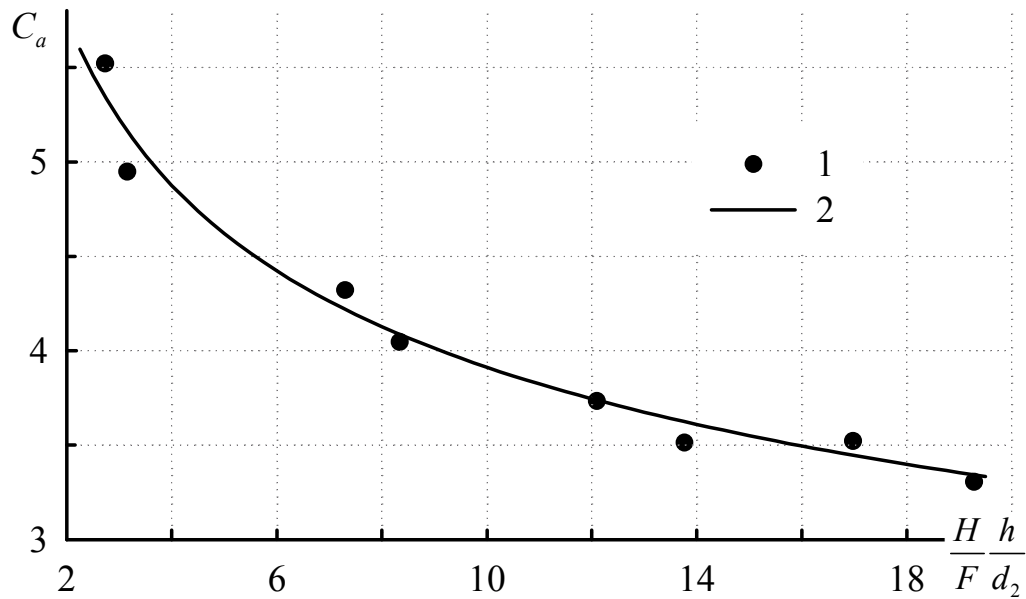
При аналізі значень коефіцієнта  $C_a$  та показника степені  $n$  в формулі типу (3.1) виявлена їх залежність від значення приведеної поверхні  $H/F$  спільно з величиною відношення висоти ребра до повздовжнього розміру труби, що несе оребрення  $h/d_2$ .

В табл. 3.2 представлені дослідні значення показника степені  $n$  і коефіцієнта  $C_a$  залежності (3.1) для всіх досліджених моделей отримані при математичній обробці даних рис. 3.2.

Таблиця 3.2 – Дослідні значення  $C_a$  і  $n$  в залежності типу (3.1)

Номер моделі (табл. 2.1)	$H/F$	$h/d_2$	$C_a$	$n$
1	31,83	0,533	3,5222	0,2435
4				
5	30,98	0,39	3,732	0,2538
6	29,47	0,248	4,3209	0,2706
7	26,06	0,105	5,52	0,2971
8	26,17	0,737	3,3038	0,2406
9	25,52	0,539	3,5133	0,2507
10	24,37	0,342	4,0455	0,2673
11	21,76	0,145	4,9474	0,2922

При математичній обробці експериментальних даних була виявлена закономірність зміни коефіцієнта  $C_a$  в залежності типу (3.1) від приведеної довжини поверхні  $H/F$  та відношення  $h/d_2$  представлена на рис. 3.3.



1 – дослідні дані; 2 – залежність (3.3)

Рисунок 3.3 – Залежність коефіцієнта  $C_a$  в формулі (3.3) від

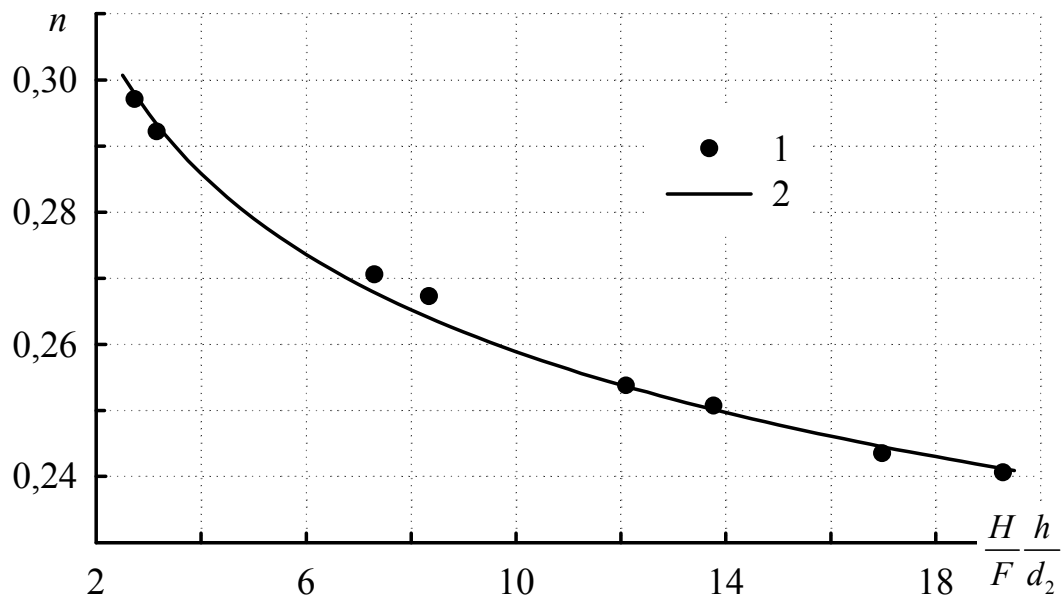
комплекса  $\frac{H h}{F d_2}$

Отримана залежність має степеневий характер і з точністю  $R^2 = 0,9778$  описується рівнянням

$$C_a = 6,8 \left( \frac{H h}{F d_2} \right)^{-0,24} \quad (3.3)$$

Математична обробка експериментальних даних дозволила виявити закономірність зміни показника степені  $n$  в залежності типу (3.1) від комплексу  $\frac{H h}{F d_2}$  показану на рис. 3.4.





1 – дослідні дані; 2 – залежність (3.4)

Рисунок 3.4 – Залежність показника степені  $n$  в формулі (3.1) від

$$\text{комплекса } \frac{H h}{F d_2}$$

Отримана залежність має степеневий характер і з точністю  $R^2 = 0,9936$  описується рівнянням

$$n = 0,332 \left( \frac{H h}{F d_2} \right)^{-0,108} . \quad (3.4)$$

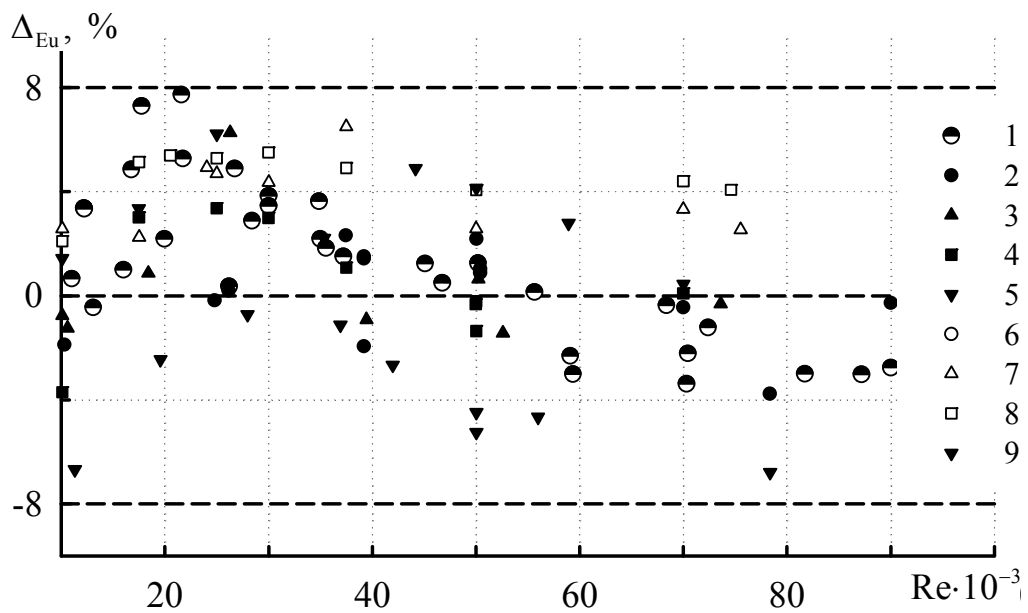
Таким чином, з урахуванням (3.3), (3.4), узагальнююча залежність для розрахунку аеродинамічного опору плоско-овальних труб з неповним поперечним орєбренням має вигляд

$$Eu = 6,8 \left( \frac{H h}{F d_2} \right)^{-0,24} Re^{-0,332 \left( \frac{H h}{F d_2} \right)^{-0,108}} . \quad (3.5)$$

Оцінка точності залежності (3.5) проводилась шляхом співставлення дослідних (експериментальних та CFD) значень чисел Ейлера  $Eu_d$  з розрахунковими  $Eu_p$  для всіх моделей в діапазоні чисел Рейнольдса  $Re = (10 - 90) \cdot 10^3$  за залежністю

$$\Delta_{Eu} = \frac{Eu_p - Eu_d}{Eu_d} \cdot 100\% \quad (3.6)$$

Результати оцінювання точності залежності (3.5) представлені на рис. 3.5.



1 – експеримент, модель № 1;

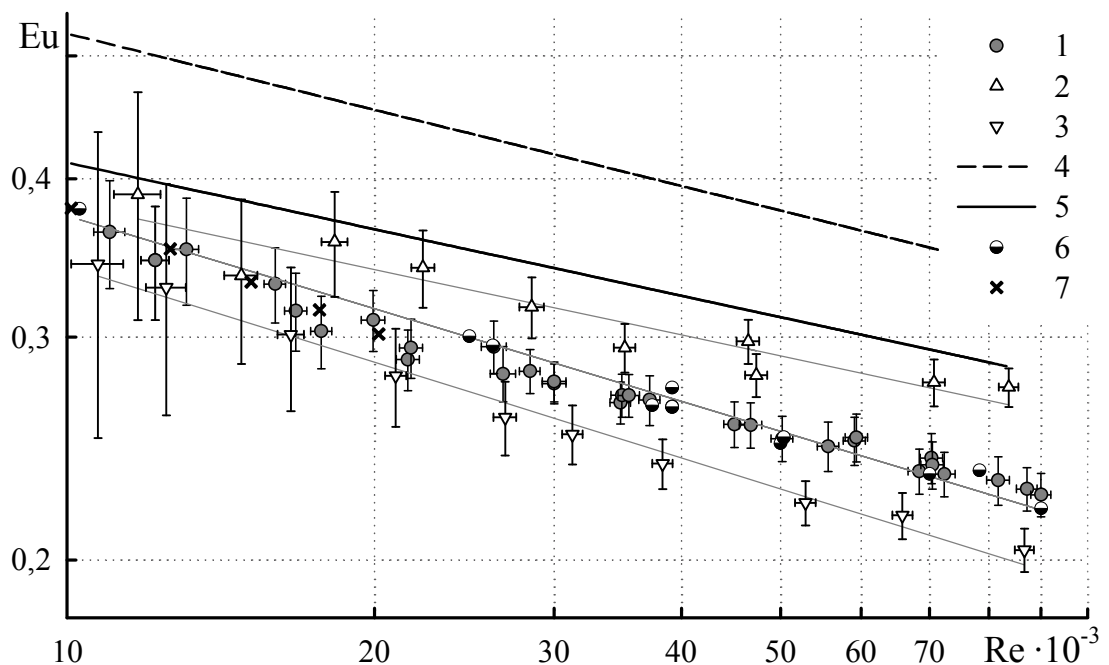
2 – 9 – CFD-моделювання, моделі № 4 – 11

Рисунок 3.5 – Відхилення розрахункових значень числа Ейлера  $Eu_p$  від дослідних  $Eu_d$

З рис. 3.5 видно, що похибка розрахунку аеродинамічного опору плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням по узагальнюючому рівнянню подібності (3.5) не перевищує  $\pm 8\%$ .

### 3.1.2 Порівняння результатів з аеродинамічним опором інших типів трубних поверхонь та з даними інших авторів

На рис. 3.6 представлені результати експериментів з визначення аеродинамічного опору плоско-овальної труби № 1 (табл. 2.1) з неповним оребренням (ряд 1) в порівнянні з аеродинамічними опорами близьких до неї за конфігурацією повністю оребрених трубчастих поверхонь. Геометричні характеристики труб, що були прийняті для порівняння, наведені в табл. 3.3.



1 – 3 – експеримент (табл. 3.3); 4 – розрахунок за [15],  $\psi = 32$ ,  $s_1/s_2 \rightarrow 0$ ,  $z_2 = 1$ , круглоребристі труби; 5 – розрахунок за [15],  $\psi = 14$ ,  $s_1/s_2 \rightarrow 0$ ,  $z_2 = 1$ , круглоребристі труби; 6 – CFD-моделювання, модель № 4, табл. 2.1 (№ 1, табл. 3.3); 7 – дані [133],  $\psi = 14,2$ ,  $s_1/s_2 = 1,317$ ,  $z_2 = 1$ , коридорний пакет.

Рисунок 3.6 – Залежності  $Eu = f(Re)$  для різних типів трубних поверхонь

Ряд 2 (рис. 3.6) показує залежність аеродинамічного опору від числа Рейнольдса для моделі № 1 (рис. 2.2, табл. 2.1) при її повороті на кут  $\varphi \approx \pi/20$  відносно потоку повітря. При такій незначній зміні кута атаки відбувається зростання аеродинамічного опору плоско-овальної труби з неповним поперечним оребренням на (16 – 28) %.

Таблиця 3.3 – Геометричні характеристики труб, прийнятих для порівняння

№ (рис. 3.1)	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$h$ , мм	$L$ , мм	$\Psi$	$\varphi$ , рад	Тип труби
1	38	105	56	140	13,9	–	Модель № 1,
2	38	105	56	140	13,9	$\pi/20$	
3	38	105	56	140	15	–	рис. 2.10, б
4	38	–	56	–	$\sim 32$	–	Кругло- ребристі
5	38	–	32	–	$\sim 14$	–	
7	15	42	23	55,5	15,16	–	Натурні труби [133]

На рис. 3.6 наведені також експериментальні дані, які характеризують зміну аеродинамічного опору в залежності від числа Рейнольдса (ряд 3) та апроксимуюча крива для плоско-овальної труби з повним оребренням (рис. 2.10, б). Порівняння отриманих даних показує, що аеродинамічний опір таких труб на (10 – 11) % нижчий за опір труби з неповним оребренням. Експериментальні дослідження аеродинамічного опору для цих типів труб проведені в однакових умовах, зокрема, при однаковому захараченні каналу та однакових міделевих перетинах труб.

Більший аеродинамічний опір плоско-овальної труби з неповним оребренням в порівнянні з повністю оребреною трубою пояснюється більш складними процесами обтікання такого профілю, так як витрачається більша

кількість енергії при проходженні потоку крізь поверхню внаслідок перехресної взаємодії потоку, який рухається з порожнини в неоребрений лобовій частині труби та потоку, який рухається в міжреберному каналі. Факт такої взаємодії підтверджується експериментами з візуалізації течії на поверхні ребер і розподілами швидкостей та їх пульсацій в міжреберному каналі поблизу передньої частини труби (підрозділи 3.2, 3.4).

Для порівняння отриманих результатів з опором круглоребристих труб, на рис. 3.6 нанесені криві розраховані за [15]. Ряд 4 ілюструє опір круглоребристих труб зі співпадаючими з дослідженими трубами основними геометричними характеристиками і, відповідно ступенем перекриття поперечного перетину каналу; при цьому коефіцієнт оребрення круглоребристих труб сягає значення  $\psi \approx 32$ . Ряд 5 показує аеродинамічний опір круглоребристих труб з близьким до досліджених плоско-овальних з неповним оребренням коефіцієнтом оребрення  $\psi \approx 14$  (висота ребра  $h = 32$  мм). Співставлення даних для труб № 1, 4, 5 (табл. 3.3) підтверджує висновки роботи [133] в тому, що плоско-овальні труби з неповним оребренням спричиняють менший опір в порівнянні з круглоребристими. Так при коефіцієнті оребрення  $\psi \approx 14$ , зменшення опору складає (25 – 30) %, а в порівнянні з круглоребристою трубою з однаковим захараченням каналу (при  $\psi \approx 32$ ), аеродинамічний опір на (50 – 55) % нижчий.

На рис. 3.6 наведені також дані роботи [133] для коридорного пакету ( $s_1/s_2 = 1,317$ ) натурних плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням при  $\psi = 14,2$ . Видно, що отримані результати достатньо точно корелюються з даними інших авторів для близьких конфігурацій теплообмінних поверхонь (пакетів плоско-овальних труб з неповним оребренням).

### 3.2 Візуалізація течії

Гідродинамічна картина течії на поверхні ребристих труб в значній мірі визначає особливості їх середньоповерхневого і локального теплообміну. Для більш глибокого уявлення про особливості процесів переносу на поверхнях плоско-овальних труб з поперечним оребренням було проведено дослідження з візуалізації картини їх обтікання і порівняння її з картиною обтікання інших типів розвинених поверхонь [134, 135].

Вибраний метод дослідження дозволив отримати найбільш чіткі і контрастні картини течії при швидкостях потоку в «живому» перетині моделей  $U = (7...20)$  м/с, що відповідає діапазону чисел Рейнольдса  $Re = (17,5...50) \cdot 10^3$ .

#### 3.2.1 Течія на поверхні повністю оребреної плоско-овальної труби

Найбільш чітка і контрастна картина візуалізації течії на поверхні повністю оребреної плоско-овальної труби (рис. 2.10, б) отримана при  $U = 15$  м/с ( $Re = 37,4 \cdot 10^3$ ) показана на рис. 3.7.

Як видно з рис. 3.7 картина течії на поверхні ребра може бути умовно розділена по висоті ребра на дві приблизно рівні частини: периферійну і прилеглу до стінки труби, що несе оребрення.

У периферійних частинах ребра простежуються п'ять характерних областей [136]. Область 1 представляє собою темну витягнуту вздовж крайки ребра смугу, яка свідчить про утворення відриву потоку при її обтіканні. Велика кількість сажі біля кута ребра пов'язана з наявністю градієнта тиску вздовж передньої його крайки. Отримана довжина області відриву добре узгоджується з розрахованою згідно з рекомендаціями [137].

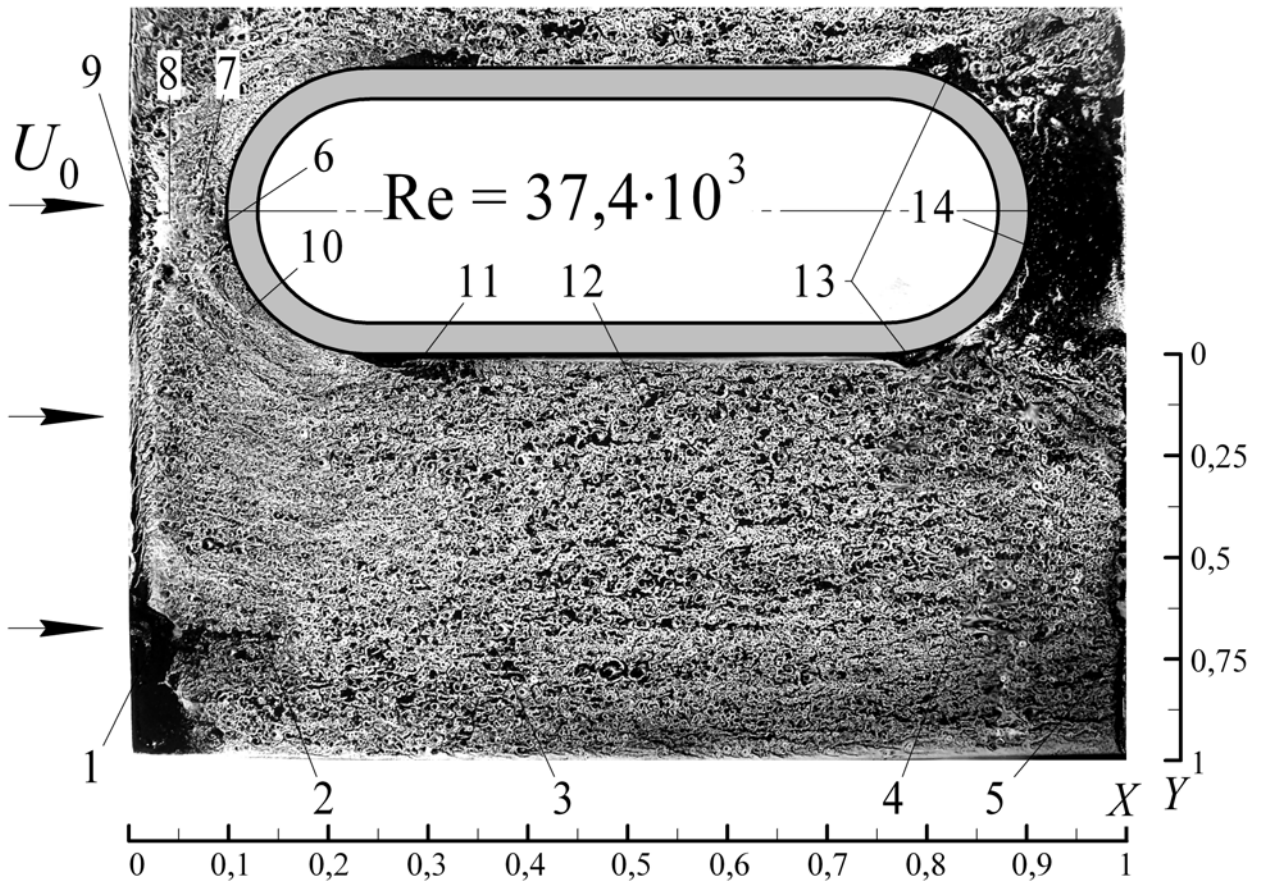


Рисунок 3.7 – Візуалізація течії на поверхні ребра повністю оребреної плоско-овальної труби

За областю відриву 1 розташовується область 2, для якої характерна дрібномасштабна вихорова структура, що свідчить про утворення при  $Tu_{\infty} > 0$  псевдоламінарного пограничного шару. На відміну від ламінарного пограничного шару, який розвивається при  $Tu_{\infty} = 0$ , у псевдоламінарному пограничному шарі існують збурення різної природи, викликані в даному випадку відривом і зовнішньою турбулентністю [47, 138].

За областю 2 розвивається область 3 ламінарно-турбулентного переходу. Область 4, розташована за областю 3 ламінарно-турбулентного переходу, і являє собою область розвитку турбулентного пограничного шару на поверхні ребра. Тут спостерігається укрупнення вихорів, що переміщуються вниз за потоком.

Вузька темна смуга 5 на кормовій частині ребра являє собою область зриву потоку із задньої гострої кромки ребра.

У прикореневій частині поверхні ребра повністю оребреної труби (рис. 3.7) характер течії в цілому відповідає особливостям течії на поверхні ребер круглих труб з шайбовим оребренням при відношенні висоти ребра до діаметра труби  $h/d = 0,4$  [15]. Головною особливістю течії в лобовій частині труби, що несе оребрення, є наявність складних тривимірних відривних циркуляційних течій, пов'язаних з розвитком пограничного шару на поверхні ребра, які визначають інтенсивність процесів перенесення на більшій частині поверхні ребристої труби. У цій області спостерігається система темних 6 і світлих 7 вигнутих смуг, які відповідають місцям відриву від поверхні ребра і приєднання до неї вторинних течій. Ближче до передньої крайки ребра спостерігаються треки 8, в яких вгадується зустрічний до основного потоку рух середовища. Коротка темна смуга 9 відповідає відриву при зустрічі основної і вторинної течій. По мірі віддалення від поздовжньої осі труби ця смуга трансформується в описану раніше область 1.

При розвитку течії вниз за потоком утворюється область 10 прискореного, внаслідок зменшення перетину каналу, потоку. В області міделевого перетину плоско-овальної труби прискорений потік відривається від профілю труби з утворенням вихорових пухирів 11, які в подальшому, внаслідок взаємодії з потоком, що рухається з фронту ребра, згортаються у вихорові джгути 12, що розвиваються в кутовій області між ребром і трубою, що несе оребрення, вздовж потоку до задньої частини труби. Біля задньої частини труби, що несе оребрення, в місці стикування її прямих і криволінійної частин, відбувається зрив потоку з поверхні профілю (14), що супроводжується, як показано нижче, деяким збільшенням статичного тиску. За криволінійною частиною труби, що несе оребрення, утворюється кормова вихорова область 15, яка характеризується низькими значеннями локальних швидкостей і, відповідно, низькою інтенсивністю теплообміну. Розміри цієї області менші за розміри кормової вихорової зони на поверхні круглоребристої труби [15], але все-таки досить значні (до 10 % поверхні ребра).



### 3.2.2 Течія на поверхні плоско-овальної труби з неповним поперечним оребренням

На рис. 3.8 приведені фотографії, що ілюструють картини течії на поверхні моделі плоско-овальної труби (№ 1, табл. 2.1; рис. 2.10, а) з неповним поперечним оребренням. Потік повітря направлений зліва направо.

З рис. 3.8 видно, що в дослідженому діапазоні чисел Рейнольдса картини течії носять якісно подібний характер. Чуттєвість використаного методу візуалізації течії залежить від таких факторів як: розмір частинок сажі, кількість нанесеної саже-газової суміші, її концентрація, швидкість газового потоку та час перебування моделі з нанесеною на її поверхню сумішшю в каналі аеродинамічної труби. Тому з отриманого масиву фотографій були відібрані найбільш чіткі та якісні показані на рис. 3.8, 3.9.

Картина течії на поверхні ребра плоско-овальної труби з неповним поперечним оребренням (рис. 3.9) так само, як і для повністю оребреної труби, може бути умовно розділена по висоті ребра на дві приблизно рівні частини: периферійну і прилеглу до стінки труби, що несе оребрення.

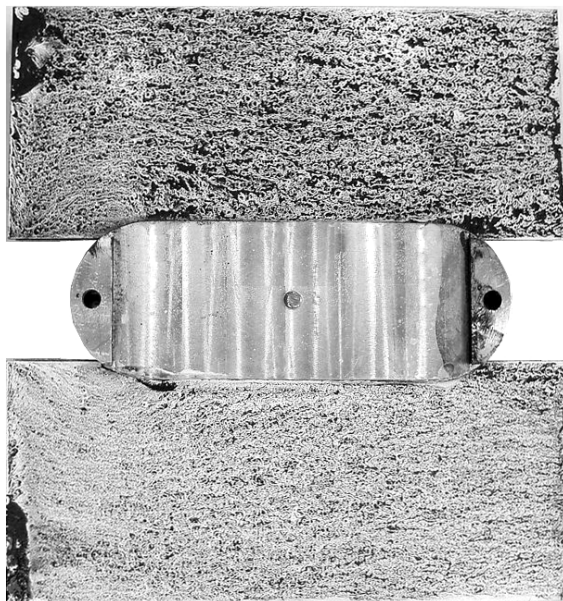
У периферійній частині ребра, як і для повністю оребреної плоско-овальної труби, наявні п'ять характерних областей течії (номери 1 – 5 на рис. 3.7, 3.9 співпадають).



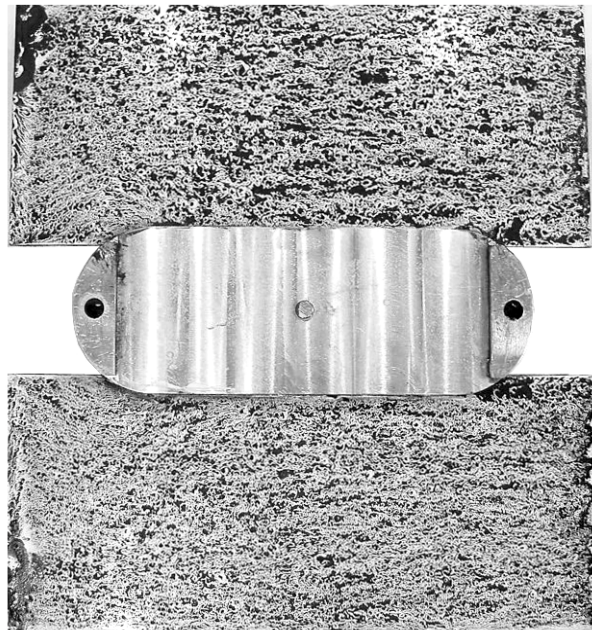
а –  $Re = 17,5 \cdot 10^3$



б –  $Re = 30 \cdot 10^3$

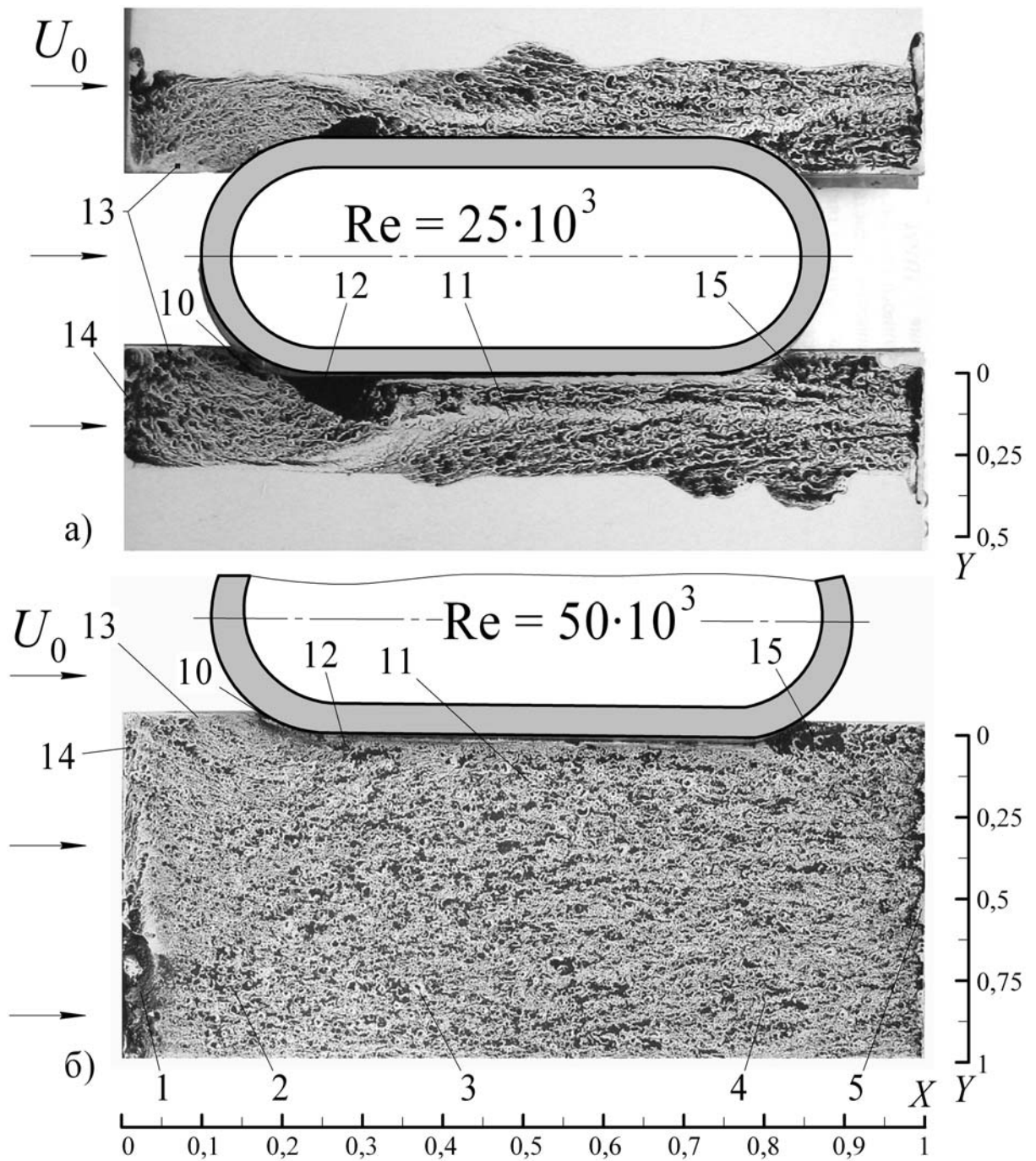


в –  $U = 15 \text{ м/с} \cdot Re = 37,4 \cdot 10^3$



г –  $U = 20 \text{ м/с} \cdot Re = 50 \cdot 10^3$

Рисунок 3.8 – Візуалізація течії на поверхні ребер плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням



а – при нанесенні саже-газової суміші тільки в прикореневій частині ребра; б – при нанесенні саже-газової суміші на всю поверхню ребра

Рисунок 3.9 – Візуалізація течії на поверхні ребра частково оребреної плоско-овальної труби

У передній частині пристінної області ребра труби з неповним оребренням (рис. 3.9, а, б) відсутня ділянка ребра перед лобовою частиною труби, що несе оребрення, яка вилучає можливість утворення розглянутих

вище складних тривимірних структур за винятком невеликих ділянок 10 примикання ребра до криволінійної частини поверхні плоско-овальної труби. Основний турбулізуючий ефект, який визначає рівень інтенсивності теплообміну, пов'язаний в цьому випадку з взаємодією потоку, що потрапляє в міжреберний простір з фронту ребра, і потоку, що потрапляє туди з вільного від ребер простору перед лобовою частиною труби, що несе ребрення, який є зоною підвищеного статичного тиску. Пересічні потоки утворюють інтенсивні вихорові структури у вигляді вихорових джгутів 11 (рис. 3.9, а, 3.10), що розвиваються вздовж прикореневої частини ребра. Тривимірність і турбулізація течії посилюються внаслідок взаємодії цих структур з пограничним шаром, який розвивається на трубці, що несе ребрення і відривом потоку від її поверхні з утворенням відривних пухирів 12 (рис. 3.10).

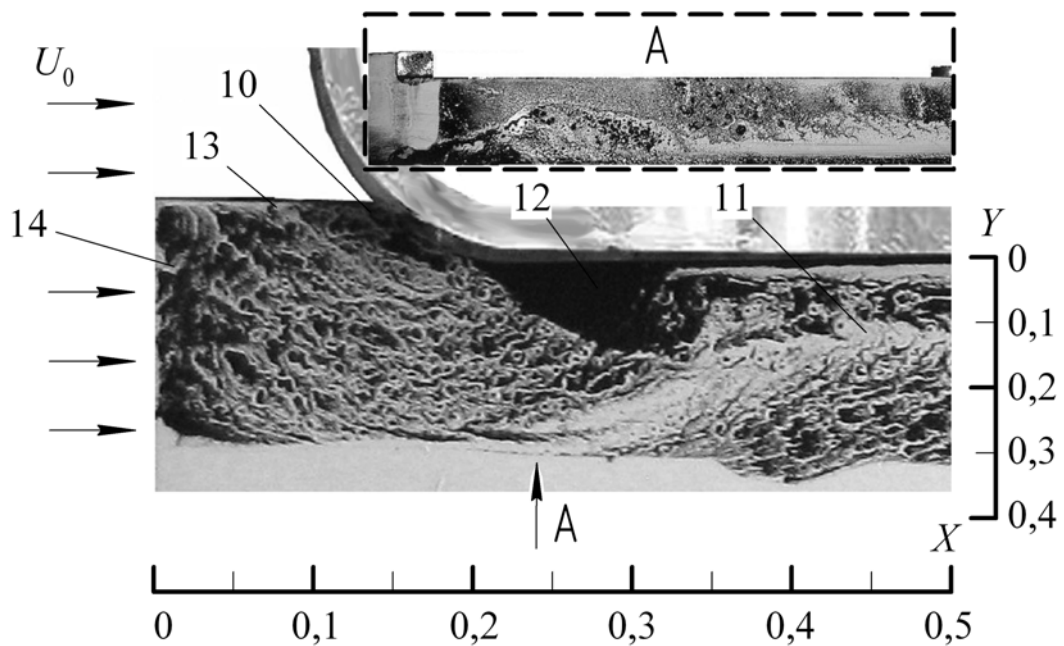


Рисунок 3.10 – Візуалізація течії в передній області лобової частини поверхні ребра частково ребреної плоско-овальної труби та в міжреберному просторі.  $Re = 25 \cdot 10^3$

Уявлення про розміри відривних пухирів дає рис. 3.10 отриманий при відсутності ребра розташованого над ребром на якому отримувалась

візуалізаційна картина (вдвічі збільшений крок ребер). Видно, що спостерігається винесення саже-газової суміші з поверхні ребра на стінку труби, що несе оребрення, а розмір пухиря по нормалі до ребра перевищує половину ширини міжреберного простору, що свідчить про наявність взаємодії між вихоровими структурами, які виникають на суміжних ребрах. Це, в свою чергу, призводить до додаткової турбулізації потоку в прикореневій частині міжреберного простору.

Турбулізації також сприяє генерація вихорів в прикореневій області 10 і на ділянках 13, 14 гострої крайки ребра. Про більш високий рівень збуреності потоку в міжреберному просторі неповністю оребреної труби свідчить також пізніший відрив потоку від поверхні труби в кормовій її частині 15 і менші розміри кормової циркуляційної зони в порівнянні з випадком повністю оребреної труби.

Більш детальне уявлення про описані вище особливості течії біля поверхні ребра та в міжреберному просторі взагалі дає рис. 3.11 який ілюструє картини ліній току в міжреберному просторі плоско-овальних оребрених труб отриманих в результаті CFD-моделювання [139, 140].

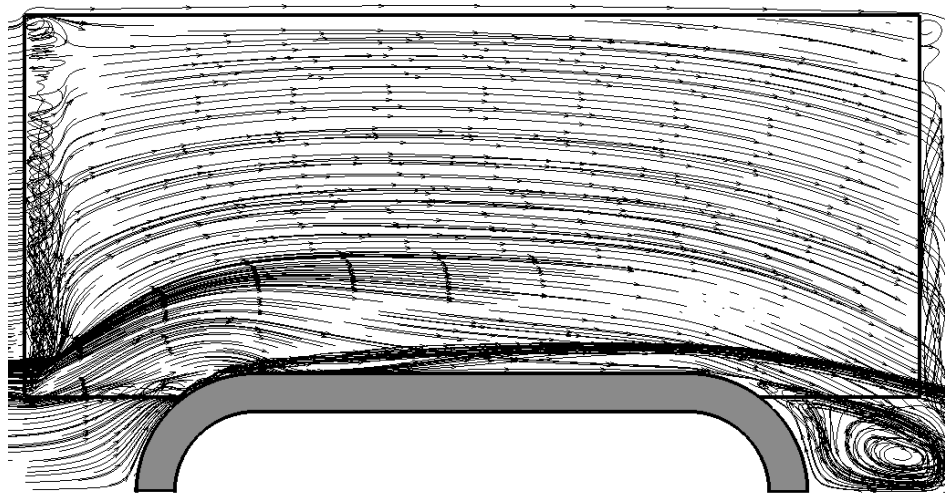
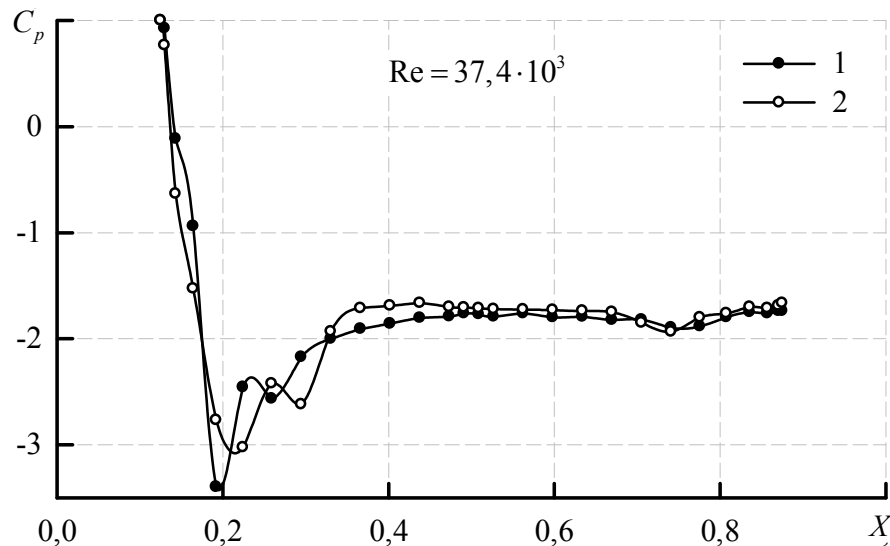


Рисунок 3.11 – Лінії току повітря в міжреберній порожнині

### 3.3 Розподіл статичних тисків

На рис. 3.12 представлені результати вимірювання розподілу статичних тисків по периметру плоско-овальної труби в центральній частині міжреберного каналу. Як видно дані з розподілу тиску по периметру плоско-овальних труб добре узгоджуються з результатами візуалізації. Представлені на графіку дані показують різку зміну тиску і його градієнту в області утворення відривного пухиря. Видно, що відривний пухир, що утворюється при омиванні повністю оребреної труби є більш витягнутим вздовж потоку, ніж для труби з неповним оребренням.



1 – труба з неповним оребренням; 2 – повністю оребрена труба

Рисунок 3.12 – Розподіл статичних тисків по периметру плоско-овальних труб

На кривих  $C_p(X)$  чітко виражені два мінімуми. Перший, при  $X \approx 0,2$  пов'язаний з наростанням пограничного шару на трубі, що несе оребрення, з його подальшим відривом і приєднанням, як це має місце у випадку обтікання круглого циліндра [45, 47]. Другий мінімум (для повністю оребреної труби при  $X \approx 0,26$ , для частково оребреної – при  $X \approx 0,3$ )

виникає внаслідок взаємодії пограничного шару, який після відриву приєднався до несучої труби, з потоком, що рухається з фронту ребра. У випадку частково оребреної труби на описані вище структури накладається вихоровий джгут, утворений внаслідок відриву в області 13 (рис. 3.10).

На рис. 3.11 наведена CFD-візуалізація поля тиску на поверхні ребра частково оребреної плоско-овальної труби, з якого видно наявність суттєвих градієнтів тиску в передній частині ребра.

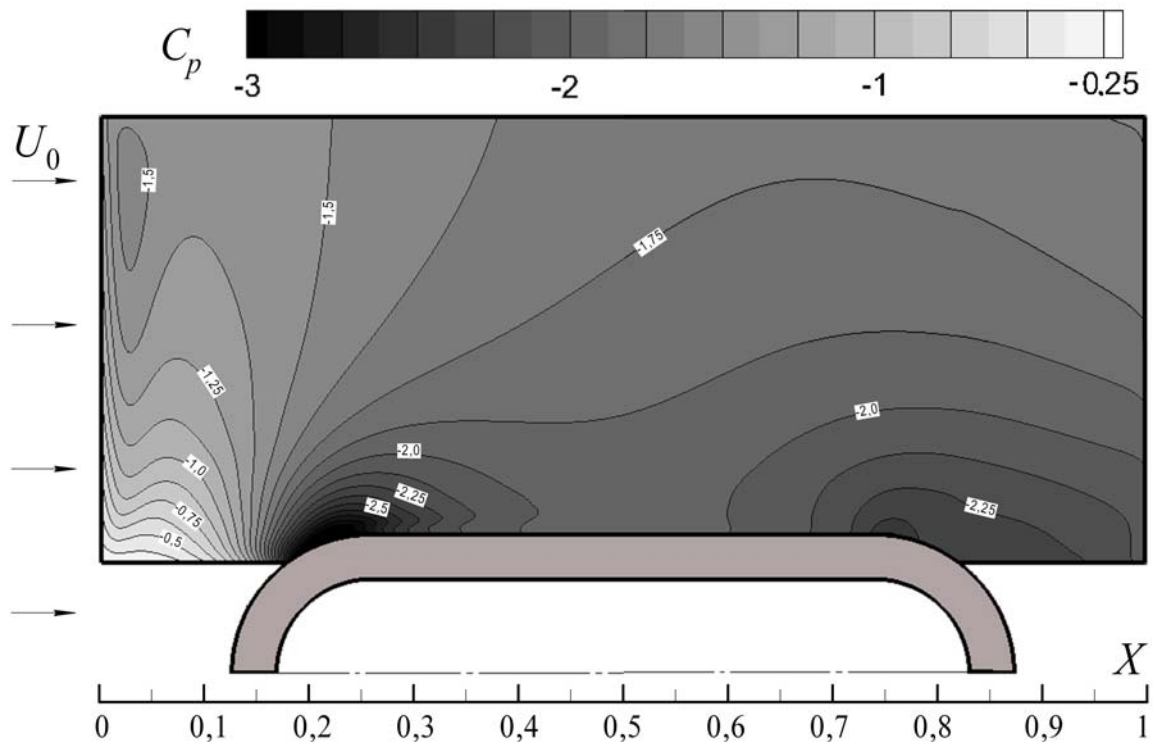


Рисунок 3.11 – Розподіл безрозмірного коефіцієнта тиску по поверхні ребра частково оребреної труби (CFD-моделювання)

На рис. 3.12 – 3.13 приведені експериментальні дані з розподілу безрозмірних коефіцієнтів тиску по поверхні ребра частково (а) і повністю (б) оребреної плоско-овальної труби. Наведені дані підтверджують зроблені раніше висновки щодо умовного розділення поверхні ребер на прикореневу і периферійну частини. Наявність позитивних градієнтів тиску свідчить про складний відривний характер течії в прикореневій частині ребер. Гладкість і монотонність зміни коефіцієнтів тиску в периферійній частині ребер

дозволяє зробити висновок, що тут течія мало відрізняється від течії на поверхні пластини.

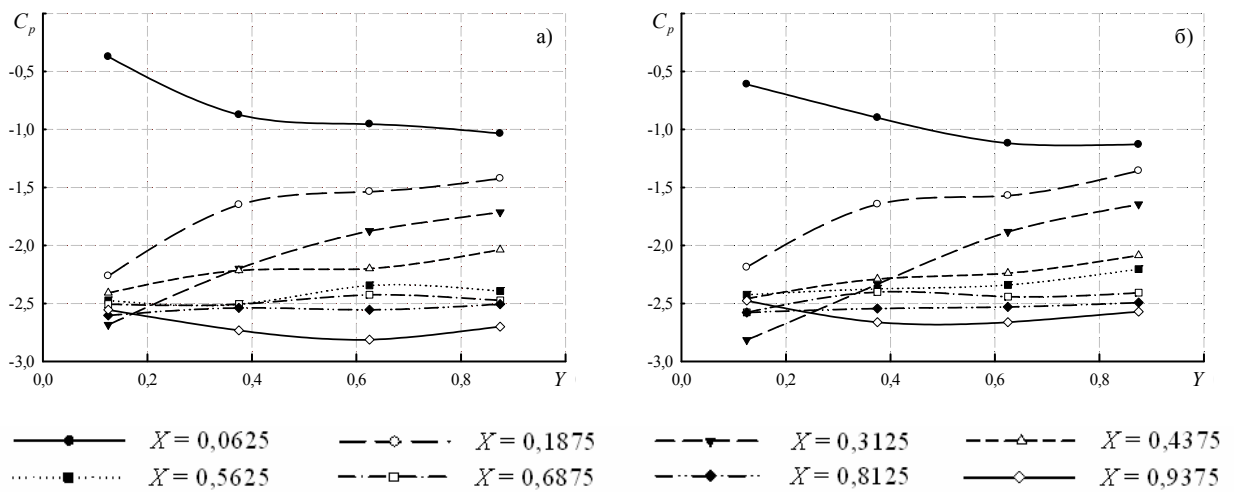


Рисунок 3.12 – Розподіл безрозмірних коефіцієнтів тиску по висоті ребер частково (а) і повністю (б) оребреної плоско-овальної труби.  $Re = 37,4 \cdot 10^3$

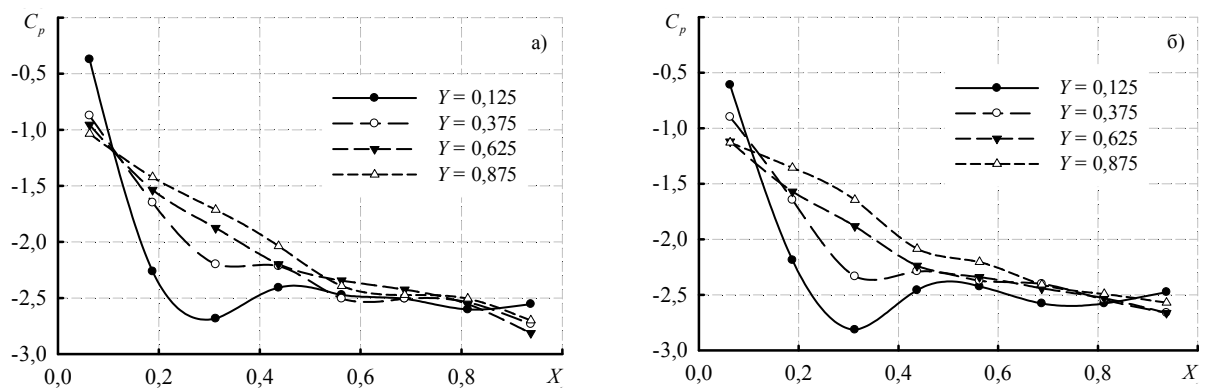


Рисунок 3.13 – Розподіл безрозмірних коефіцієнтів тиску по довжині ребер частково (а) і повністю (б) оребреної плоско-овальної труби.  $Re = 37,4 \cdot 10^3$

На рис. 3.12, 3.13 простежується більш високий перепад тисків в початковому і кінцевому перетинах ребра плоско-овальної труби з неповним оребренням ніж для повністю оребреної труби.



### 3.4 Характеристики та структура течії

#### 3.4.1 Течія в каналі перед моделями

Важливою характеристикою при дослідженнях процесів теплообміну та аеродинаміки поверхонь нагріву є структура течії в каналі перед дослідними зразками. Така інформація необхідна для якісного аналізу локальних характеристик процесів переносу. Слід зазначити, що величина степені турбулентності потоку, яка в даній роботі асоціюється з повздовжньою середньоквадратичною пульсацією швидкості, є початковою умовою при постановці задачі CFD-моделювання, тобто без володіння інформацією щодо кількісних показників цієї величини неможливо отримувати достовірні розрахункові дані і, відповідно, переносити їх на натурні об'єкти.

В даному пункті представлені результати вимірювання характеристик течії – осереднених у часі швидкостей  $u$  та їх пульсацій  $u'$  в каналі робочої ділянки аеродинамічного стенда перед встановленою в ньому моделлю плоско-овальної труби з неповним поперечним оребрением. Відстань від перетину, в якому проводились вимірювання, до моделі труби (лобової точки труби, що несе оребрения) позначена  $x_0$  і віднесена до  $d_1$ . Координати по ширині і висоті каналу вибрані як  $y_0 \in [0; B/2]$  та  $z_0 \in [0; A/2]$  відповідно.

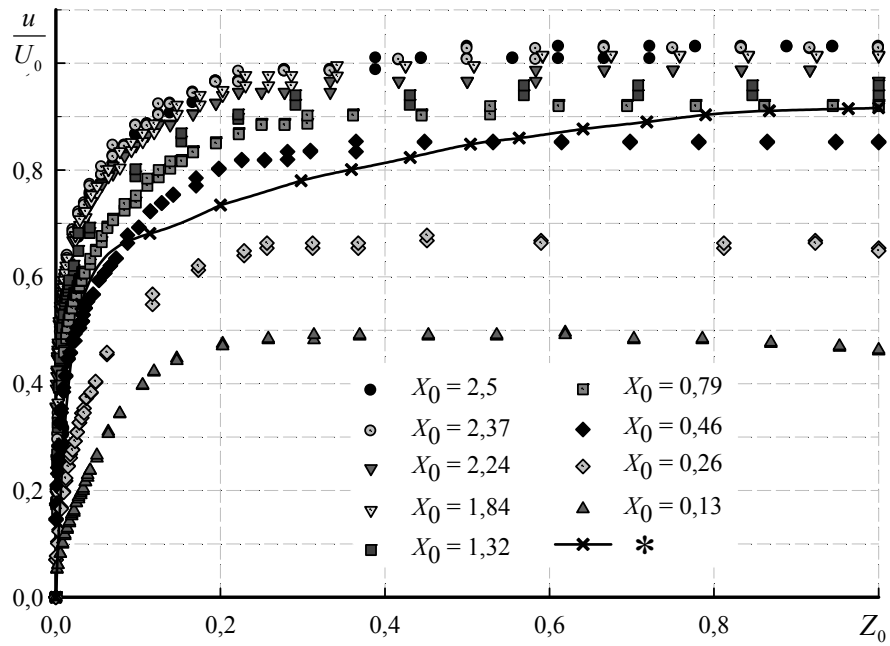
Відповідно відносні координати мають вигляд  $X_0 = \frac{x_0}{d_1} \in [0; \infty]$  ,

$$Y_0 = \frac{y_0}{B_p/2} \in [0; 1], \quad Z_0 = \frac{z_0}{A/2} \in [0; 1].$$

Вимірювання проводились при середньовитратній швидкості в робочій ділянці  $U_0 = 12,8$  м/с. Результати представлені у вигляді розподілів по висоті каналу осереднених у часі швидкостей та їх пульсацій в центрі робочого каналу

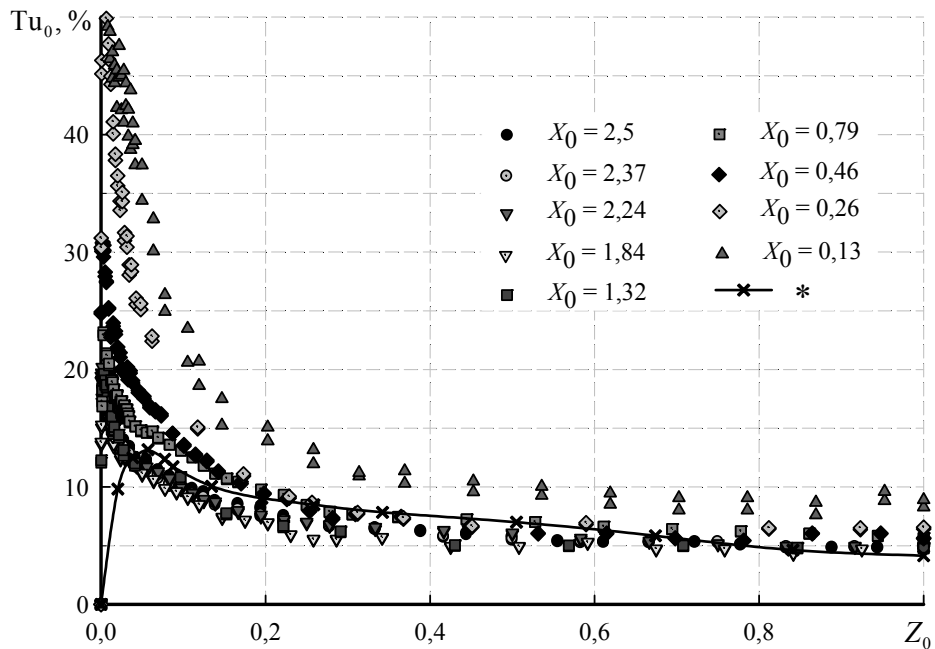
$$\frac{u}{U_0} = f(X_0; Y_0 = 0,5; Z_0) \quad \text{та} \quad \frac{u'}{U_0} = f(X_0; Y_0 = 0,5; Z_0) \quad \text{відповідно.}$$

Результати вимірювань представлені на рис. 3.13 – 3.14.



\* - течія в прямокутному каналі, дані [44]

Рисунок 3.13 – Розподіл осереднених у часі швидкостей по висоті каналу в площині  $Y_0 = 0$



\* - течія в прямокутному каналі, дані [44]

Рисунок 3.14 – Розподіл ступеню турбулентності по висоті каналу в площині  $Y_0 = 0$

З рис. 3.13 видно, що швидкість потоку в центральній частині каналу при  $Z_0 \in [0,4;1]$  залишається майже постійною з поступовим помірним при  $Z_0 \in [0,2;0,4]$  і, при  $Z_0 < 0,2$ , різким зниженням при наближенні до стінки. Такий вигляд профілю швидкості характерний для розвиненої турбулентної течії в каналах [44, 47, 141, 142], а також для автотурбулентної течії при повздовжньому обтіканні плоскої поверхні [44, 141]. Представлений розподіл пульсацій швидкості також характерний для розвиненої турбулентної течії в каналах і добре узгоджується з літературними даними [44, 137].

Саме на основі отриманих даних про характеристики течії в центральній частині каналу при проведенні CFD-моделювання в якості робочого елемента був обраний середній по висоті плоско-овальної труби з неповним оребренням міжреберний канал (п. 2.2.1). При проведенні CFD-моделювання для визначення вхідних умов необхідно володіти знаннями про ступінь турбулентності потоку у вхідному перетині розрахункової області. Для цього було проведено осереднення пульсацій швидкості по висоті центральної частини каналу. Результати представлені на рис. 3.15.

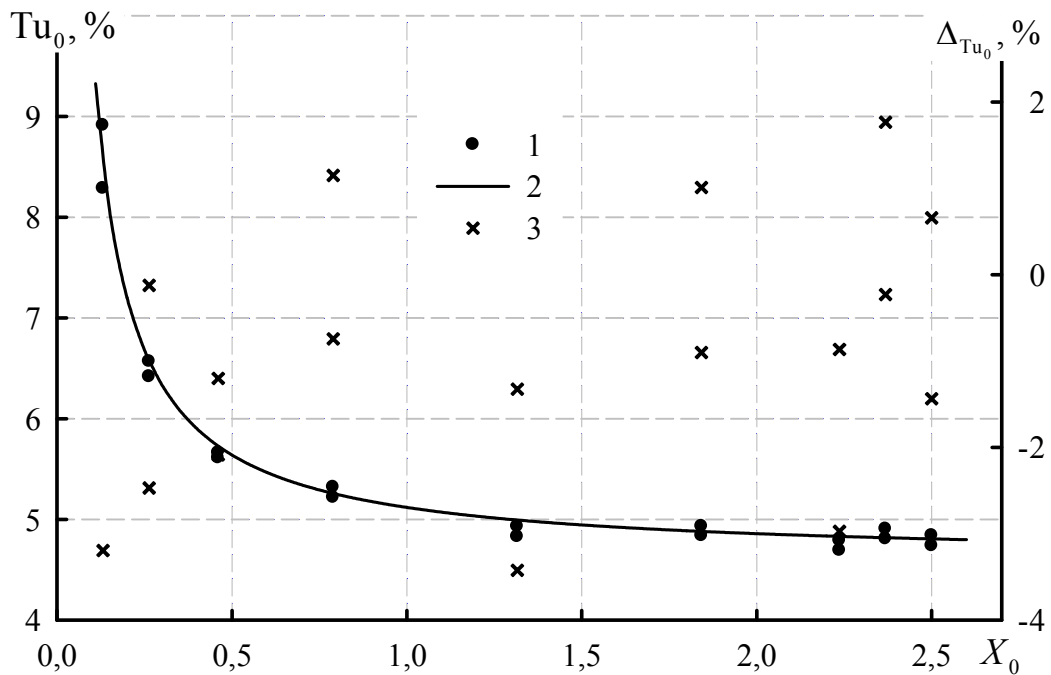
З рис. 3.15 видно, що при наближенні до лобової частини моделі ступінь турбулентності потоку поступово збільшується. Вигляд залежності  $Tu_0 = f(X_0)$  має вигляд, обернений до законів виродження турбулентності, представлений, наприклад в [47].

Ступінь турбулентності в робочій ділянці перед встановленими моделями описується залежністю, %

$$Tu_0 = \frac{0,52}{X_0} + 4,6 = 0,52 \left( \frac{x_0}{d_1} \right)^{-1} + Tu_\infty, \quad (3.7)$$

де  $Tu_\infty = 4,6\%$  – ступінь турбулентності вдалині від моделі.

При цьому відхилення залежності (3.7) від експериментальних даних не перевищує  $\Delta_{Tu_0} \leq \pm 3,5\%$



1 – експеримент; 2 – розрахунок за (3.7); 3 – відхилення розрахункових значень від дослідних

Рисунок 3.15 – Ступінь турбулентності в робочій ділянці перед встановленими моделями

Окремої уваги заслуговує область течії перед лобовою частиною плоско-овальної труби – поблизу її лобової точки з прилеглими областями її з'єднання з поверхнею ребра. Такі експерименти були проведені як із застосуванням термоанемометричної апаратури, так і методом CFD-моделювання (рис. 3.16) [139, 143]. При проведенні експериментальних вимірювань датчик термоанемометра вносився в потік вертикально таким чином, що його чуттєвий елемент був розміщувався в центральній площині каналу  $Y_0 = 0$  перпендикулярно напрямкам  $x_0$  та  $z_0$ . Під час проведення вимірювань датчик термоанемометра обертався навколо осі  $z_0$  таким чином, що кут між ниткою і напрямком  $x_0$  змінювався від  $90^\circ$  до  $10^\circ$  з кроком в  $5^\circ$ . При цьому фіксувалось значення падіння напруги на нитці датчика. Після обробки даних визначався кут при якому мало місць найбільше в даній точці

значення швидкості. Таким чином було визначено напрям і величину вектора швидкості перед лобовою частиною плоско-овальної труби. Слід зазначити, що точність такого методу оцінки напрямку вектора швидкості невисока (похибка складає  $\pm 15^\circ$ ).

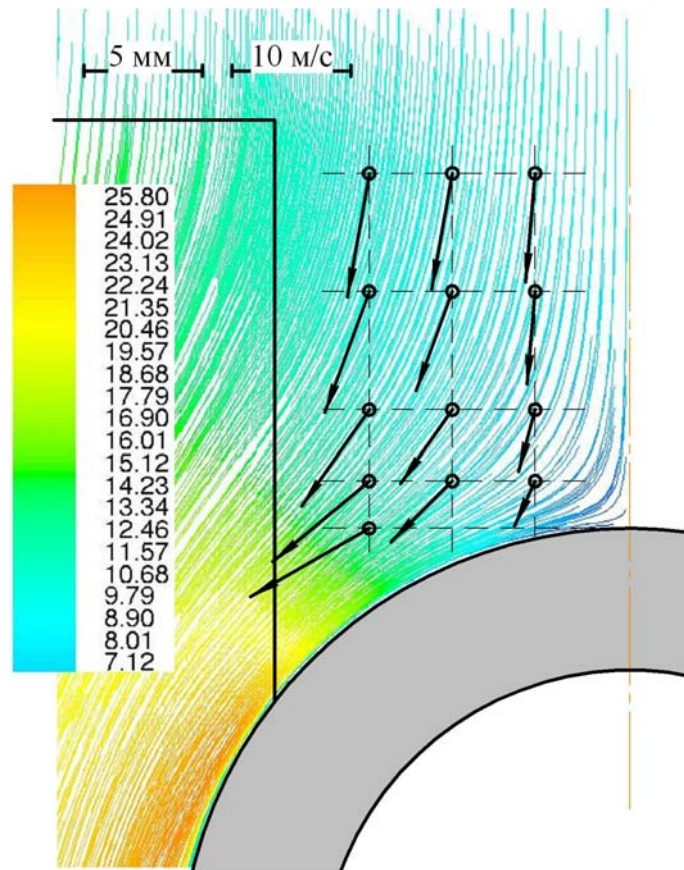


Рисунок 3.16 – Картина течії перед лобовою частиною плоско-овальної труби при  $Re = 50 \cdot 10^3$  (суцільні лінії току – CFD-моделювання; стрілки – напрям і величина вектору швидкості (експеримент))

На рис. 3.16 видно досить непогану збіжність результатів експерименту і CFD-моделювання. Показано, що течія в лобовій частині відхиляється від свого початкового напрямку як це має місце при обтіканні циліндра [45, 144] і круглоребристих труб [94] і рухається вздовж циліндричної поверхні. При цьому підтискається, внаслідок захаращення поперечного перетину ребрами, і також відхиляється течія на прилеглий частині міжреберного простору. Крім того наявне додаткове прискорення потоку внаслідок бічного входу та

відривання і утворення вихорового пухиря на  $2/3$  довжини бічної гострої крайки. Згодом вказані течії зустрічаються утворюючи вихорову структуру в прикореневій частині ребра.

### 3.4.2 Течія в міжреберних каналах

На рис. 3.17 – 3.32 наведені результати експериментального і CFD-дослідження розподілів швидкості та ступеню турбулентності в центральній частині міжреберного каналу плоско-овальної труби. Видно, що різниця між експериментальними даними і результатами CFD-моделювання за рідкісними виключеннями знаходиться в межах похибок вимірювань. Таким чином результати CFD-моделювання, з високою ймовірністю, можна вважати достовірними і за ними проводити аналіз характеру течії в пристінній області, експериментальні дані в якій відсутні. Наведені розподіли швидкості, її повздожньої, поперечної та нормальної компонент, а також ступеню турбулентності в міжреберному каналі при різних значеннях нормальної до ребра безрозмірної координати  $Z$  (при наближенні до його поверхні) дозволили провести аналіз тривимірної течії в міжреберному каналі.

Позначення на рис. 3.17 – 3.32:

- Експеримент
- $Z = 1,00$
- - -  $Z = 0,857$
- - - -  $Z = 0,714$
- $Z = 0,571$
- $Z = 0,429$
- - -  $Z = 0,286$
- - - -  $Z = 0,214$
- - - -  $Z = 0,143$
- $Z = 0,086$
- - -  $Z = 0,029$
- - - -  $Z = 0,014$
- - - -  $Z = 0,003$

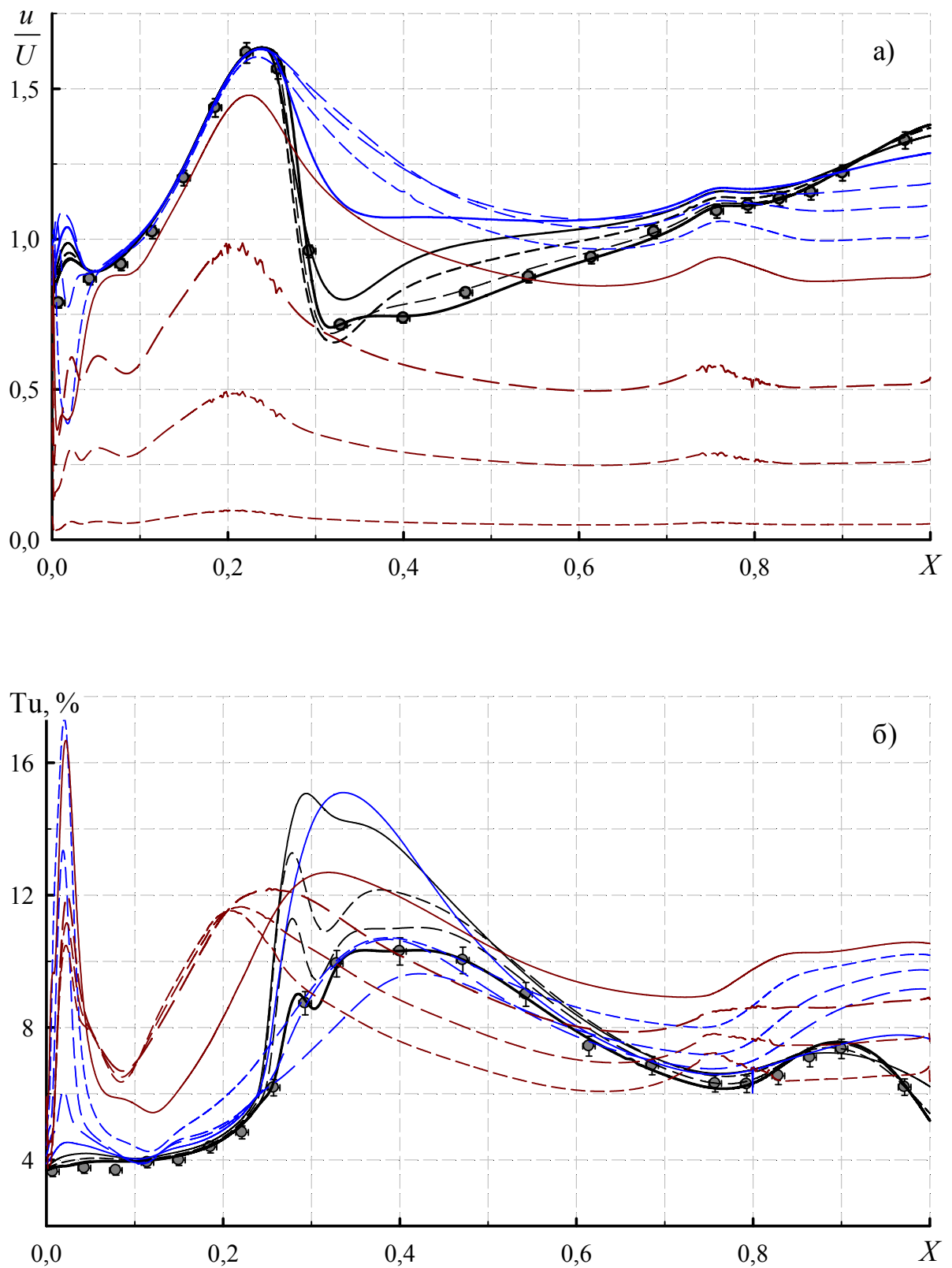
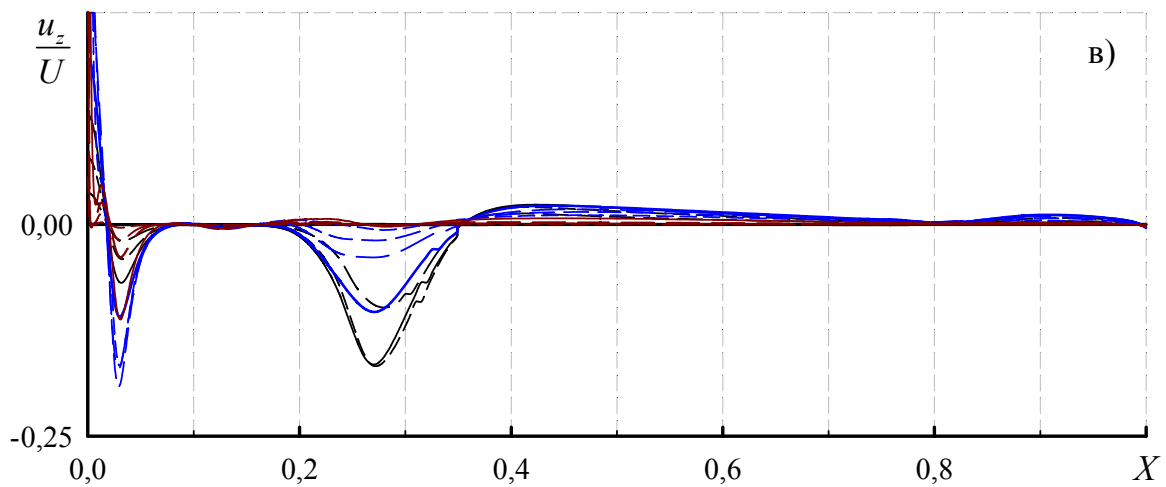
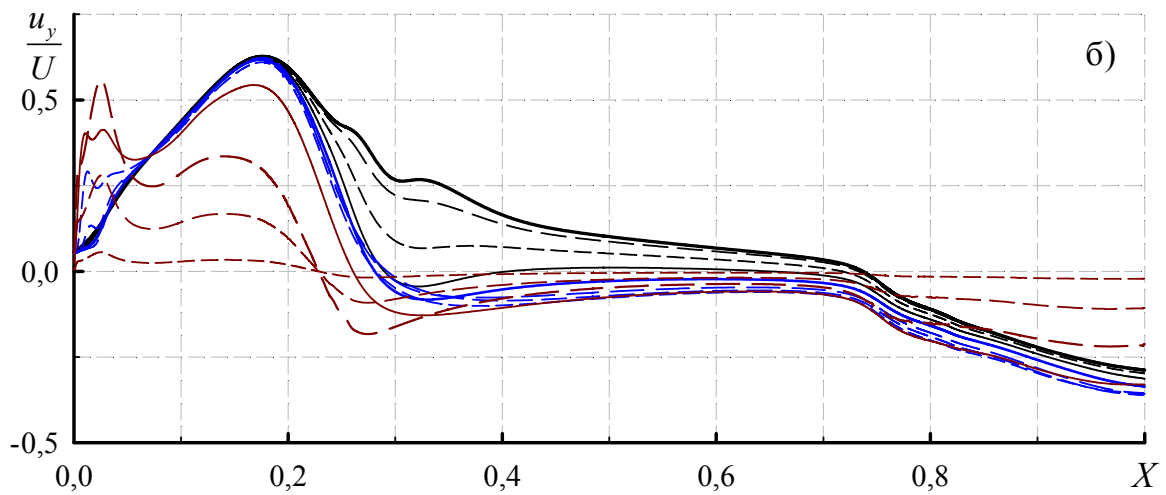
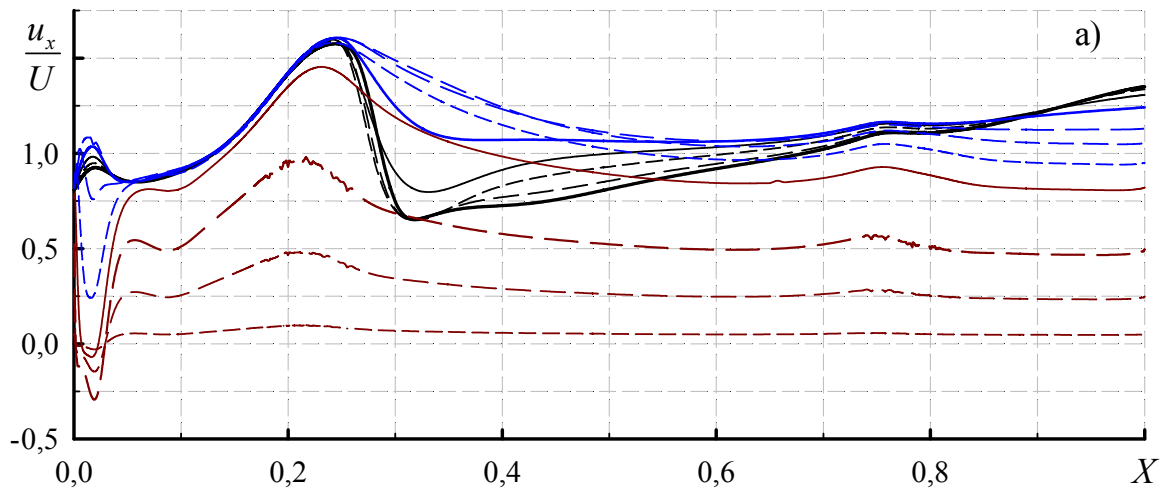


Рисунок 3.17 – Розподіл локальної осередненої у часі швидкості (а) та середньоквадратичної пульсації швидкості (б) в перетині  $Y = 0,054$



а – повздовжня; б – поперечна; в – нормальна компоненти

Рисунок 3.18 – Розподіл проєкцій вектора швидкості в перетині  $Y = 0,054$



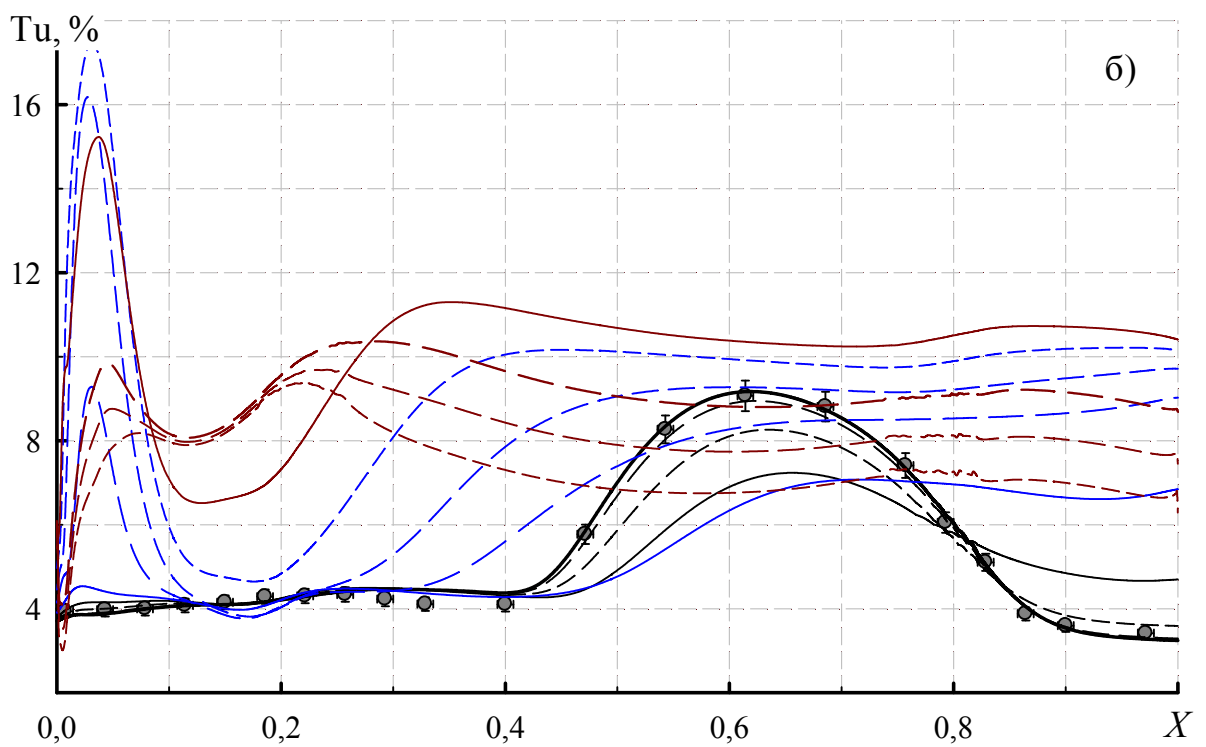
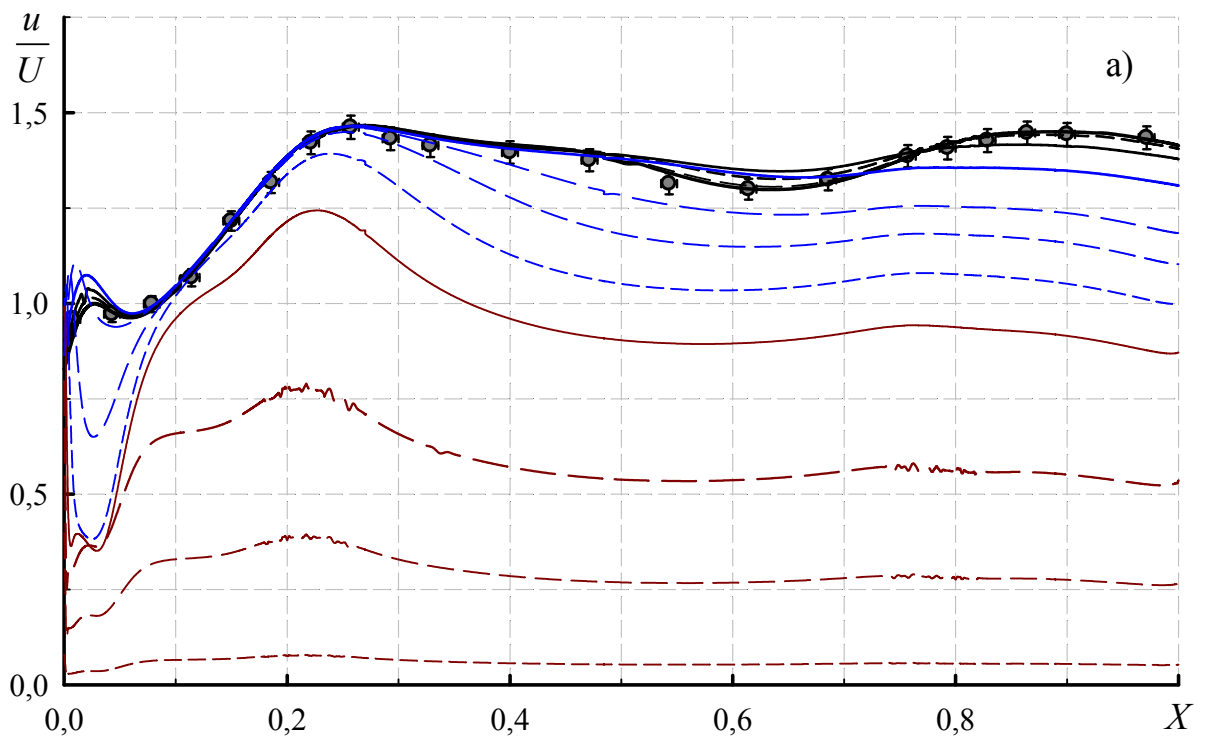
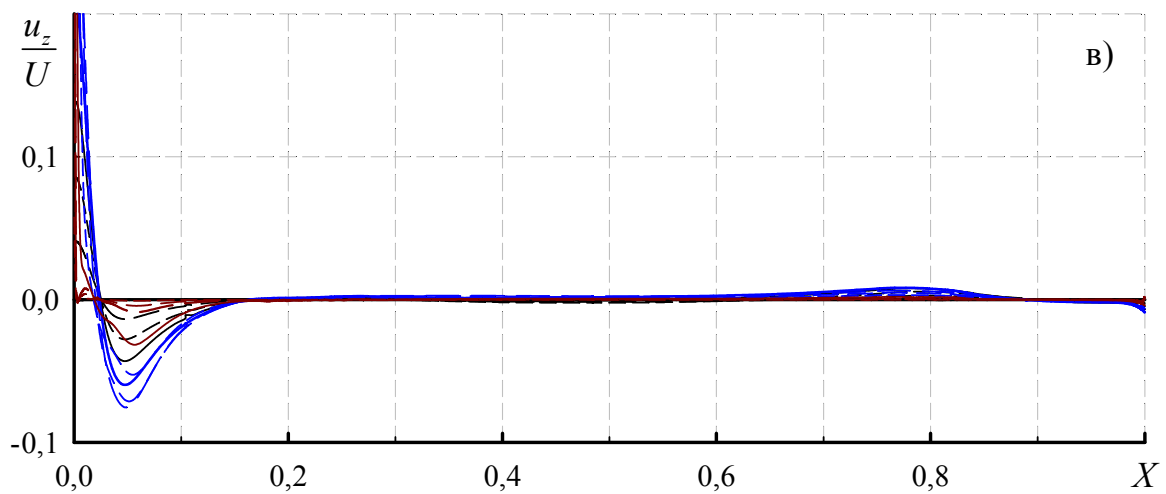
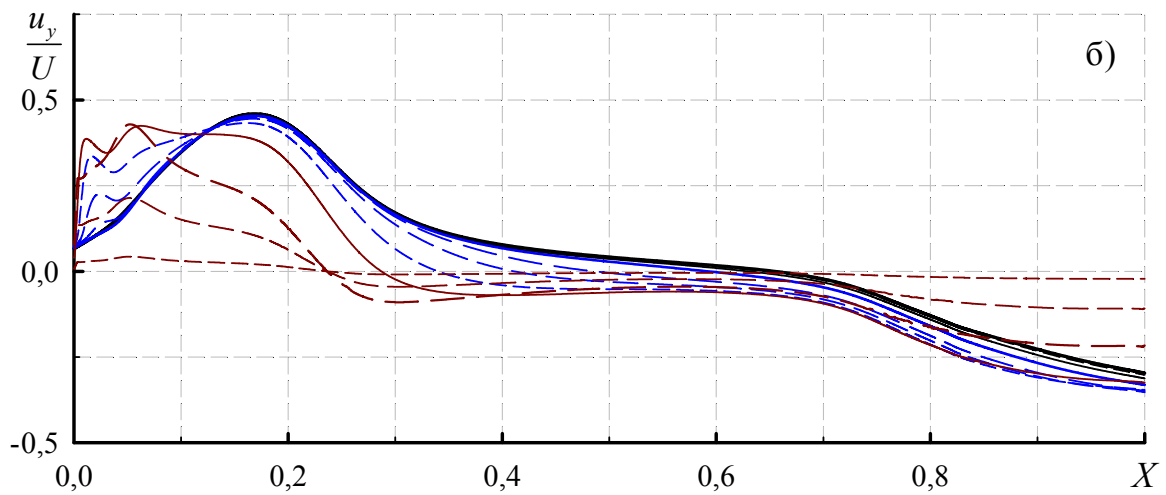
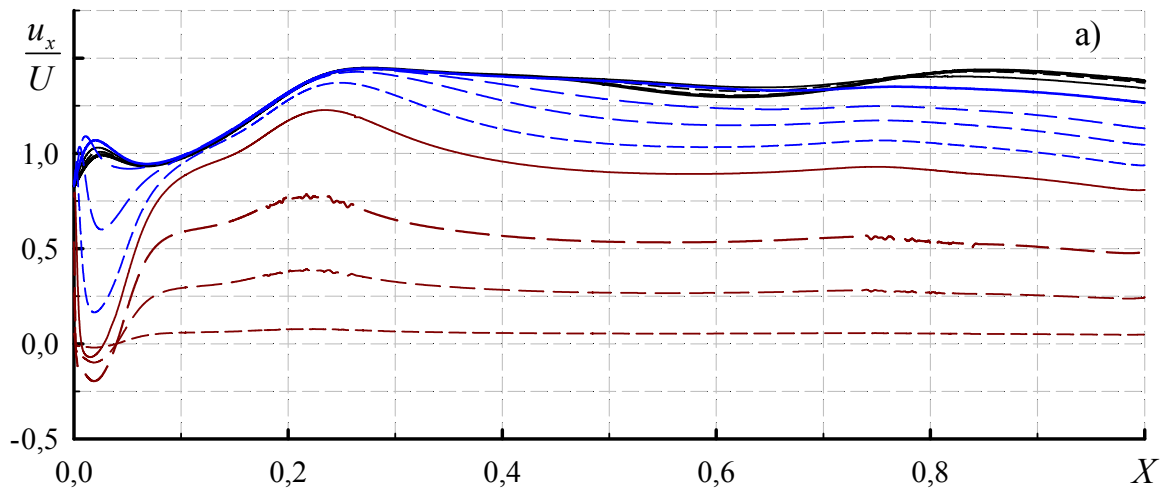


Рисунок 3.19 – Розподіл локальної осередненої у часі швидкості (а) та середньоквадратичної пульсації швидкості (б) в перетині  $Y = 0,13$



а – повздовжня; б – поперечна; в – нормальна компоненти

Рисунок 3.20 – Розподіл проєкцій вектора швидкості в перетині  $Y = 0,13$

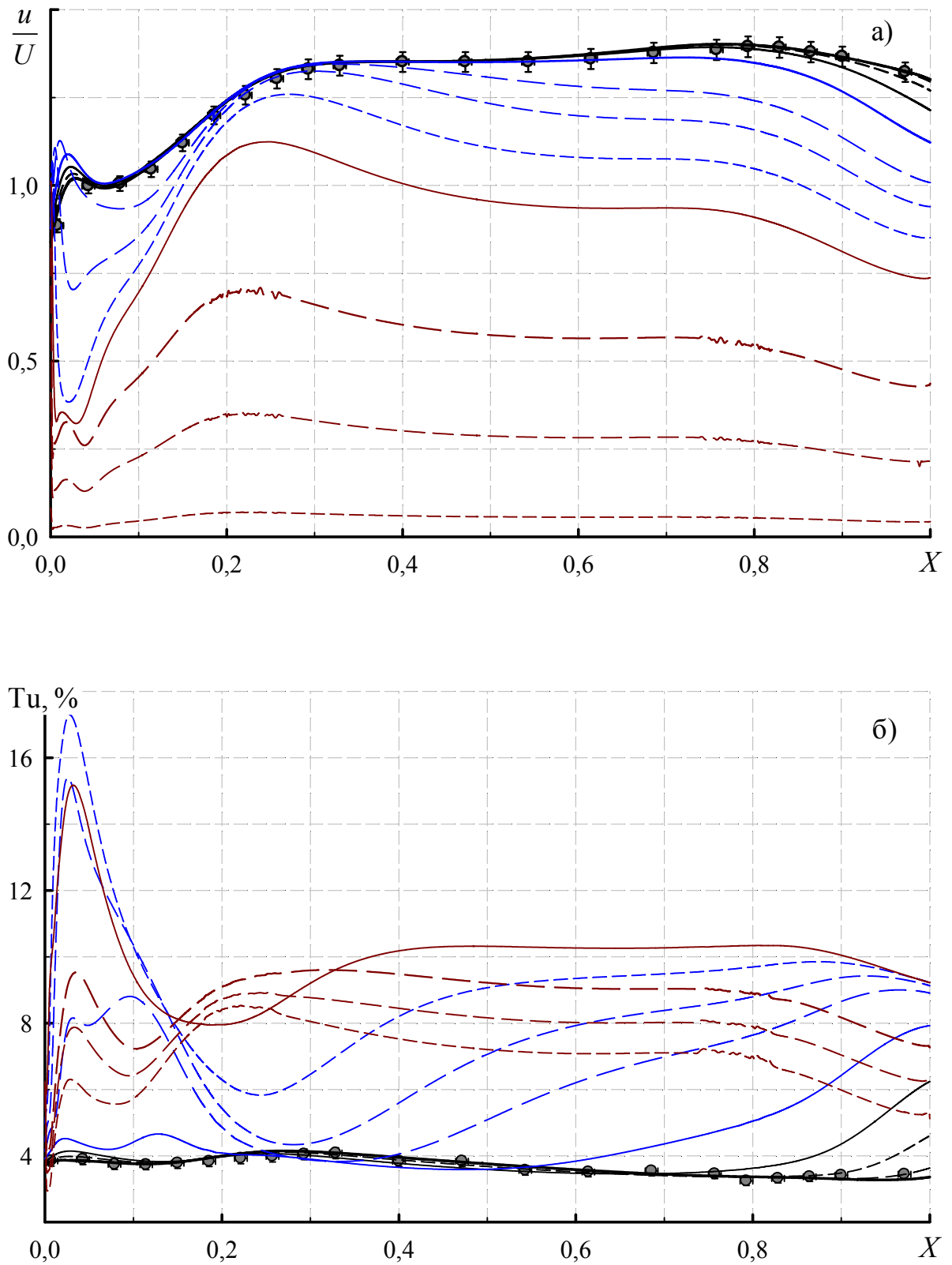
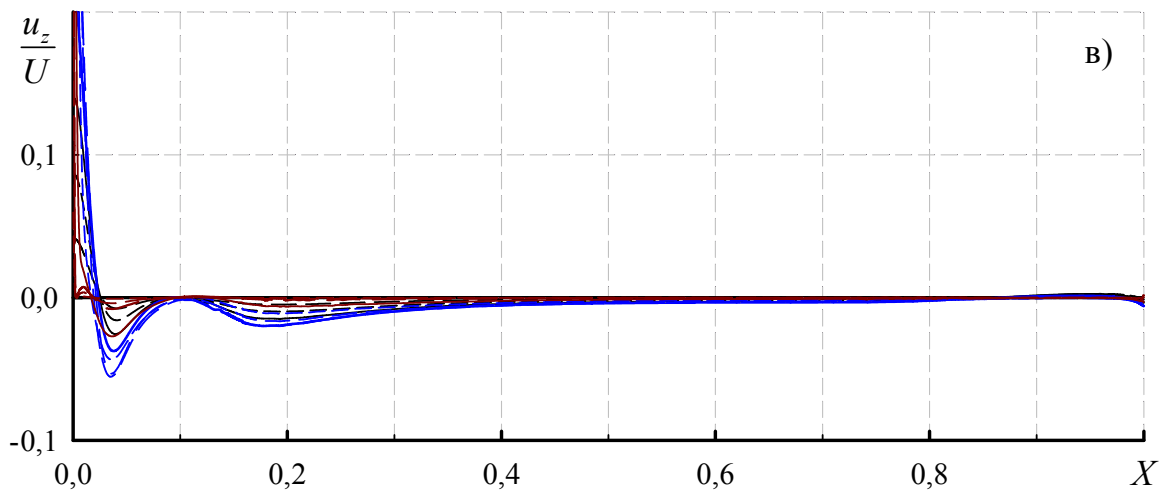
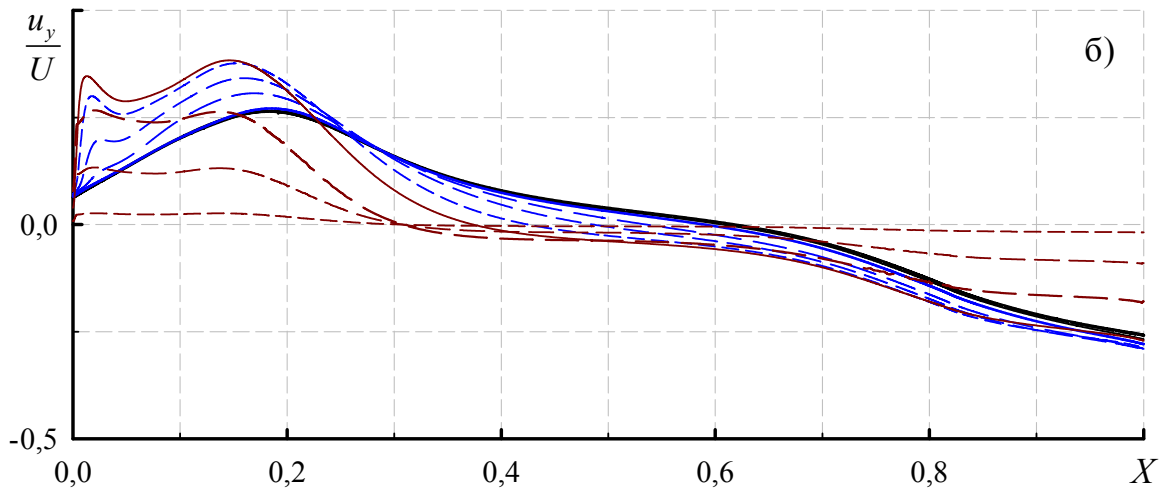
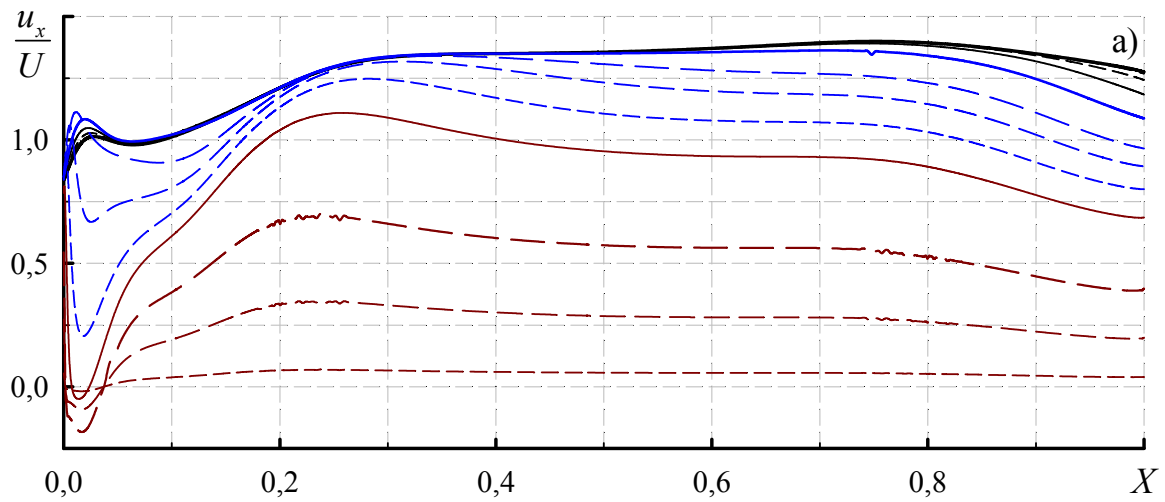


Рисунок 3.21 – Розподіл локальної осередненої у часі швидкості (а) та середньоквадратичної пульсації швидкості (б) в перетині  $Y = 0,25$



а – повздовжня; б – поперечна; в – нормальна компоненти

Рисунок 3.22 – Розподіл проєкцій вектора швидкості в перетині  $Y = 0,25$

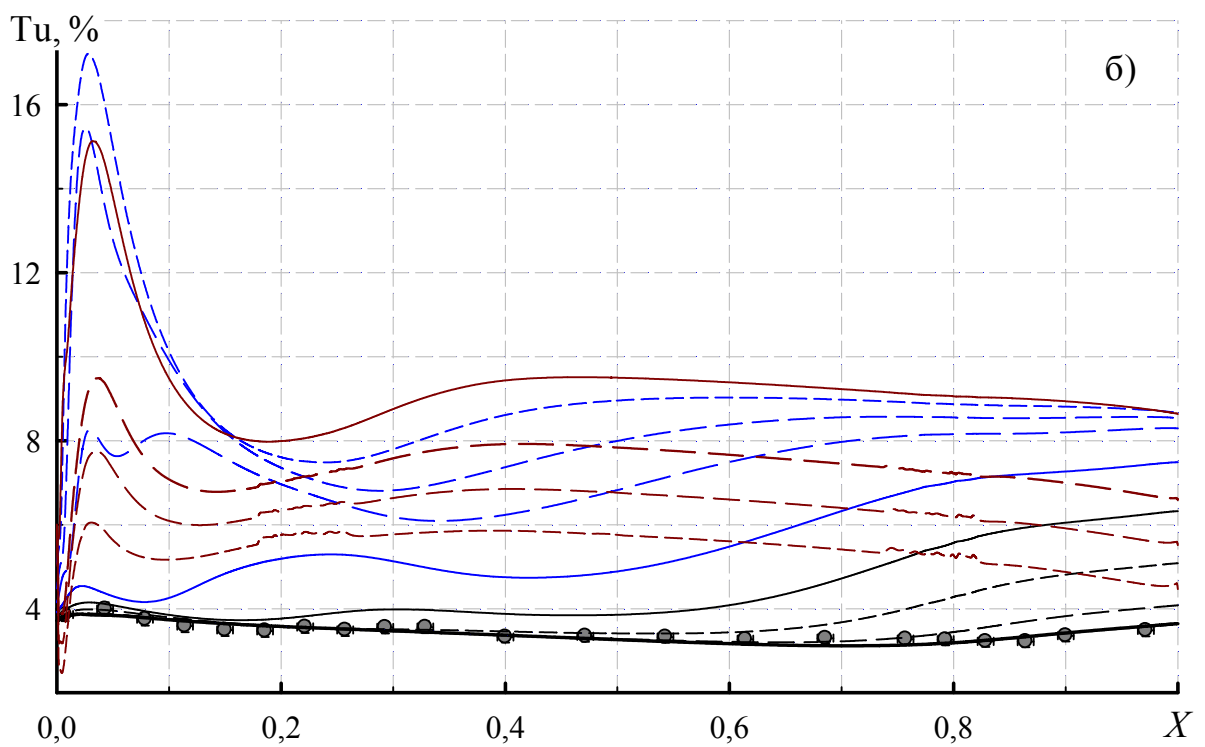
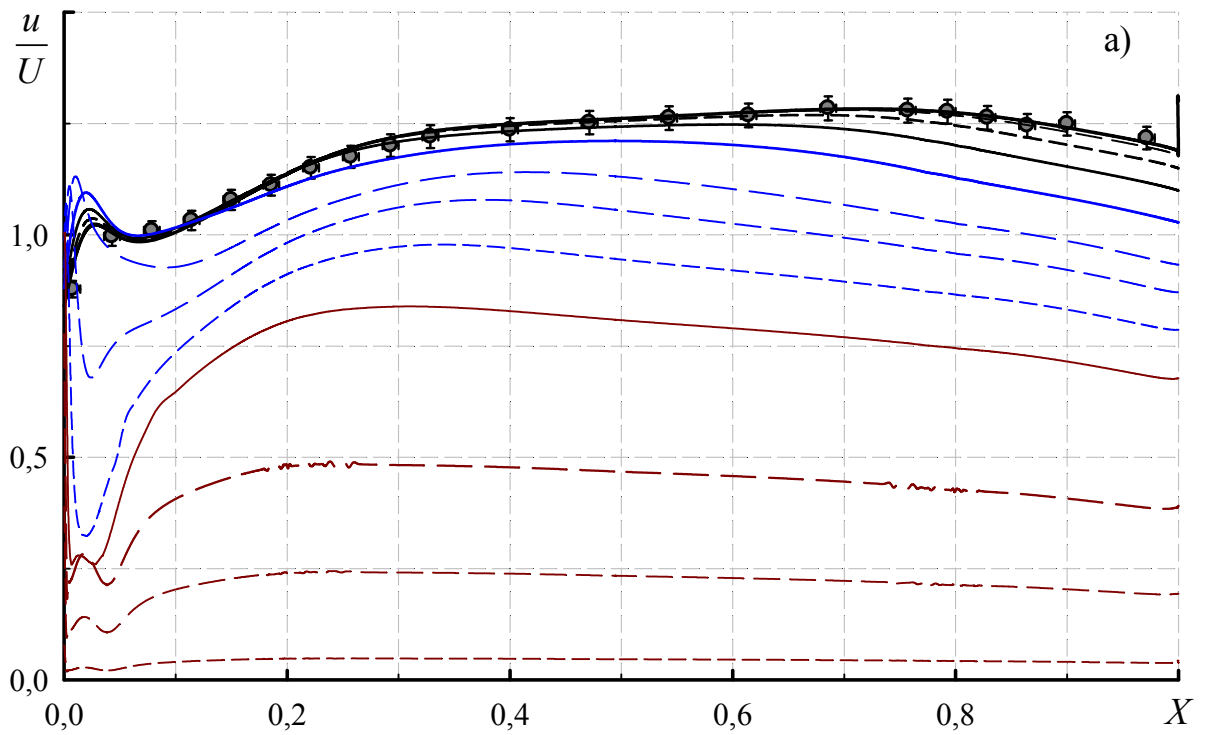
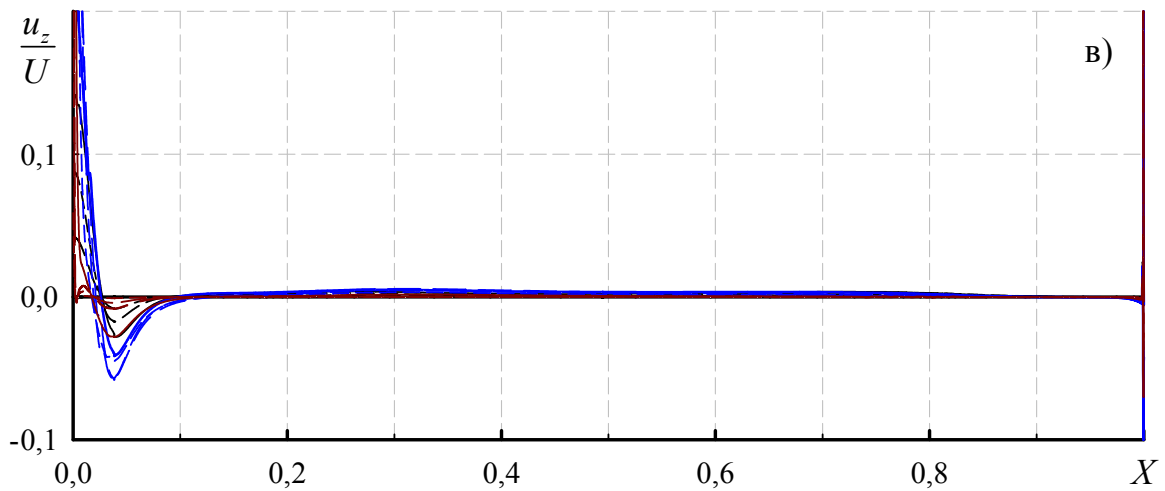
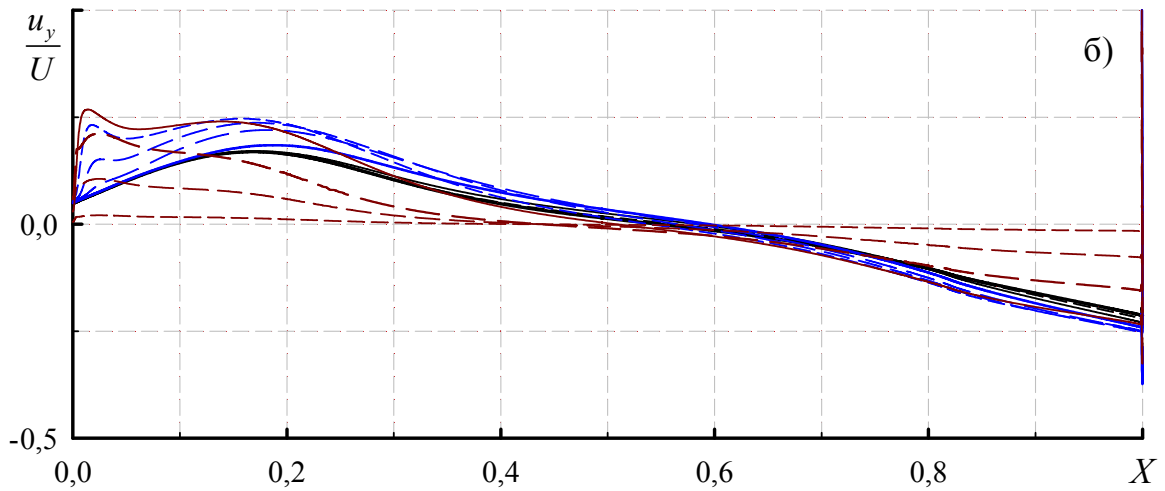
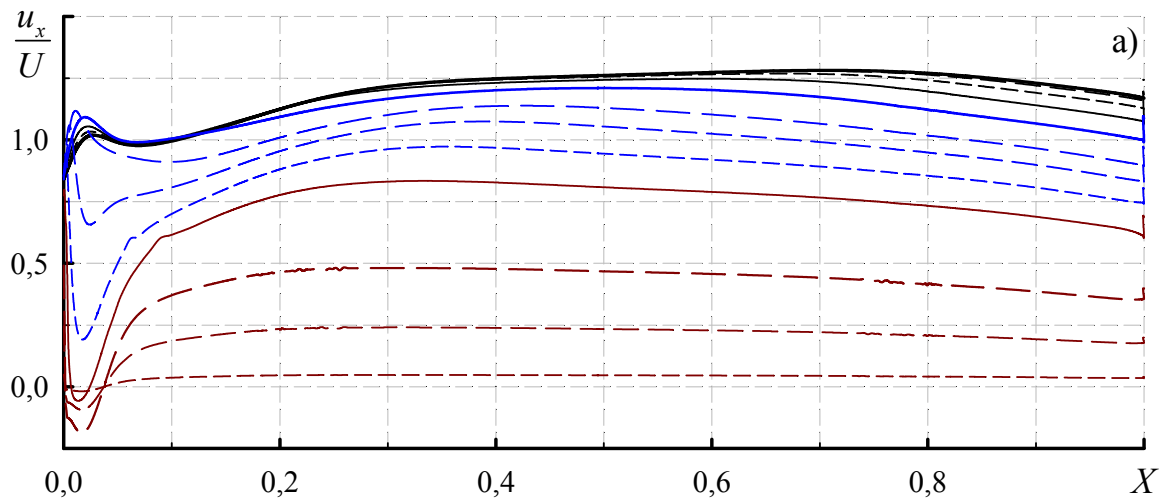


Рисунок 3.23 – Розподіл локальної осередненої у часі швидкості (а) та середньоквадратичної пульсації швидкості (б) в перетині  $Y = 0,38$



а – повздовжня; б – поперечна; в – нормальна компоненти

Рисунок 3.24 – Розподіл проєкцій вектора швидкості в перетині  $Y = 0,38$

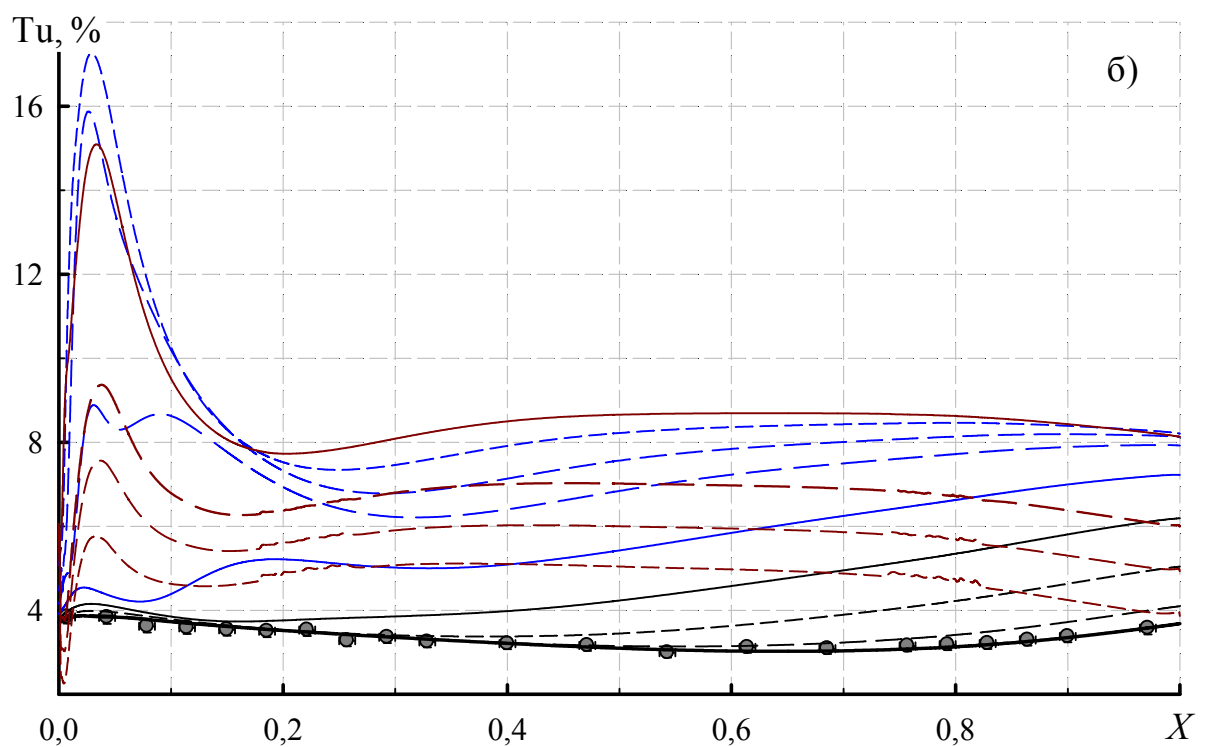
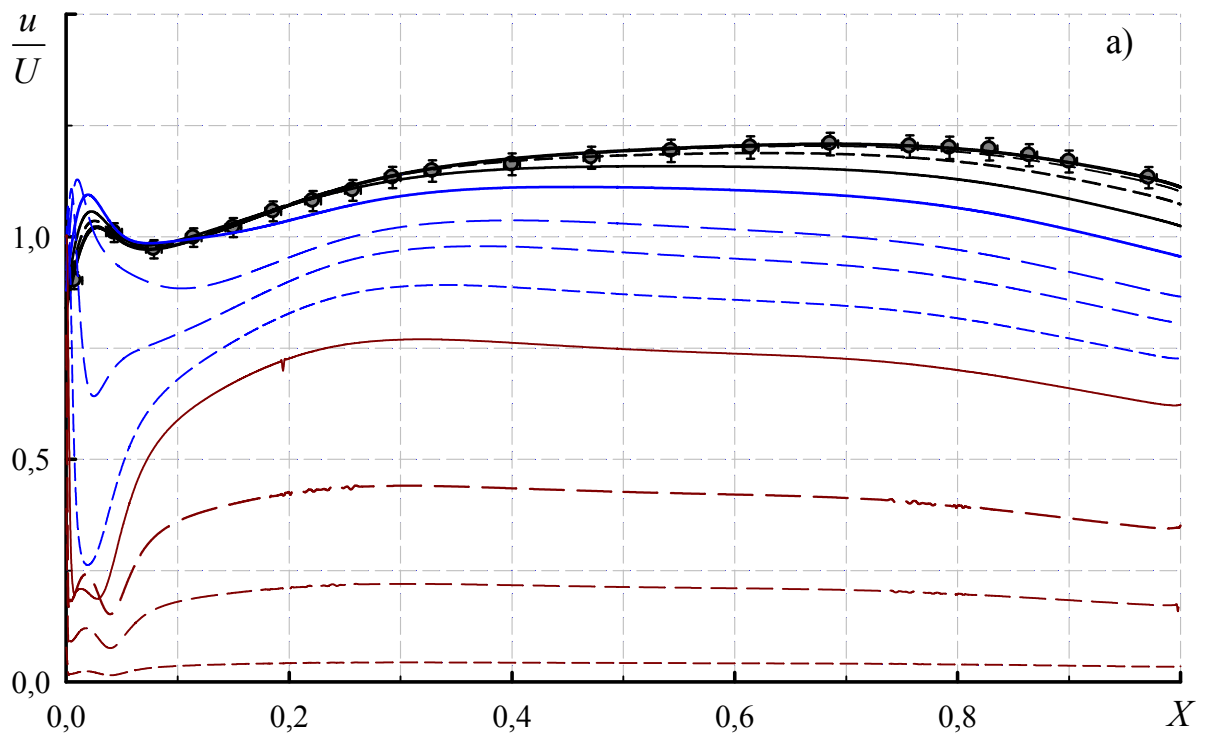
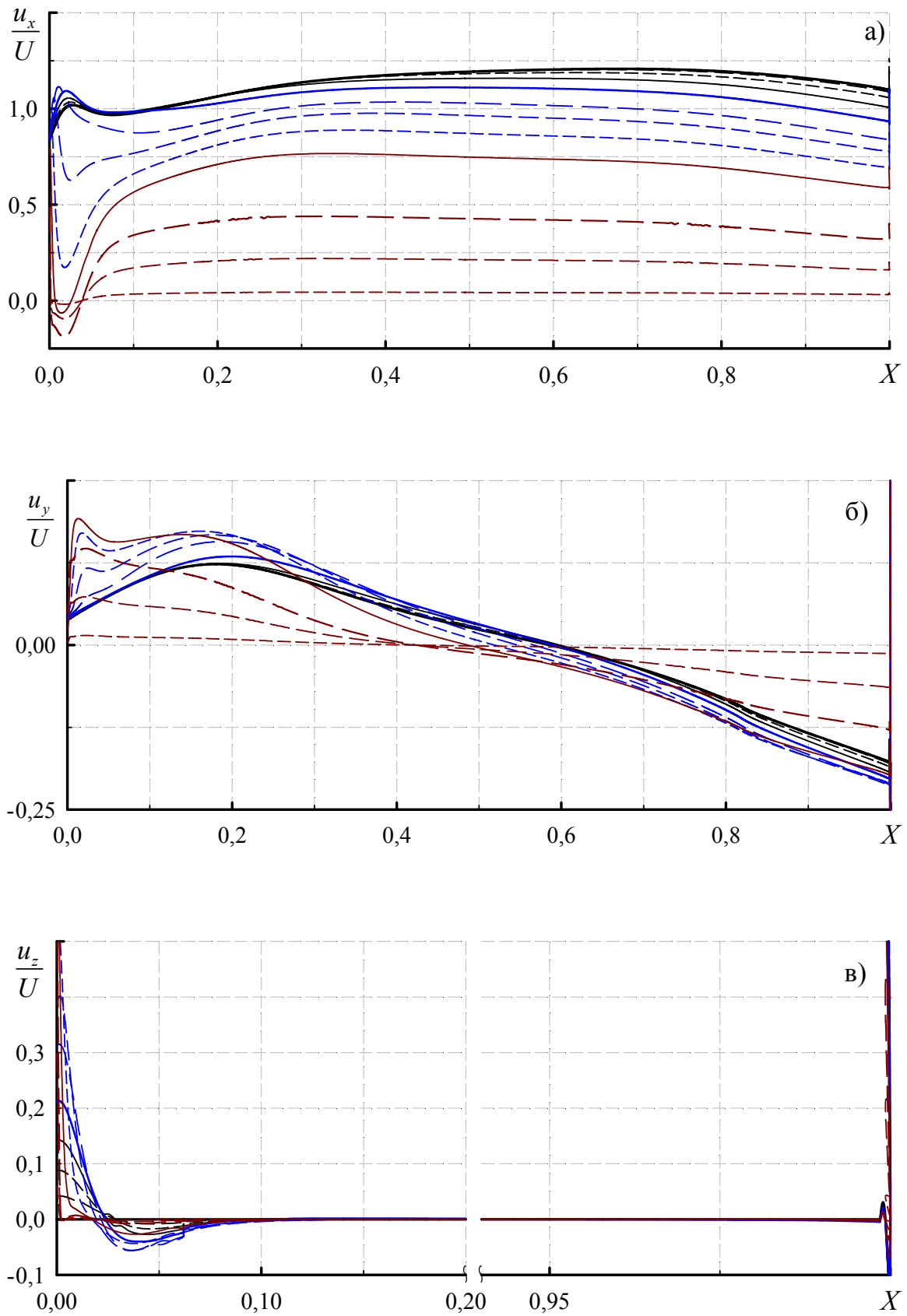


Рисунок 3.25 – Розподіл локальної осередненої у часі швидкості (а) та середньоквадратичної пульсації швидкості (б) в перетині  $Y = 0,5$



а – повздовжня; б – поперечна; в – нормальна компоненти

Рисунок 3.26 – Розподіл проєкцій вектора швидкості в перетині  $Y = 0,5$



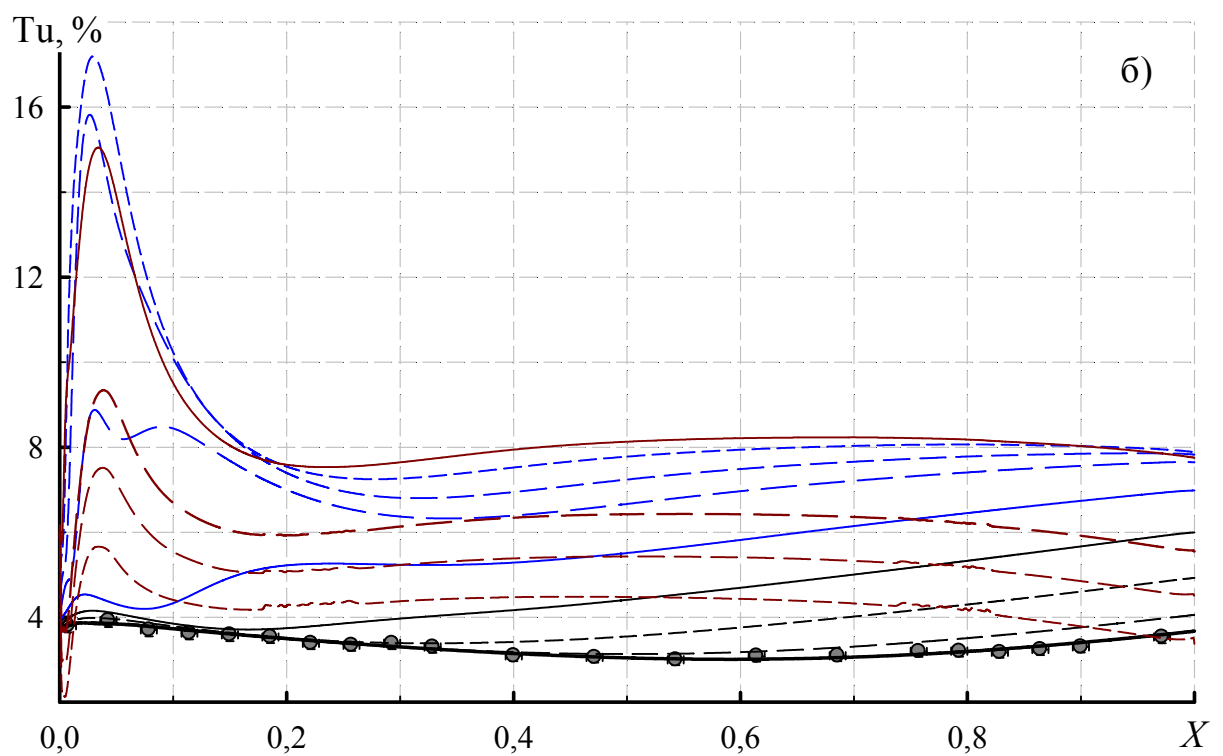
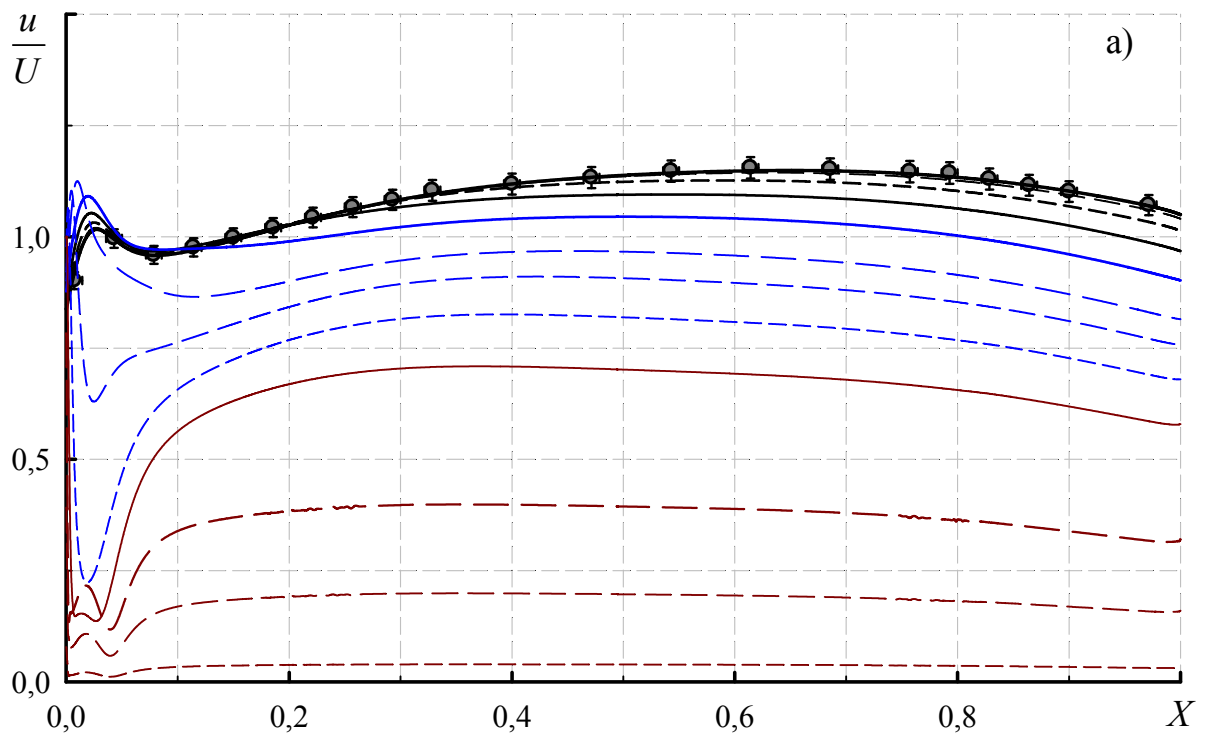
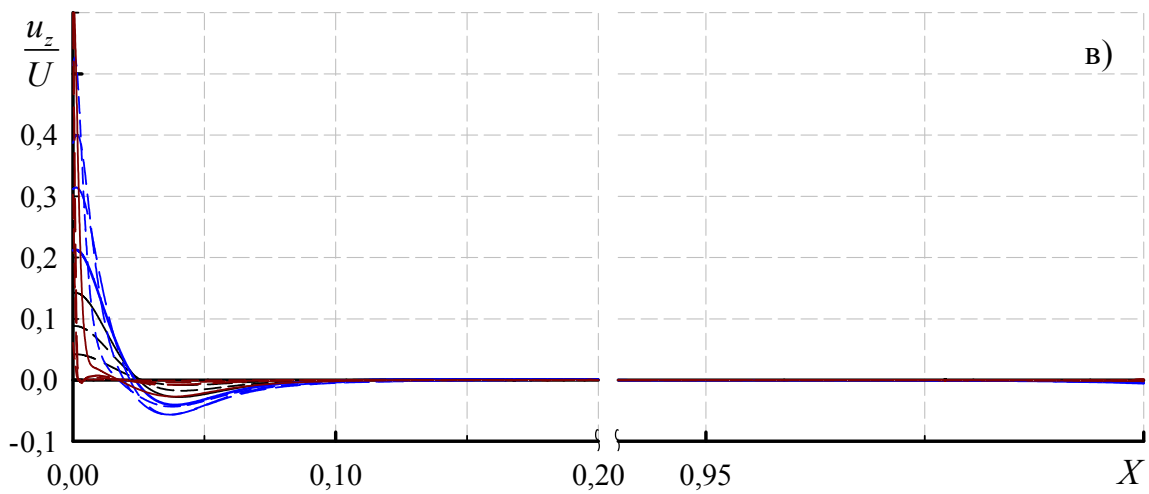
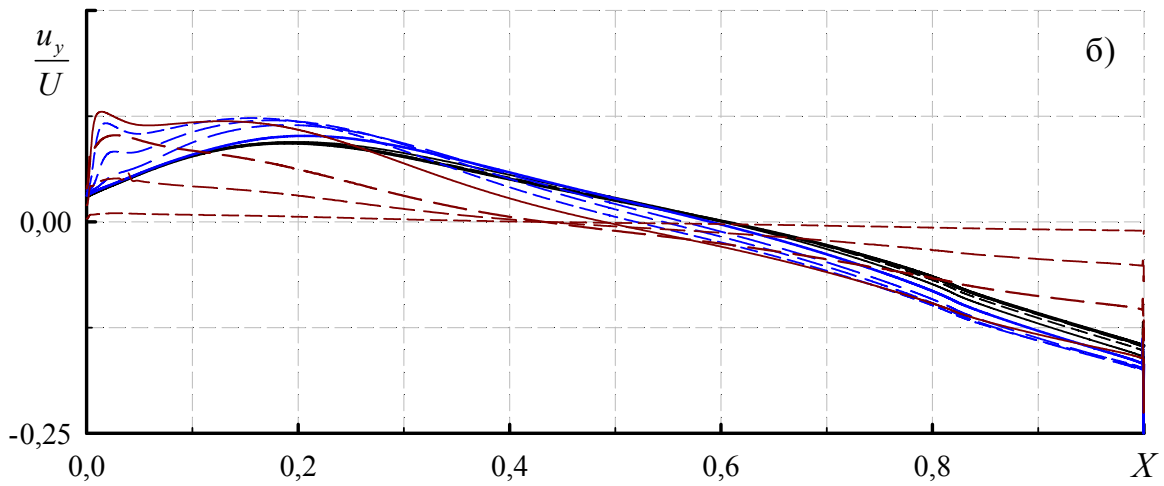
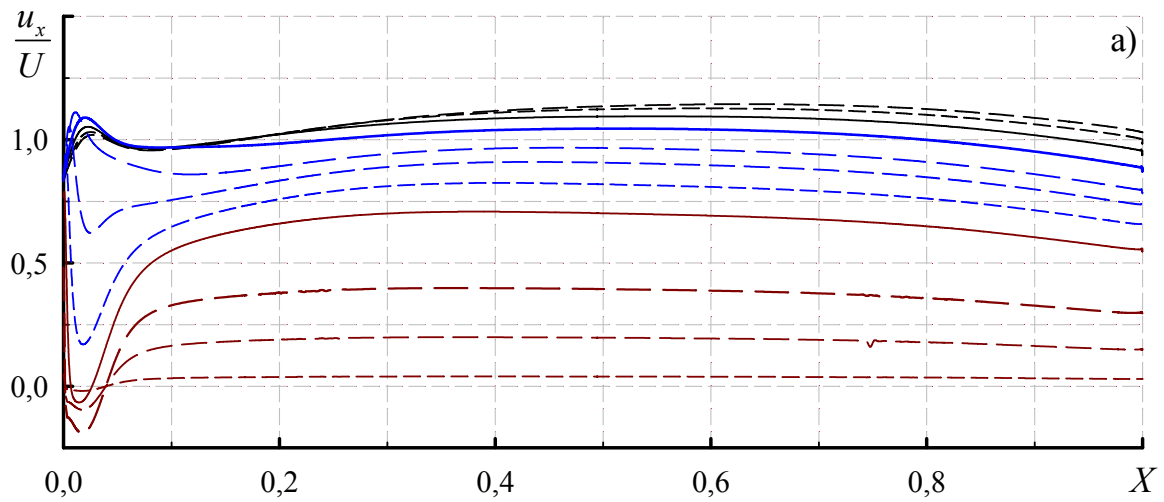


Рисунок 3.27 – Розподіл локальної осередненої у часі швидкості (а) та середньоквадратичної пульсації швидкості (б) в перетині  $Y = 0,63$



а – повздовжня; б – поперечна; в – нормальна компоненти

Рисунок 3.28 – Розподіл проєкцій вектора швидкості в перетині  $Y = 0,63$

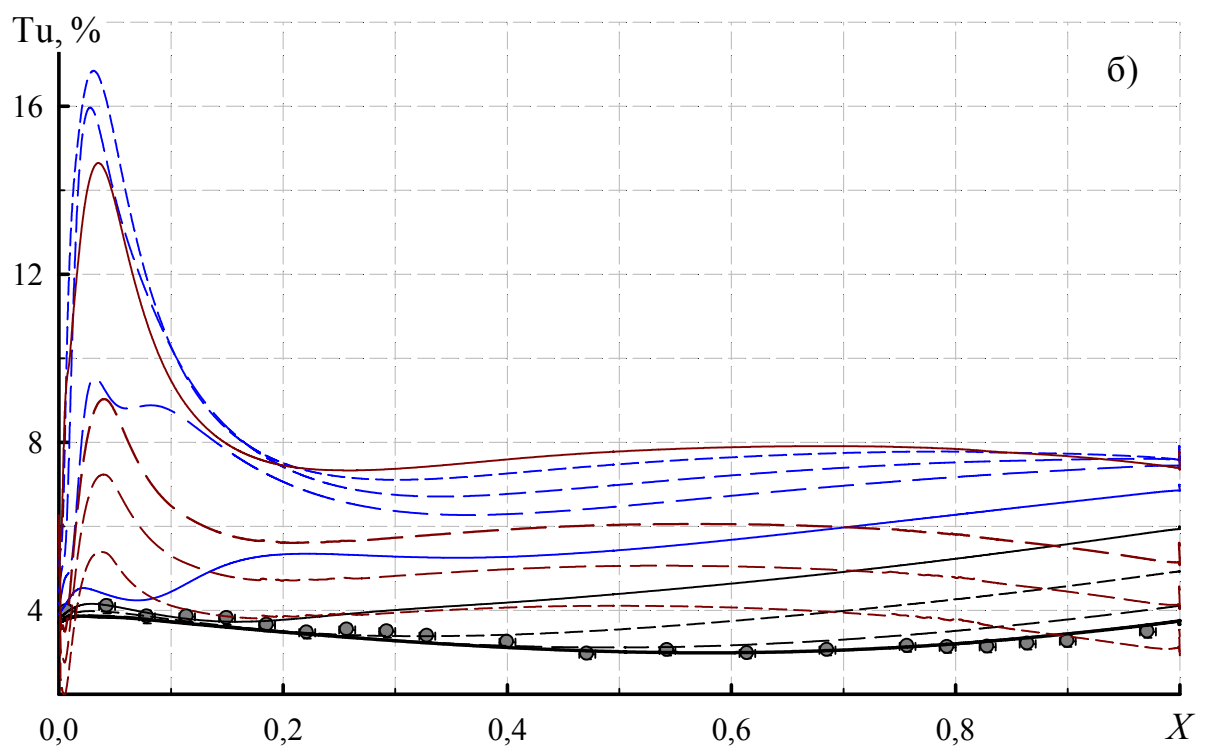
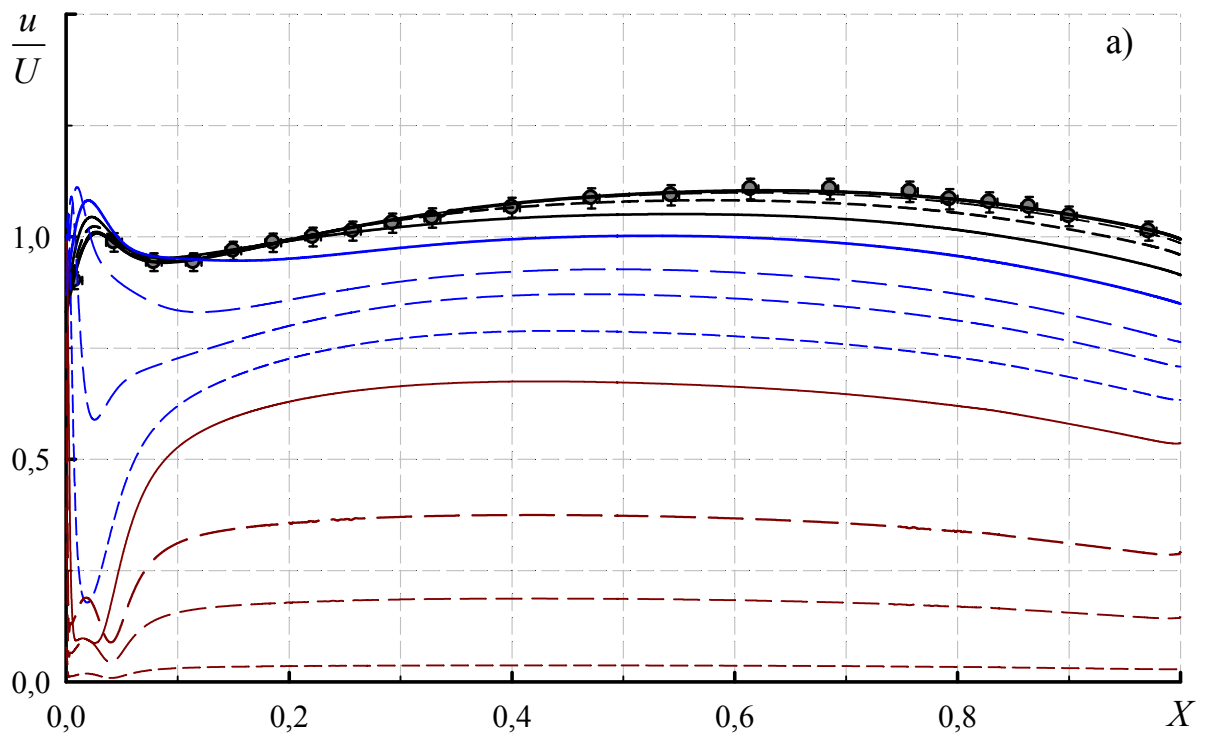
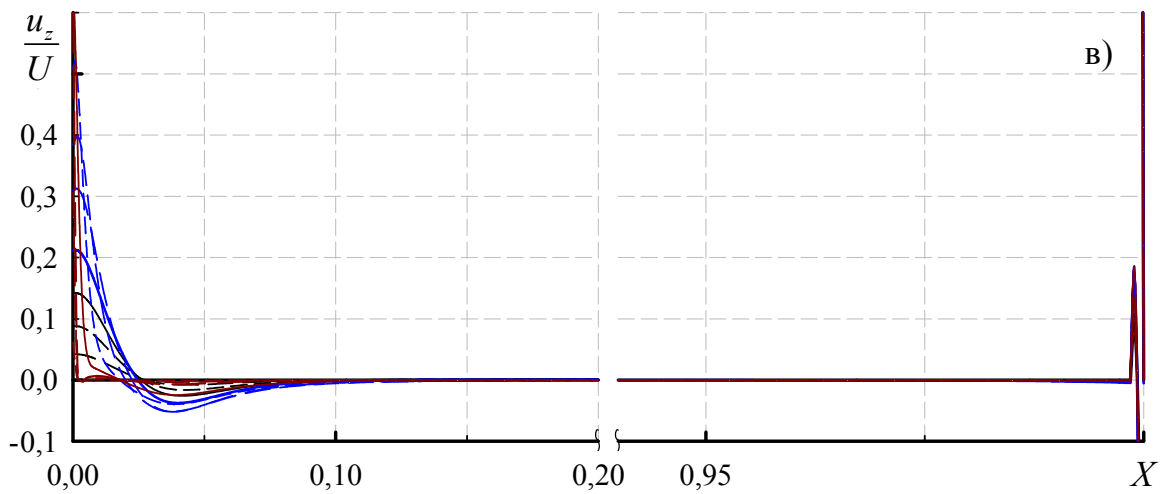
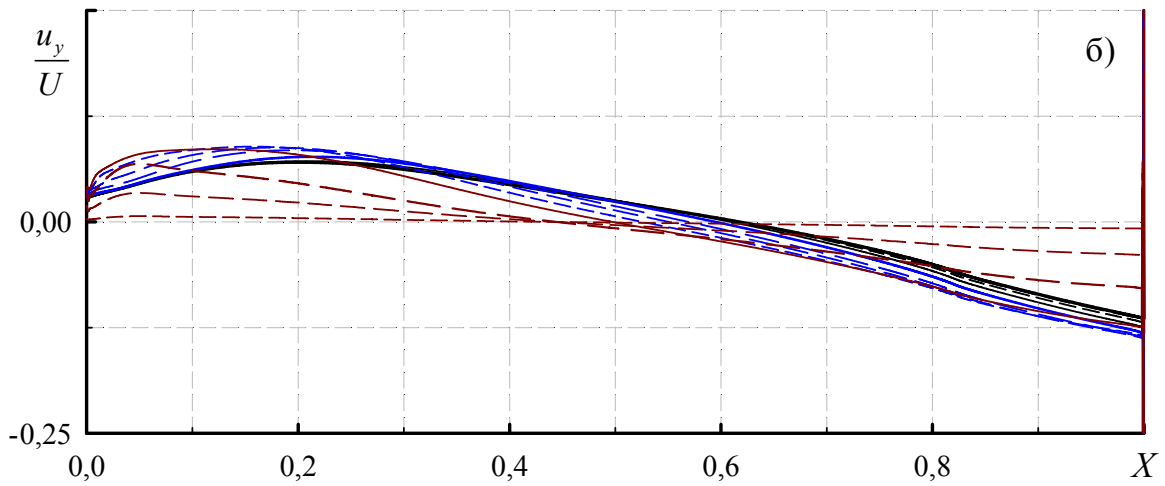
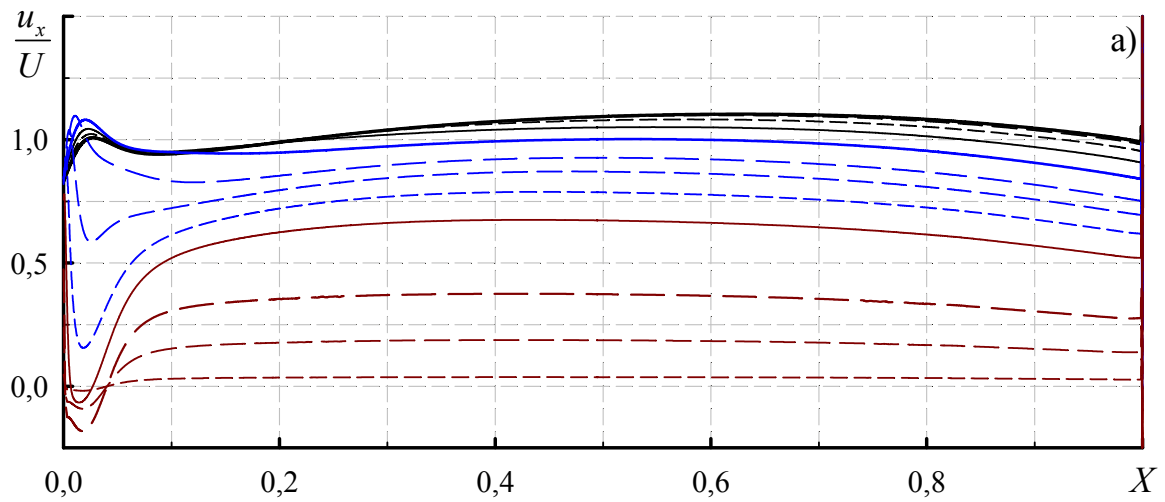


Рисунок 3.29 – Розподіл локальної осередненої у часі швидкості (а) та середньоквадратичної пульсації швидкості (б) в перетині  $Y = 0,75$



а – повздовжня; б – поперечна; в – нормальна компоненти

Рисунок 3.30 – Розподіл проекцій вектора швидкості в перетині  $Y = 0,75$

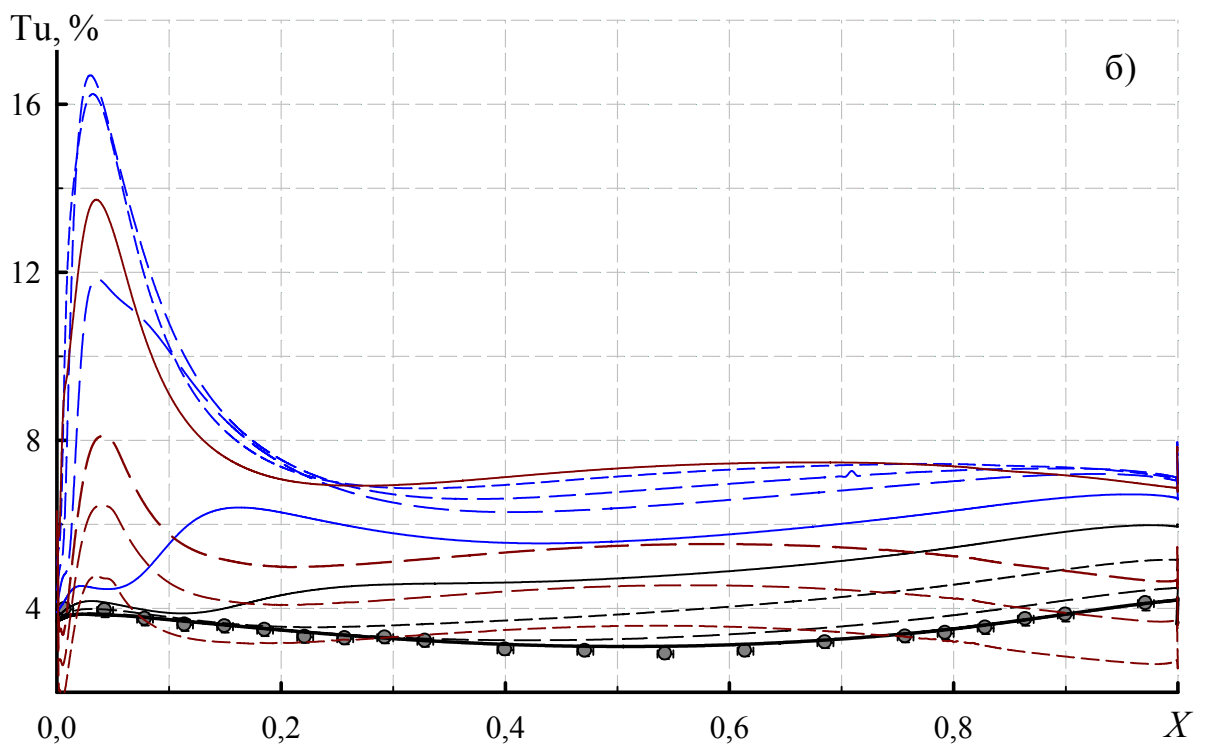
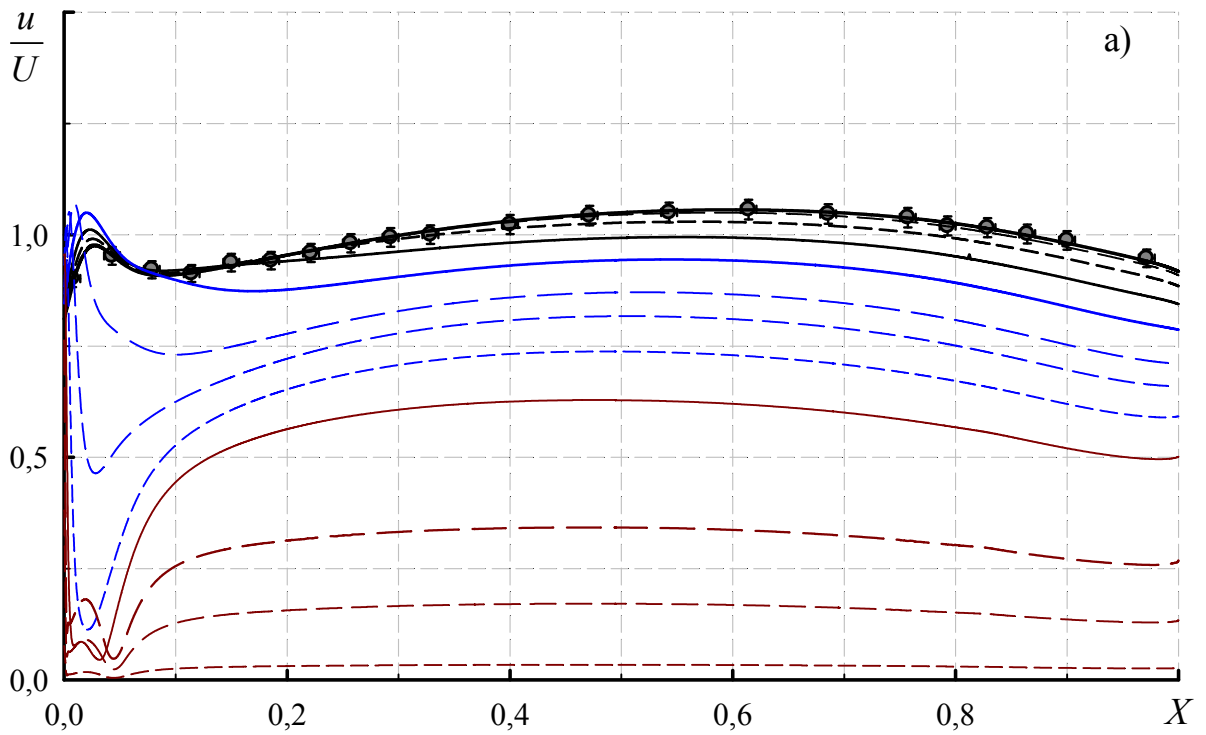
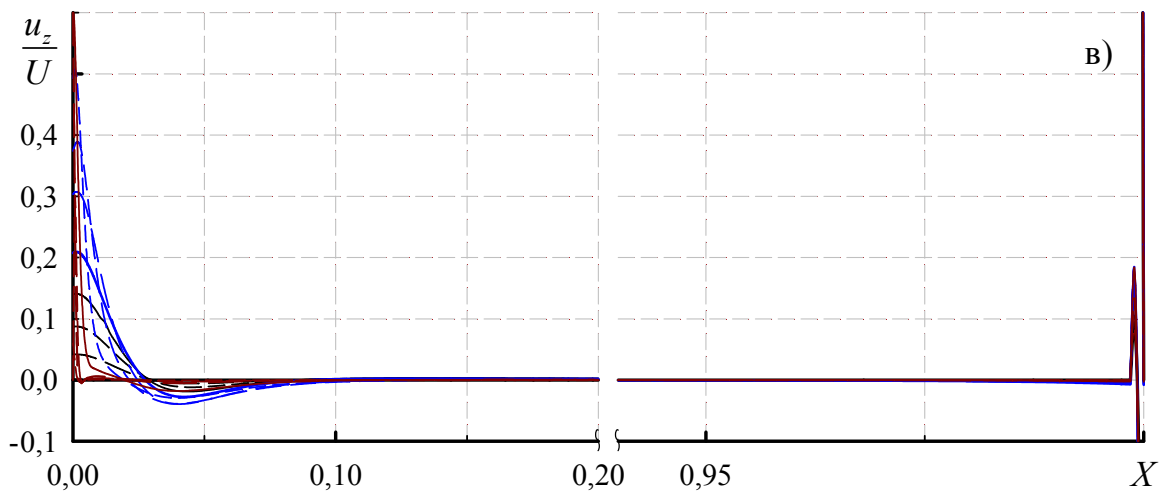
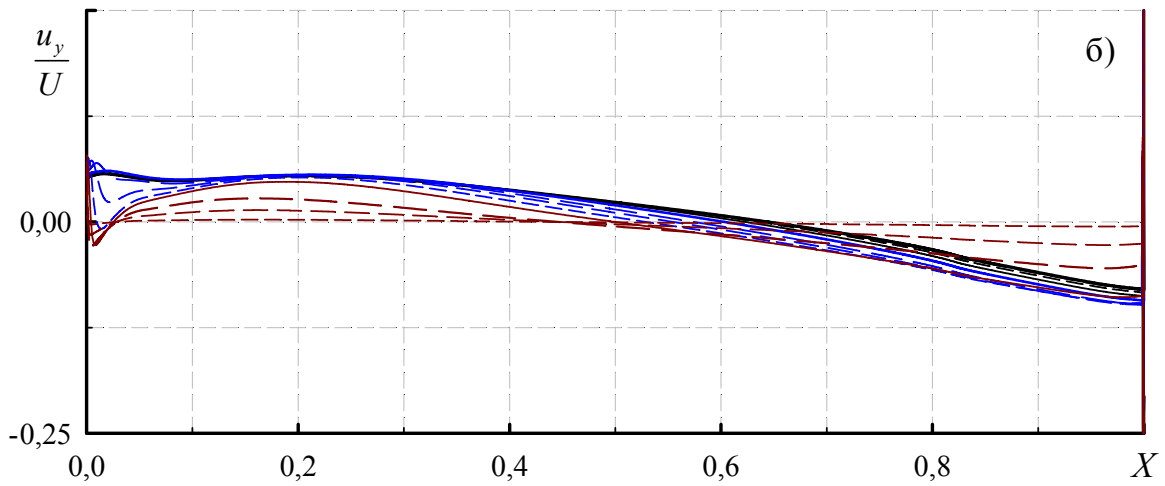
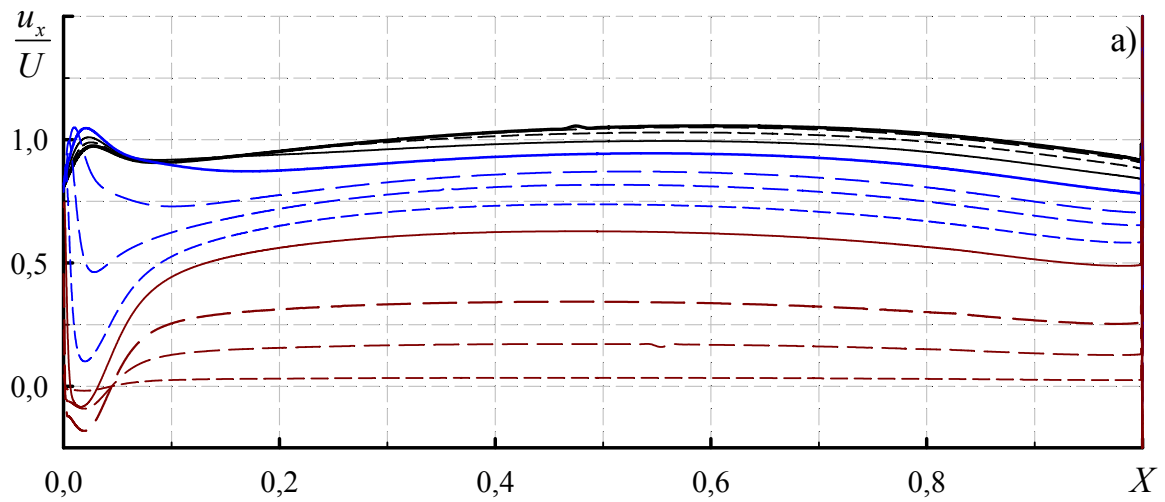


Рисунок 3.31 – Розподіл локальної осередненої у часі швидкості (а) та середньоквадратичної пульсації швидкості (б) в перетині  $Y = 0,88$



а – повздовжня; б – поперечна; в – нормальна компоненти

Рисунок 3.32 – Розподіл проекцій вектора швидкості в перетині  $Y = 0,88$

Розподіли (рис. 3.17 – 3.32) підтверджують зроблене раніше припущення щодо розділення поверхні ребра по його висоті на дві приблизно рівні частини – прикореневу ( $Y < 0,5$ ) зі значними градієнтами швидкостей і пульсацій і периферійну ( $Y \geq 0,5$ ), в якій вказані градієнти мають доволі помірний характер.

На рис. 3.4.4 – 3.4.19 видно стрибкоподібне збільшення швидкості і ступеня турбулентності біля гострої входної крайки ребра (при  $X < 0,03$ ) по всій його висоті. Це пов'язане з відривом потоку від гострої крайки (див. розподіли нормальної компоненти  $u_z$ ) і утворенням відривного пухиря, що захаращує між трубний простір. Після цього відбувається її деяке зниження (приєднання потоку) і подальше нерівномірне по висоті зростання. За аналізу розподілів нормальної компоненти  $u_z$  видно, що приєднання потоку до поверхні ребра ( $u_z$  має від'ємні значення) відбувається при значеннях по вздовжньої координати  $X = 0,05 - 0,1$ .

В перетині  $Y = 0,054$  при  $X = 0,1 - 0,2$  відбувається різке збільшення величини абсолютної швидкості потоку і ступеня турбулентності при  $Z = 0,014 - 0,086$ . В цій області спостерігається і відповідне зростання компонент  $u_x$  та  $u_y$ . Це пов'язано в першу чергу з прискоренням потоку внаслідок зменшення поперечного перетину каналу при захаращенні його плоско-овальною трубою, а в другу – з відміченою вище взаємодією перехресних потоків проникаючих в міжреберну порожнину з фронту ребра і з не зайнятого ребрами простору перед лобовою частиною труби (цей потік до того ж відривається від гострої крайки). При  $X = 0,2 - 0,3$  спостерігається різке зниження абсолютної швидкості та компоненти  $u_x$  зі значним ростом ступеня турбулентності для  $Z = 0,143 - 1,0$ . При цьому компоненти  $u_y$  та  $u_z$  від'ємні, що свідчить про рух потоку поверхонь ребра і труби, що несе обрешення. До того ж спостерігається деяке падіння  $Tu$  при  $X = 0,27 - 0,3$  та  $Z = 0,671 - 1,0$ . Все вищесказане можна трактувати як утворення тривимірного вихорового джгута. При  $X > 0,3$  абсолютна швидкість і

компонента  $u_x$  збільшується, що свідчить про витіснення основного потоку пограничним шаром, котрий розвивається на поверхні ребра. Зміна характеру залежності  $u$  відбувається при  $Z = 0,429$  і, ймовірно, це значення можна вважати за межу пограничного шару в цьому перетині. При  $X = 0,3 - 0,75$  значення  $Tu$  поступово зменшуються. При цьому компонента  $u_y$  від'ємна, а  $u_z$  – додатна, що говорить про розвиток згаданого вище джгута вздовж потоку. Зміна характеристик  $Tu$ ,  $u_y$  та  $u_z$  при  $X > 0,8$  пов'язана зі зміною захарщення поперечного перетину каналу і незначним додатним градієнтом тиску (рис. 3.11 – 3.12) в цій області.

В перетині  $Y = 0,13$  характер розподілу швидкостей і пульсацій змінюється. При  $X < 0,1$  спостерігаються суттєві локальні максимуми в розподілах абсолютної швидкості і ступеня турбулентності. При цьому компонента  $u_z$  має значний максимум –  $\frac{u_z}{U}$  сягає значень  $0,5 - 0,6$  біля гострої вхідної крайки ребра. Після цього відбувається різке падіння компоненти  $u_z$ . При  $X \approx 0,025$  компонента  $u_z$  стає від'ємною, тобто течія в цій області направлена до поверхні ребра. Компонента  $u_y$  при цьому монотонно зростає. Все вищеназване свідчить про утворення біля передньої крайки вихорового джгута вісь якого паралельна напрямку  $Y$ .

При  $X = 0,1 - 0,25$  значення абсолютної швидкості та компоненти  $u_x$  монотонно зростають, а компонента  $u_y$  зростає до  $X \approx 0,18$  і потім починає знижуватись. Такі зміни пов'язані з прискоренням потоку внаслідок захарщення каналу плоско-овальною трубою.

При  $X = 0,45 - 0,85$  і  $Z = 0,571 - 1$  має місце значний максимум ступеня турбулентності, що являється розвитком підвищеного рівня турбулентності в перетині  $Y = 0,054$  при  $X = 0,2 - 0,4$ . При  $Z < 0,5$  спостерігається зростання ступеня турбулентності до певних фіксованих значень  $X$  з подальшою стабілізацією.



В перетині  $Y = 0,25$  розподіл абсолютної швидкості і компоненти  $u_x$  стабілізується. Спостерігається другий мінімум компоненти  $u_z$  при  $X = 0,15 - 0,25$ , що свідчить про приєднання в цій області до поверхні ребра описаного вище вихорового джгута котрий виникає взаємодії перехресних потоків проникаючих в міжреберну порожнину з фронту ребра і з не зайнятого ребрами простору перед лобовою частиною труби. Ступінь турбулентності в цій області після локальних максимумів при  $X = 0,2 - 0,5$  дещо зменшується, а потім стабілізується на досить високому рівні. Цей рівень збільшується при наближенні до поверхні ребра.

При подальшому збільшенні відстані від поверхні плоско-овальної труби  $Y$ , що несе ребрення, характер розподілів відносної абсолютної швидкості і компоненти  $u_x$  не змінюються, в той час як їх абсолютне значення зменшується. Характери розподілів ступеня турбулентності також стабілізуються з максимальними значеннями від  $\sim 4\%$  в центральній частині міжреберного каналу до  $\sim 8\%$  в пограничному шарі біля поверхні ребра. Течія тут носить доволі стабілізований характер, подібний до течій на поверхні пластини [47, 137] та біля стінок напіввідкритого каналу [128] з поправкою на наявність градієнтів тисків, виникаючих внаслідок криволінійності лобової і кормової частин плоско-овальної труби яка в даному випадку може розглядатися як стінка напіввідкритого каналу.

## 4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ ПЛОСКО-ОВАЛЬНИХ ТРУБ З ПОПЕРЕЧНИМ ОРЕБРЕННЯМ

### 4.1 Середньоповерхневий теплообмін

#### 4.1.1 Аналіз експериментальних даних і їх узагальнення

Експериментальні дослідження середньоповерхневого теплообміну труб плоско-овального профілю з неповним поперечним оребрением проведені в діапазоні чисел Рейнольдса  $Re = (10 - 50) \cdot 10^3$ . Він охоплює інтервал швидкостей газових теплоносіїв в енергетичному обладнанні  $U = (4 - 20)$  м/с. Експериментальні дослідження та CFD-моделювання виконані при постійному значенні відстані від бічної крайки ребра до стінки каналу  $B_1 = 10$  мм для восьми типорозмірів моделей труб плоско-овального профілю з неповним поперечним оребрением (№ 2, 4 – 11, табл. 2.1).

На рис. 4.1 представлена верифікація методики CFD-моделювання за результатами експериментального дослідження середньоповерхневого конвективного теплообміну моделі № 2 (табл. 2.1) в порівнянні з результатами CFD-моделювання моделі з такими ж геометричними характеристиками (№ 4, табл. 2.1).

Отримані дані свідчать про доцільність узагальнення результатів в класичному вигляді степеневою залежністю виду

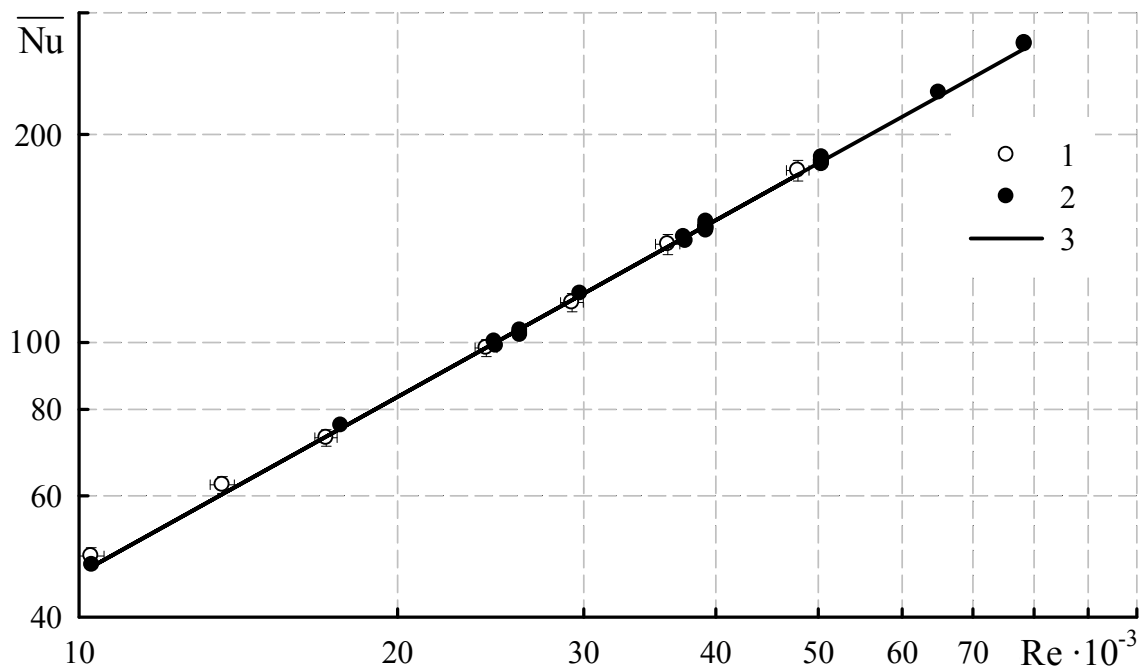
$$\overline{Nu} = C_q Re^m. \quad (4.1)$$

Математична обробка дозволила узагальнити отримані дані у вигляді (4.1) залежністю

$$\overline{Nu} = 0,0182 Re^{0,8511}, \quad (4.2)$$

яка описує як експериментальні результати, так і дані CFD-моделювання з точністю  $\pm 4\%$ .

Також на рис. 4.1 (ряд 4) наведені відхилення експериментальних даних, які визначаються похибками методу дослідження і розраховані в підрозділі 2.4. Видно, що отримана апроксимуюча залежність (3.2) описує експериментальні дані в межах похибок їх визначення. Ряд 5 (рис. 4.1) ілюструє відхилення результатів CFD-моделювання від апроксимуючої залежності (3.2), величина яких не перевищує  $\pm 2\%$ , що є прийнятним критерієм верифікації CFD-моделі [121 – 123].



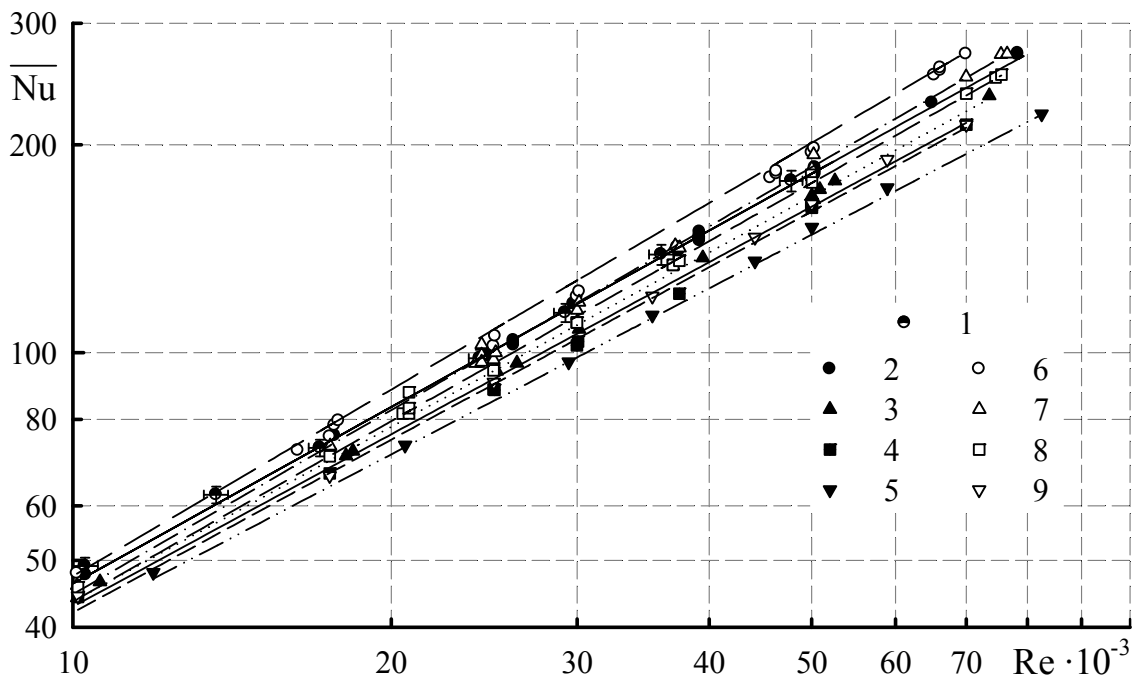
1 – експеримент; 2 – CFD-моделювання; 3 – залежність (3.2);

Рисунок 4.1 – Верифікація методика CFD-моделювання за результатами інтенсивності середньоповерхневого теплообміну

Таким чином, обрана методика CFD-моделювання середньоповерхневого конвективного теплообміну плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням при їх обтіканні поперечним потоком повітря дозволяє проводити дослідження та узагальнювати отримані

результати з відхиленням, величина якого не перевищує похибки визначення інтенсивності теплообміну апробованими [72, 124 – 129], в тому числі при підготовці [145], експериментальними методами.

Результати дослідження інтенсивності середньоповерхневого теплообміну моделей плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням (табл. 2.1) представлені на рис. 4.2.



1 – експеримент, модель № 2;

2 – 9 – CFD-моделювання, моделі № 4 – 11 відповідно

Рисунок 4.2 – Залежності  $\overline{Nu} = f(Re)$  для досліджених моделей

Дані представлені на рис. 4.2 свідчать про зниження інтенсивності теплообміну при зменшенні висоти ребер  $h$  при фіксованих значеннях відносного видовження профілю труби, що несе оребрення  $d_2/d_1$  та відстані від крайки ребра до стінки каналу  $B_1$ . Водночас, при зменшенні відносного видовження профілю труби, що несе оребрення  $d_2/d_1$  з 2,8 до 2, та фіксованій відстані від крайки ребра до стінки каналу  $B_1$  інтенсивність теплообміну для труб з відповідними висотами ребер дещо збільшується.

Кількісні дані по зміні інтенсивності теплообміну при варіюванні висоти ребер  $h$  та відносного видовження профілю труби, що несе оребрення  $d_2/d_1$  в дослідженому діапазоні чисел  $Re$  зведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Зміна інтенсивності теплообміну для досліджених моделей

№ моделі		2, 4	5	6	7	8	9	10	11
Відносно моделей № 2, 4, %	$Re = 10 \cdot 10^3$	0	-6,0	-9,9	-13,0	2,7	-3,4	-6,	-7,8
	$Re = 80 \cdot 10^3$		-8,3	-14,4	-25,4	11,8	3,8	-2,3	-12,7
Відносно моделі № 8, %	$Re = 10 \cdot 10^3$	-	-	-	-	0	-6,3	-8,9	-10,8
	$Re = 80 \cdot 10^3$						-9,1	-16,0	-27,9

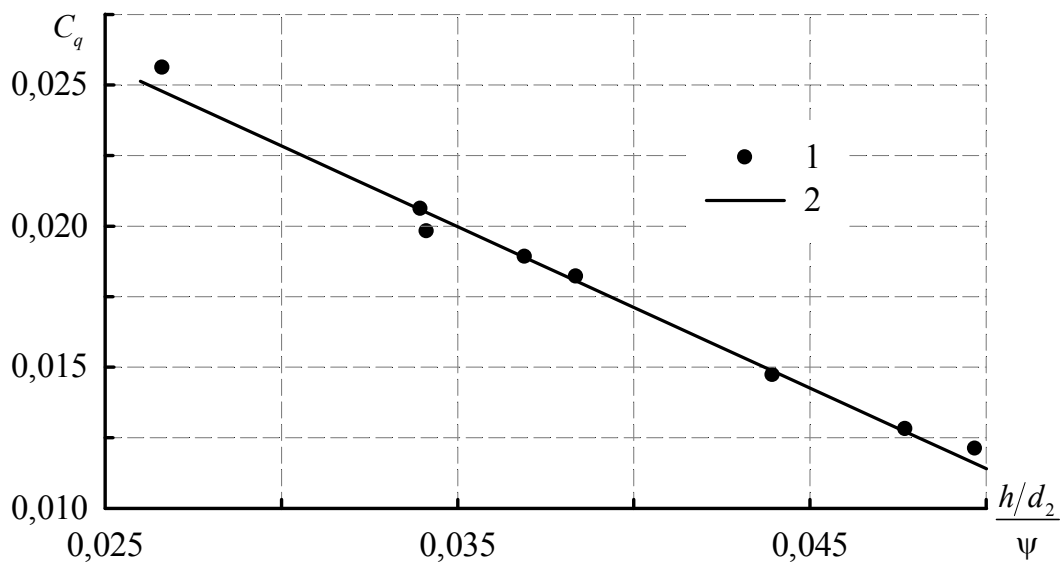
Аналіз даних наведених на рис. 4.2 показав, що на розшарування залежностей  $\overline{Nu} = f(Re)$  найбільш суттєво впливають коефіцієнт оребрення  $\psi$  та відношення  $(h/d_2)$ .

В табл. 4.2 представлені дослідні значення показника степені  $m$  і коефіцієнта  $C_q$  в залежності (4.1) для всіх досліджених моделей отримані при обробці даних рис. 4.2 методом найменших квадратів.

Таблиця 4.2 - Дослідні значення  $m$  і  $C_q$  в залежності (4.1)

№ моделі (табл. 2.1)	$\psi$	$h/d_2$	$C_q$	$m$
2	13,9	0,533	0,0182	0,8511
4				
5	10,58	0,39	0,0189	0,8407
6	7,26	0,248	0,0198	0,8317
7	3,93	0,105	0,0256	0,8008
8	14,83	0,737	0,0121	0,8984
9	11,31	0,539	0,0128	0,8857
10	7,79	0,342	0,0147	0,868
11	4,26	0,145	0,0206	0,8295

При математичній обробці експериментальних даних була виявлена закономірність зміни коефіцієнта  $C_q$  в залежності типу (4.1) від коефіцієнта оребрення  $\psi$  та відношення ( $h/d_2$ ) представлена на рис. 4.3.



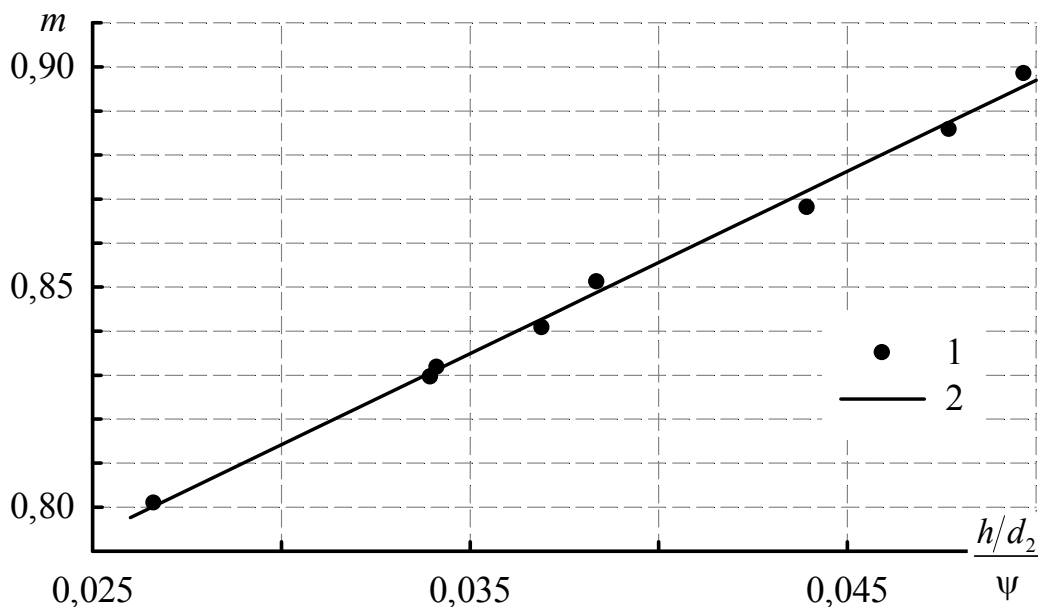
1 – дослідні дані; 2 – залежність (4.3)

Рисунок 4.3 – Залежність коефіцієнта  $C_q$  в формулі (4.1) від коефіцієнта оребрення  $\psi$  та відношення ( $h/d_2$ )

Отримана залежність має лінійний характер і з точністю  $R^2 = 0,9901$  описується рівнянням

$$C_q = 0,04 \left( 1 - 14,3 \frac{h/d_2}{\psi} \right). \quad (4.3)$$

В результаті математичної обробки зміни значень показника степені  $m$  в залежності типу (4.1) отримана закономірність його залежності від коефіцієнта оребрення  $\psi$  та відношення  $(h/d_2)$  представлена на рис. 4.4.



1 – дослідні дані; 2 – залежність (4.4)

Рисунок 4.4 – Залежність показника степені  $m$  в формулі (4.1) від коефіцієнта оребрення  $\psi$  та відношення  $(h/d_2)$

Отримана залежність має лінійний характер і з точністю  $R^2 = 0,995$  описується рівнянням

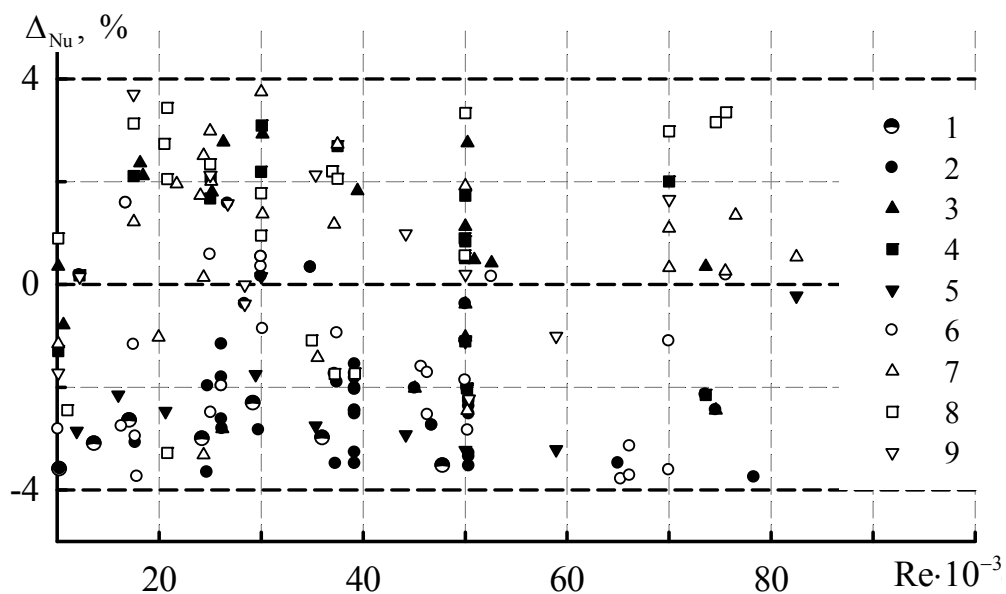
$$m = 0,69 \left( 1 + 6 \frac{h/d_2}{\psi} \right). \quad (4.4)$$

Остаточно, з врахуванням (4.3), (4.4), узагальнююча залежність для розрахунку інтенсивності середньоповерхневого конвективного теплообміну плоско-овальних труб з неповним поперечним орбренням має вигляд

$$\overline{Nu} = 0,04 \left( 1 - 14,3 \frac{h/d_2}{\psi} \right) \cdot Re^{0,69 \left( 1 + 6 \frac{h/d_2}{\psi} \right)} \quad (4.5)$$

Оцінка точності залежності (4.5), представлена на рис. 4.5, проводилась шляхом співставлення дослідних (експериментальних та CFD) значень чисел Нуссельта  $\overline{Nu}_d$  з розрахунковими  $\overline{Nu}_p$  для всіх моделей в діапазоні чисел Рейнольдса  $Re = (10 - 80) \cdot 10^3$  за залежністю

$$\Delta_{Nu} = \frac{\overline{Nu}_p - \overline{Nu}_d}{\overline{Nu}_d} \cdot 100\% \quad (4.6)$$



1 – експеримент, модель № 2;

2 – 9 – CFD-моделювання, моделі № 4 – 11 відповідно (табл. 2.1)

Рисунок 4.5 - Відхилення розрахункових значень числа Нуссельта  $\overline{Nu}_p$  від дослідних  $\overline{Nu}_d$



Таким чином, неточність розрахунку інтенсивності середньоповерхневого конвективного теплообміну плоско-овальних труб з неповним поперечним ребренням по узагальнюючому рівнянню подібності (4.5) не перевищує  $\pm 4\%$ .

#### 4.1.2 Вплив ступеня турбулентності зовнішнього потоку

Експериментальні дослідження середньоповерхневого конвективного теплообміну плоско-овальних труб з неповним поперечним ребрення були проведені на аеродинамічному стенді зі ступенем турбулентності потоку в робочій ділянці вдалині від моделі  $Tu_{\infty} = 4,6\%$  (рис. 3.14). На цьому ж аеродинамічному стенді отримана залежність (3.7) для розрахунку ступеня турбулентності в робочій ділянці перед встановленими в ній моделями. Залежність (3.7) була використана для визначення граничних умов на вході в розрахункову область при CFD-моделюванні.

Порядок величини  $Tu_{\infty} \approx 4,6\%$  є характерним для проточної частини енергетичного обладнання де рекомендується використання плоско-овальних труб, моделі яких досліджені в даній роботі. Однак, на практиці значення  $Tu_{\infty}$  може бути відмінним від тих, що мали місце при проведенні досліджень. За допомогою методів CFD-моделювання були проведені додаткові дослідження, що мали за мету виявлення впливу величини ступеня турбулентності  $Tu_{\infty}$  на інтенсивність середньоповерхневого конвективного теплообміну ребрених плоско-овальних труб. Дослідження проведені для моделі № 4 (табл. 2.1) при фіксованому значенні  $Re = 50 \cdot 10^3$  при зміні ступеню турбулентності потоку на вході в розрахункову область  $Tu_0$  від  $1,0\%$  до  $11,0\%$ . При цьому всі інші граничні умови залишались незмінними. Вказані значення  $Tu_0$ , згідно з формулою (3.7), відповідають значенням  $Tu_{\infty}$   $0,13\%$  і  $10,1\%$  відповідно. Результати досліджень представлені на рис. 4.6

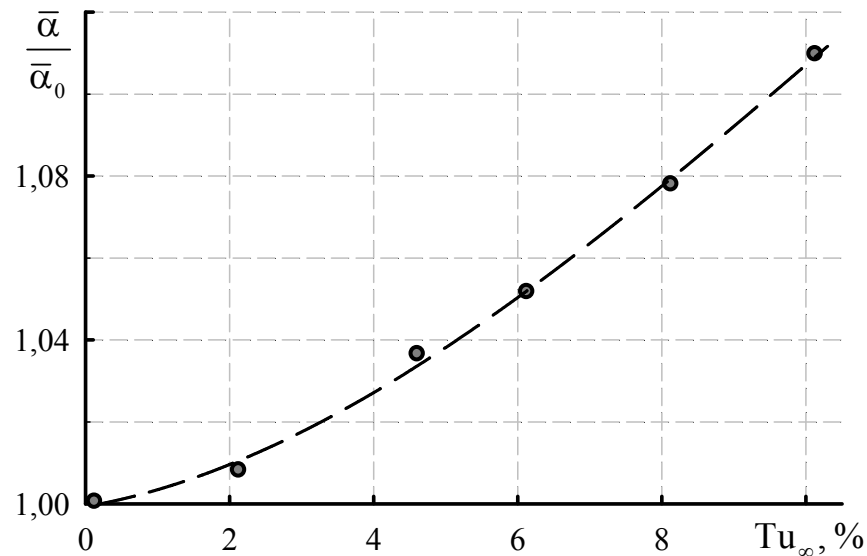


Рисунок 4.6 – Вплив  $Tu_{\infty}$  на  $\bar{\alpha}$  при  $Re = 50 \cdot 10^3$

На рис. 4.6 видно очікуване зростання  $\bar{\alpha}$  при збільшенні  $Tu_{\infty}$ . Залежність  $\bar{\alpha} = f(Tu_{\infty})$  при  $Tu_{\infty} = (2 \dots 10,1) \%$  має лінійний характер.

#### 4.1.3 Вплив висоти ребра при фіксованому коефіцієнті захарщення каналу

Результати наведені на рис. 4.2 показують зниження інтенсивності середньповерхневого теплообміну при зменшенні висоти ребра  $h$ . Водночас у великій кількості робіт, зокрема в [14, 15, 126, 128, 131, 146] вказується про збільшення інтенсивності середньповерхневого конвективного теплообміну при зменшенні коефіцієнта оребрення  $\psi$ . Коефіцієнт оребрення, в свою чергу, в значній мірі прямо пропорційний висоті ребра.

Слід зазначити, що вищезазвані дослідження були проведені в аеродинамічних умовах, які тим або іншим чином відрізняються від умов даного дослідження. Так роботи [14, 15, 126] проведені для пакетів оребрених труб. В них в якості одного з визначальних параметрів в узагальнюючих залежностях виступає поперечний крок труб  $s_1$  котрий

характеризує також ступінь стиснення потоку в каналі, тобто є аналогом коефіцієнта захарашення каналу. В роботі [128] коефіцієнт оребрєння змінювався за рахунок кількості ребер і кроку між ними тому однозначно визначити вплив саме висоти ребра на інтенсивність теплообміну не представляється можливим. В роботі [146] досліджувався теплообмін труб з внутрішнім оребрєнням і коефіцієнт оребрєння змінювався як за рахунок висоти і товщини ребер так і за рахунок кроку між ними (їх кількості), при цьому змінювався прохідний перетин труби і відповідно коефіцієнт захарашення.

Аналіз отриманих експериментальних даних і робіт [14, 15, 126, 128, 131, 146] показав, що визначальним для оцінки впливу висоти ребра на інтенсивність середньоповерхневого теплообміну є коефіцієнт захарашення каналу  $k_q$ . Він характеризує ступінь підтискання потоку поверхнею теплообміну, а для оребрєних поверхонь – ще й міру витіснення потоку з міжреберних каналів.

Для визначення впливу висоти ребер на інтенсивність середньоповерхневого конвективного теплообміну плоско-овальних оребрєних труб було зафіксовано значення коефіцієнта захарашення каналу

$$k_q = \frac{F_p - F_{\text{mid}}}{F_p} = 0,367, \text{ що відповідає експерименту для моделі № 2 (табл. 2.1)}$$

при відстані від стінки каналу  $B_1 = 10$  мм (рис. 4.1) і методом CFD-моделювання визначені інтенсивності теплообміну при зменшенні висоти ребра  $h$ . При цьому відповідно змінювалась величина  $B_1$ : при  $h = 41$  мм  $B_1 = 15,9$  мм ; при  $h = 26$  мм  $B_1 = 21,8$  мм ; при  $h = 11$  мм  $B_1 = 27,8$  мм .  
Результати представлені на рис. 4.7.

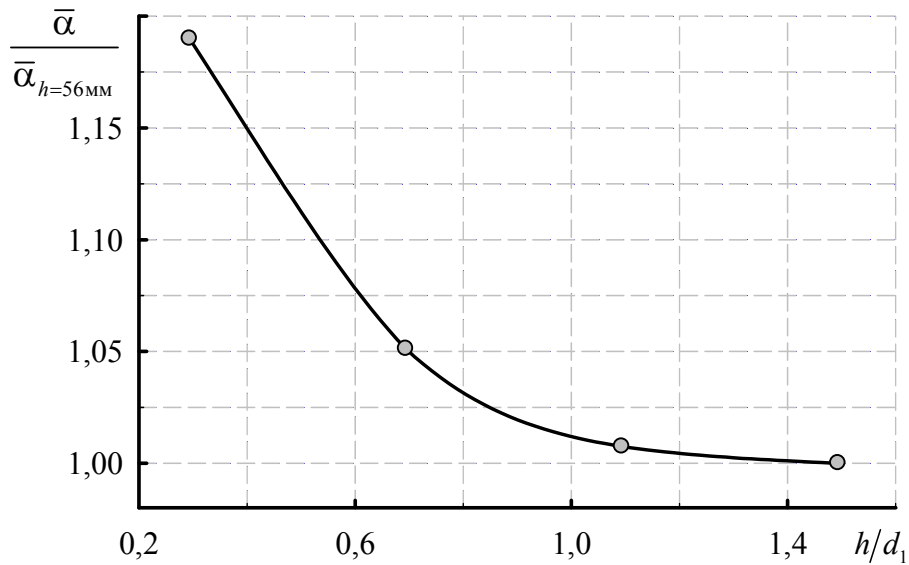


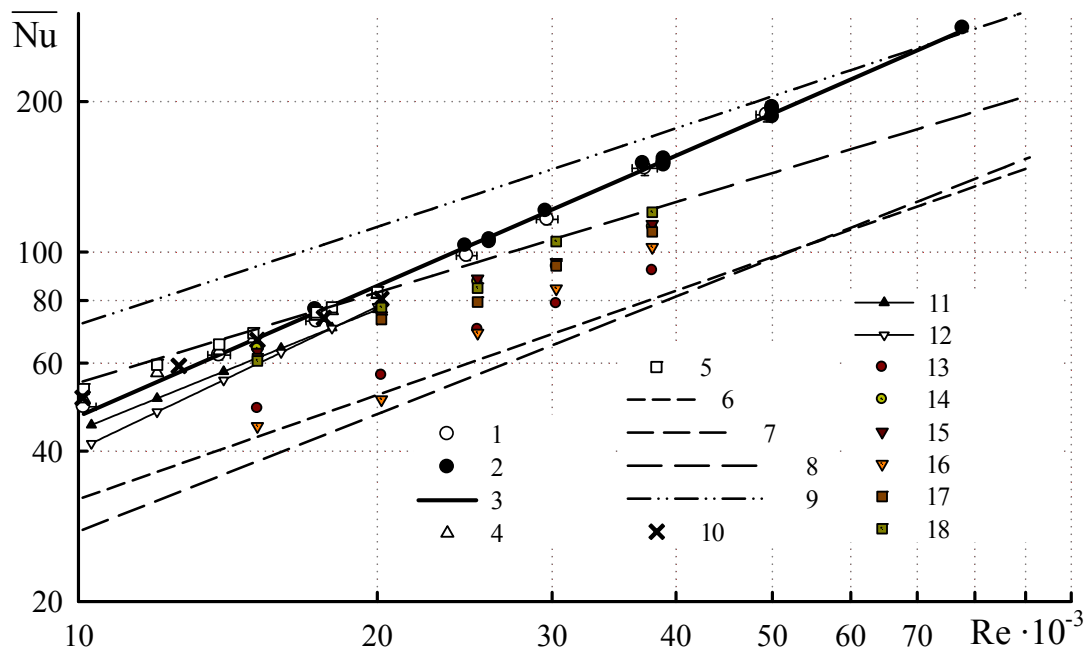
Рисунок 4.7 – Вплив відносної висоти ребра  $h/d_1$  на  $\bar{\alpha}$  при  $Re = 50 \cdot 10^3$

З рис. 4.7 видно що при постійному коефіцієнті захаращення каналу  $k_q$  інтенсивність теплообміну плоско-овальної труби збільшується, досягаючи значень відносного збільшення  $\sim 20\%$  для ребер малої висоти. Для високих ребер  $h/d_1 > 1$  подальше збільшення їх висоти несуттєво впливає на значення конвективного коефіцієнта теплообміну.

#### 4.1.4 Порівняння результатів з даними інших авторів

На рис. 4.8 представлені результати дослідження інтенсивності середньоповерхневого теплообміну моделей плоско-овальної труби № 2, 4 (табл. 2.1) з неповним оребренням (ряди 1, 2, відповідно) в порівнянні з даними по інтенсивності теплообміну близьких до них за конфігурацією оребрених трубчатих теплообмінних поверхонь отриманими, в тому числі, отриманими іншими авторами. Геометричні характеристики труб, що були прийняті для порівняння, наведені в табл. 4.3.

З рис. 4.8 видно, що отримані результати добре корелюються з даними для шахових пакетів плоско-овальних труб з неповним оребренням представленими в роботах [79, 147].



- 1 – експеримент, модель № 2; 2 – CFD-моделювання, модель № 4 (табл. 2.1); 3 – залежність (4.5); 4 – розрахунок за [79],  $\psi = 15, 16$ ,  $s_1/s_2 \rightarrow 0$ ,  $z_2 = 1$ , шаховий пакет; 5 – дані [147],  $\psi = 14, 24$ ,  $s_1/s_2 = 1, 1$ ,  $z_2 = 1$ , шаховий пакет; 6 – розрахунок за [15],  $\psi \approx 14$ ,  $s_1/s_2 \rightarrow 0$ ,  $z_2 = 1$ , круглоребристі труби; 7 – розрахунок за [15],  $\psi \approx 32$ ,  $s_1/s_2 \rightarrow 0$ ,  $z_2 = 1$ , круглоребристі труби; 8 – розрахунок за [46], круглий циліндр,  $d = 38$  мм,  $Tu_\infty \rightarrow 0$ ; 9 – розрахунок за [47], круглий циліндр,  $d = 38$  мм,  $Tu_\infty = 4, 6$  %; 10 – дані [59], неоребрена плоско-овальна труба,  $d_2/d_1 = 2, 6$ ; 11, 12 – розрахунок за [85], шаховий і коридорний чотирирядні пакети еліптичних труб з “*H-type*” оребренням відповідно; 13 – 18 дані [37], дворядні коридорні пакети круглих труб з “*H-type*” оребренням

Рисунок 4.8 – Залежності  $\overline{Nu} = f(Re)$  для різних типів трубних поверхонь

Таблиця 4.3 – Геометричні характеристики труб і трубних пакетів прийнятих до порівняння (розміри – в міліметрах)

№ згідно рис. 4.8	$\frac{d_1}{d_2}$	$h$	$L$	$\delta_p$	$s_p$	$c$	$\psi$	$s_1$	$s_2$
1, 2, 3	$\frac{37,5}{105}$	56	140	2	9	30	13,9	—	—
4	$\frac{15}{42}$	23	55,5	0,8	3,75	12	15,16	$s_1/s_2 \rightarrow 0$	
5	$\frac{15}{30}$	19	50	0,8	4,0	13	14,24	$s_1/s_2 = 1,1$	
6	$\frac{37,5}{105}$	32	—	2	9	—	14	$s_1/s_2 \rightarrow 0$	
7	—	56	—			—	32	$s_1/s_2 \rightarrow 0$	
8	$\frac{37,5}{105}$	—	—	—	—	—	—	—	—
9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	$\frac{20}{52}$	—	—	—	—	—	—	—	—
11, 12	$\frac{30}{52,46}$	12	76,5	1,5	13,5	10	Авторами не вказано	80	100
13	$\frac{38}{105}$	28,5	89	2,5	12,7	13	9,74	98	92
14					19,05		7,12		
15					25,4		5,37		
16		12,7	10,99		108		93		
17		19,05	7,99						
18		27,4	5,99						
		33,5	90						

Для порівняння отриманих результатів були вибрані схожі за геометричними характеристиками круглоребристі труби ( $d = 37,5$  мм) з шайбовим оребренням – з близьким коефіцієнтом оребрення  $\psi \approx 14$  (ряд 6), та з такою ж висотою ребра  $h = 56$  мм (ряд 7). Видно, що для обох розглянутих випадків інтенсивність конвективного теплообміну плоско-

овальних оребрених труб з неповним оребренням перевищує інтенсивність теплообміну круглоребристих труб на 40 – 60 % при малих  $Re$ , досягаючи двох і більше разів при високих числах Рейнольдса.

З порівняння отриманих даних з інтенсивністю теплообміну круглого циліндра з  $d = 38$  мм видно, що при низьких ступенях турбулентності набіжного потоку (ряд 8) плоско-овальна оребрена труба має близький, а при високих  $Re$  перевищуючий рівень конвективного теплообміну.

При значеннях ступеня турбулентності характерних для умов даної роботи  $Tu_{\infty} \approx 4,6$  % інтенсивність теплообміну круглого циліндра на  $\sim 40$  % перевищує інтенсивність конвективного теплообміну плоско-овальної труби з поперечним оребренням при малих числах  $Re$  (ряд 9). Це перевищення поступово зменшується з ростом  $Re$  і при значенні  $Re \approx 70 \cdot 10^3$  нівелюється.

На рис. 4.8 також наведені дані [59] з інтенсивності теплообміну неоребреної плоско-овальної труби з  $d_2/d_1 = 2,6$  (ряд 10). Видно, що оребрена плоско-овальна має близьку до неоребреної інтенсивність теплообміну в діапазоні  $Re = (10 - 20) \cdot 10^3$ .

На рис. 4.8 наведені дані експериментальних робіт для труб з поперечним оребренням типу “*H-type*”: еліптичних, зібраних в шахові (ряд 11) та коридорні (ряд 12) чотирирядні пакети [85]; і круглих, зібраних в дворядні коридорні пакети (ряди 13 – 18) [37]. Видно, що інтенсивність конвективного теплообміну плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням перевищує інтенсивність теплообміну труб з “*H-type*” оребренням принаймні в дослідженому діапазоні чисел Рейнольдса.

## 4.2 Ефективність ребра

Відповідно до законів теплопередачі, тепловий потік, що передається через стінку труби від одного теплоносія до іншого прямо пропорційний площі поверхні стінки і температурному перепаду між теплоносіями. Якщо поверхню тепловіддачі з одного боку стінки збільшити за допомогою ребер, то слід очікувати пропорційне площі оребрення збільшення теплового потоку, віднесеного до одиниці поверхні стінки. Але, зважаючи на наявність температурного градієнта на ребрі, ефективний температурний напір знижується. Тому загальне збільшення теплового потоку менше очікуваного. Для врахування нерівномірності температурного напору по поверхні ребра при розрахунках теплопередачі оребреної поверхні введено поняття коефіцієнта ефективності ребра [104, 148].

Визначення коефіцієнта ефективності поперечних ребер плоско-овальних труб можна звести до класичної задачі визначення ефективності схожих по геометрії прямих прямокутних ребер, повністю розташованих на плоскій основі [129, 149 – 152]. Різниця між цими двома видами ребер полягає лише в тому, що ребра плоско-овальних труб мають контакт з поверхнею, що несе оребрення, не на всій їх довжині ( $l_K < L$ ) і, відповідно, мають менші, ніж у звичайних прямих ребер тієї ж висоти, значення коефіцієнта ефективності ( $E < E_0$ ). Тому, в якості узагальненого параметра, що характеризує зазначене розходження, доцільно ввести відносну довжину лінії контакту, яка відповідно до рис. 2.1 визначається як

$$L_K = \frac{l_K}{L} = \frac{d_2 - d_1 \left[ 1 - \arccos \left( 1 - \frac{2\delta'}{d_1} \right) \right]}{L} \quad (4.7)$$

Очевидно, що величини  $E$  і  $E_0$  співпадають при  $l_K = L$  ( $L_K = 1$ ), тобто звичайне пряме ребро на плоскій основі є окремим випадком розглянутого в



даній роботі виду оребрення. Це дозволяє з достатньою впевненістю застосовувати для розрахунку коефіцієнта ефективності ребер плоско-овальних труб наближений підхід Т. Шмідта [153], заснований на заміні ребра складної форми еквівалентним по ефективності умовним прямим прямокутним ребром висотою  $h_y$  і використанні для визначення  $E$  простої формули

$$E = \frac{\text{th}(mh_y)}{mh_y}, \quad (4.8)$$

де  $m = \sqrt{2\bar{\alpha}/(\lambda_m \delta_p)}$  - параметр ребра [104, 148];  $\lambda_m$  - коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра.

Реалізація такого підходу зводиться до пошуку залежності для визначення висоти умовного ребра  $h_y$ . Т. Шмідт, вирішуючи це завдання для шайбового оребрення круглих труб [153], запропонував використовувати співвідношення

$$h_y = h \left( 1 + C_h \ln \left( \frac{D}{d} \right) \right), \quad (4.9)$$

де  $C_h = 0,35 = \text{const}$ .

Є. М. Письменним в роботі [154], пов'язаною з підготовкою узагальненої методики розрахунку теплообміну пакетів поперечно-оребраних труб, було розглянуто максимально широкий діапазон їх геометричних характеристик. Виконаний при цьому аналіз показав, що застосування спрощеного підходу до визначення  $E$  стає можливим, якщо величину  $C_h$  в співвідношенні (4.9) розглядати не як константу, а як функцію геометричних

характеристик ребристих труб  $C_h = f\left(\frac{D}{d}\right)$ . В результаті, для визначення  $h_y$  було отримано таке співвідношення

$$h_y = h \left( 1 + \left( 0,191 + 0,054 \left( \frac{D}{d} \right) \right) \ln \left( \frac{D}{d} \right) \right) \quad (4.10)$$

Пошук співвідношень для визначення  $h_y$  для шайбового ребра полегшувався тим, що для такого випадку існує аналітичний розв'язок задачі теплопровідності. Для розглянутого в даній роботі прямого ребра, що має термічний контакт з основою не на всій його довжині ( $K_L < 1$ ), аналітичний розв'язок задачі теплопровідності відсутній. Тому застосування описаного вище підходу до визначення коефіцієнта ефективності такого ребра можливо тільки з використанням числових або експериментальних методів.

Експериментальні дослідження теплообміну шахових і коридорних пакетів натурних плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням [79, 129, 133] дали значний експериментальний матеріал по значеннях середніх конвективних ( $\bar{\alpha}$ ) і приведених ( $\alpha_{пр}$ ) коефіцієнтів теплообміну для обраного діапазону їх геометричних характеристик. На основі цих даних в роботах [149 – 152] були отримані значення коефіцієнта ефективності пластинчастого ребра плоско-овальної труби, використовуючи залежність (2.12), а по ним, спираючись на базову залежність (4.8), визначалась висота умовного ребра  $h_y$ , відповідна охопленню експериментами величинами відносної довжини лінії контакту ребер  $L_K$ . Узагальнений вираз для визначення висоти умовного ребра визначався у вигляді залежності

$$h_y = h \cdot C_K = h \cdot \left[ 1 + \Phi(L_K) \cdot \ln \left( \frac{1}{L_K} \right) \right]. \quad (4.11)$$

Невідома функція  $\Phi(L_K)$  визначалась за експериментально отриманими для відповідних значень  $L_K$  величинами  $h_y$ , викладаючи експериментальні точки в координатах

$$\left(\frac{h_y}{h} - 1\right) / \ln\left(\frac{1}{L_K}\right) = \Phi(L_K). \quad (4.12)$$

На основі експериментальних даних була отримана залежність для визначення функції  $\Phi(L_K)$  [129, 150, 151]

$$\Phi(L_K) = b \cdot (1 + 2L_K), \quad (4.13)$$

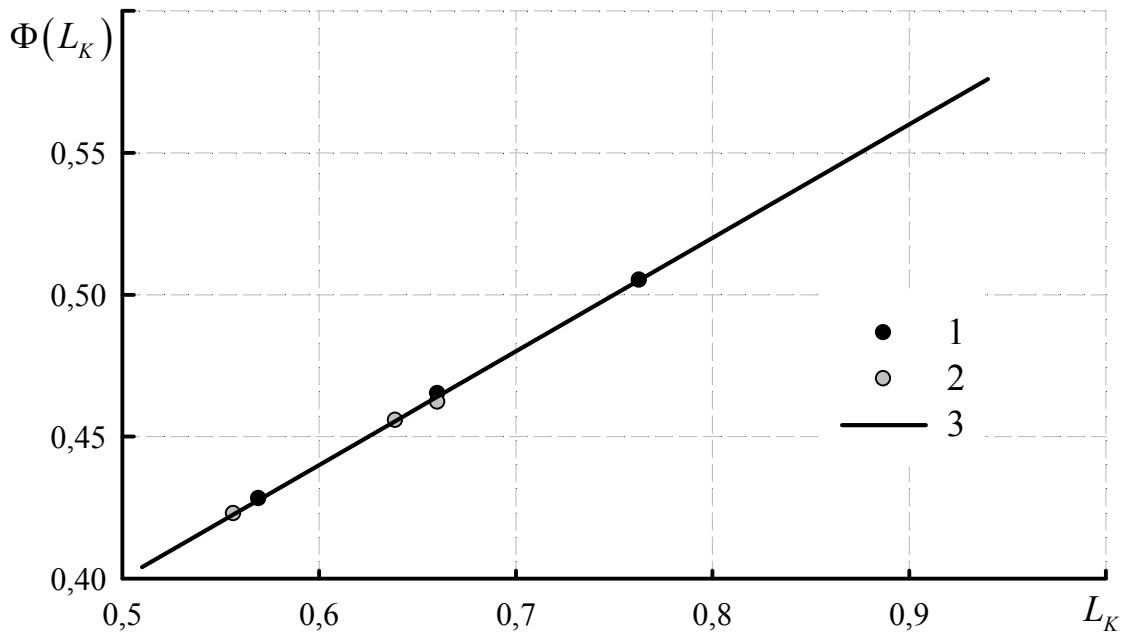
де  $b \approx 0,2$  – дослідна стала.

Остаточно, узагальнена залежність для визначення висоти умовного ребра має вигляд

$$h_y = h \cdot \left[ 1 + b \cdot (1 + 2L_K) \cdot \ln\left(\frac{1}{L_K}\right) \right]. \quad (4.14)$$

Цей вираз рекомендується використовувати в області значень відносної довжини лінії контакту  $0,4 < L_K < 1,0$  [129, 150, 151].

Така саме робота була проведена для 10-ти моделей плоско-овальних труб з поперечним оребренням. Результати визначення функції  $\Phi(L_K)$  представлені на рис. 4.9.

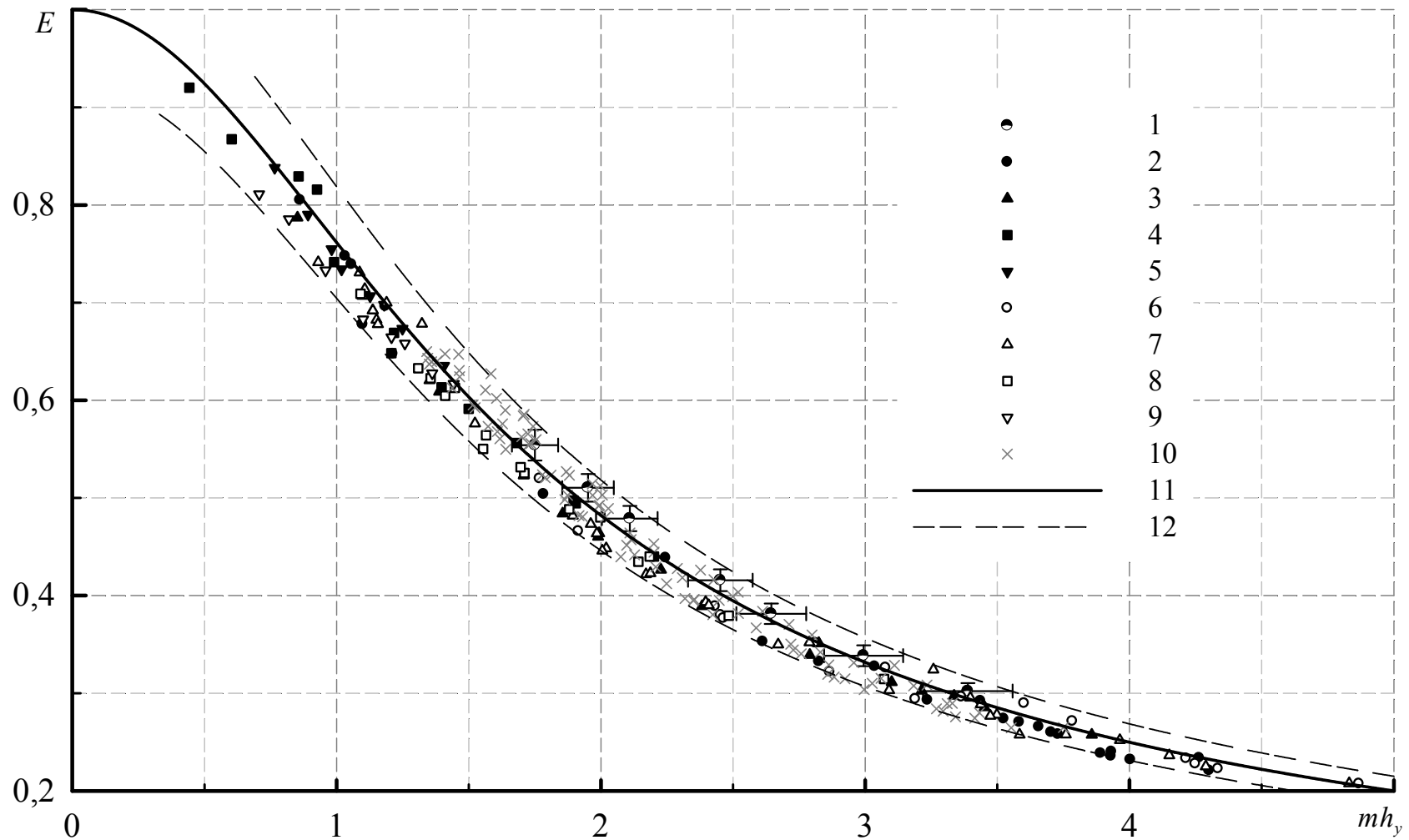


1 – дані [129, 150, 151]; 2 – результати даної роботи; 3 – залежність (4.13)

Рисунок 4.9 – Залежність  $\Phi(L_K)$

Видно, що отримані експериментальні дані підтверджують правильність вибору виду залежності  $\Phi(L_K)$ .

Оцінка точності запропонованого підходу до визначення коефіцієнта ефективності ребер плоско-овальних труб, виконана за експериментально отриманими (істинними) значеннями, представлена на рис. 4.10, з якого випливає, що залежності (4.8) і (4.14) описують дослідні дані з похибкою, що не перевищує  $\Delta = \pm 7\%$ .



1 – експеримент, модель № 2; 2 – 9 – CFD-моделювання, моделі № 4 – 11 відповідно (табл. 2.1); 10 – дані [79, 129, 133];

11 – рівняння (4.8); 12 – зона розсіювання дослідних даних

Рисунок 4.10 – Залежність коефіцієнта ефективності ребра  $E$  від комплексу  $mh_y$

### 4.3 Локальний теплообмін

Вимірювання розподілів локальних щільностей теплового потоку на поверхні ребра за допомогою ПТП проведені для трьох значень швидкостей потоку перед моделями  $U_0 = 6,4; 9,5; 12,7$  м/с, що відповідають швидкостям в живому перетині  $U = 10; 15; 20$  м/с і, відповідно, числам Рейнольдса  $Re = (25; 37,5; 50) \cdot 10^3$  [155]. Отримані дані, при їх представленні в безрозмірному вигляді, незначним чином (в межах похибок вимірювання) відрізняються між собою. Тому, в даному підрозділі наведені розподіли інтенсивності локального теплообміну і проведений їх аналіз для  $Re = 50 \cdot 10^3$ . Саме для такого значення числа Рейнольдса проведені вимірювання гідродинамічних характеристик потоку і проведений їх аналіз в п. 3.4.

На рис. 4.11 – 4.14 представлені розподіли локальних безрозмірних коефіцієнтів теплообміну по поверхні ребра при  $Re = 50 \cdot 10^3$ . Точками на графіках позначені експериментальні значення отримані за допомогою ПТП на моделі № 3 (табл. 2.1), а лініями – результати CFD-моделювання на моделі № 4 (табл. 2.1). З огляду на те, що ПТП має певні розміри робочої частини ( $10 \times 10$  мм), представлені експериментальні результати є середніми в межах ПТП. Представлені на рис. 4.11 – 4.14 відхилення експериментальних даних по осі ординат розраховані в п. 2.3, а по осі абсцис – відповідають розміру ПТП вздовж потоку. Суцільні лінії (результати CFD-моделювання [140, 156]) на графіках відповідають перетинам, що проходять через центр ПТП в повздовжньому напрямку, а штрихові – на відстані  $\pm 2,5$  мм і  $\pm 5$  мм від них. Таким чином, представлені результати з деякою дискретністю описують розподіл інтенсивності теплообміну по всій поверхні ребра і перекривають всі області ребра зайняті ПТП під час проведення експериментів (рис. 2.5).

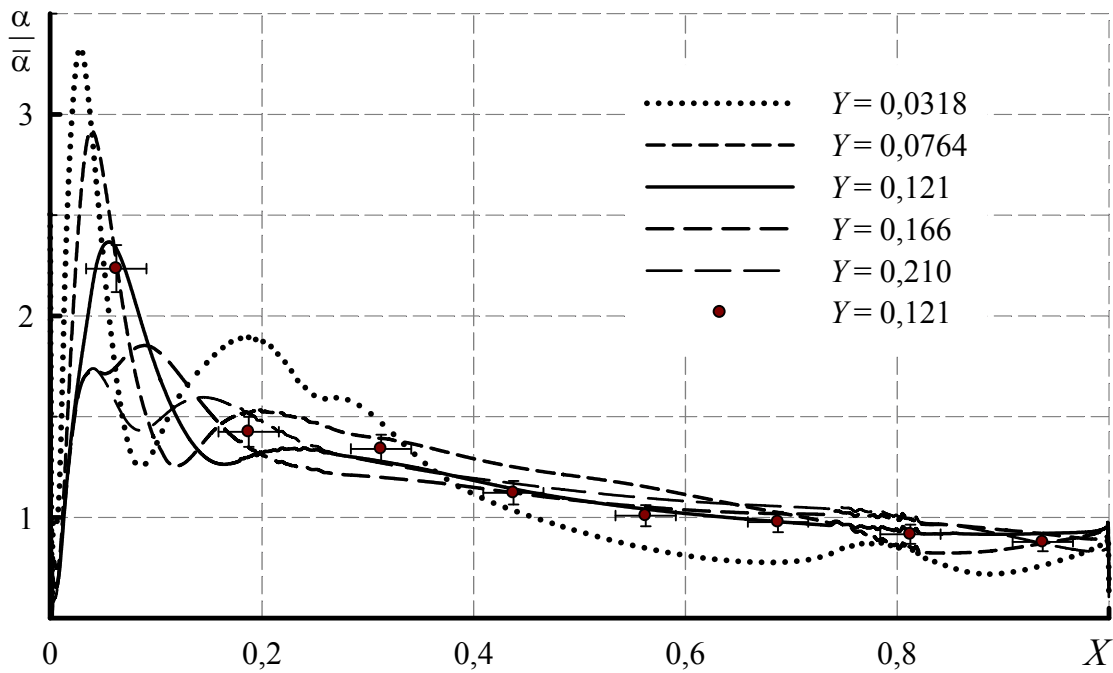


Рисунок 4.11 – Розподіл інтенсивності теплообміну по поверхні ребра при  $Y = 0,0318 - 0,210$

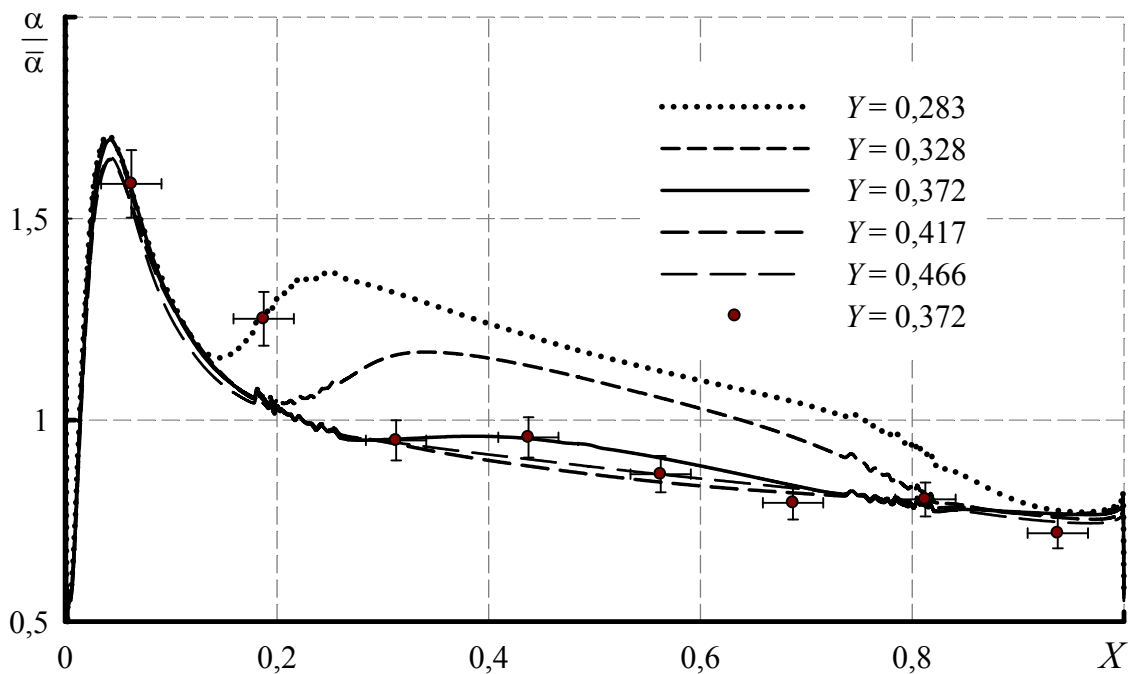


Рисунок 4.12 – Розподіл інтенсивності теплообміну по поверхні ребра при  $Y = 0,283 - 0,466$

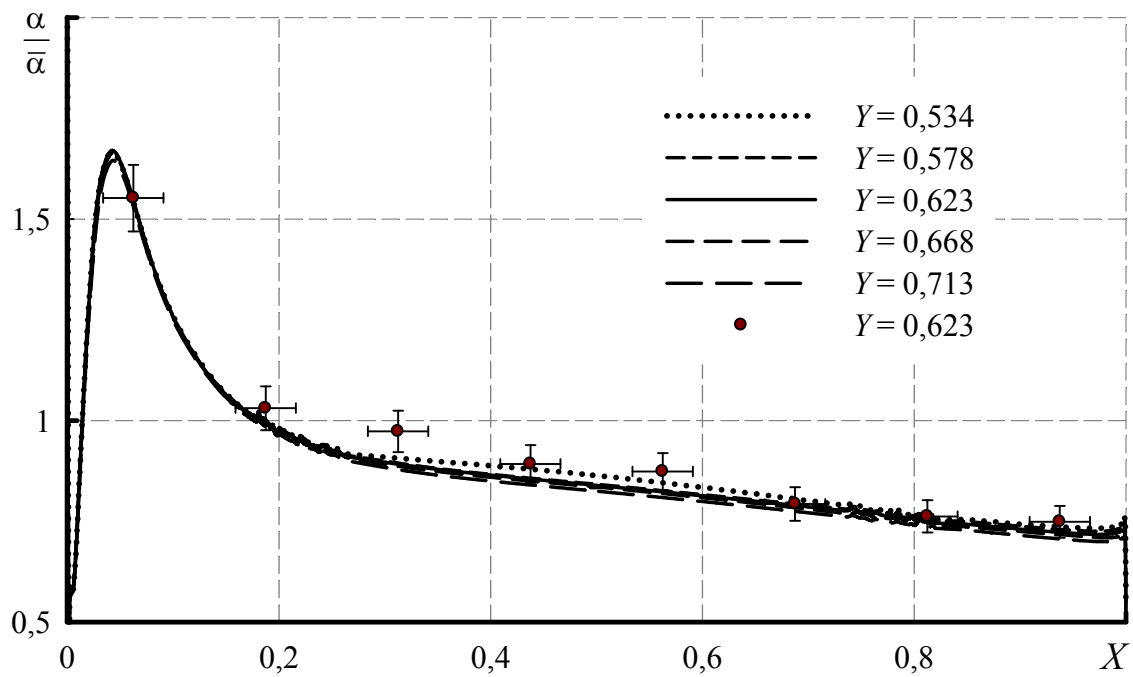


Рисунок 4.13 – Розподіл інтенсивності теплообміну по поверхні ребра при  $Y = 0,534 - 0,713$

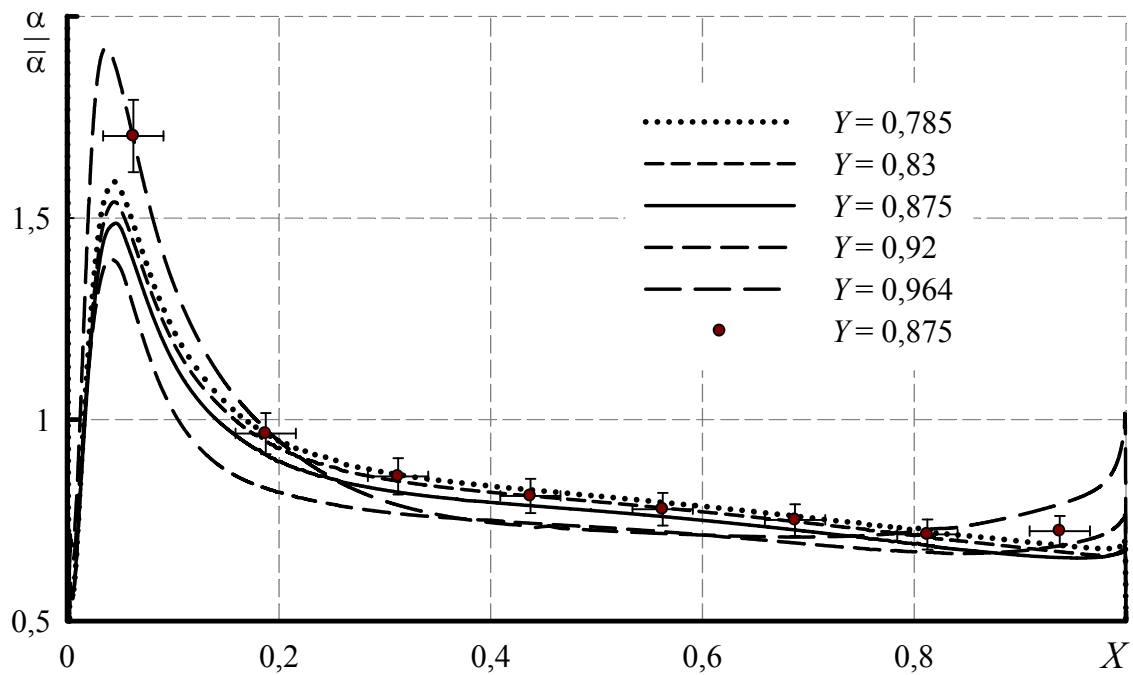


Рисунок 4.14 – Розподіл інтенсивності теплообміну по поверхні ребра при  $Y = 0,785 - 0,964$



Розподіли 4.11 – 4.12 підтверджують припущення про розділення поверхні ребра на дві майже рівні частини – периферійну і прикореневу.

В передній частині ребра біля його вхідної гострої крайки при  $X = 0 \dots 0,1$  утворюється локальний максимум інтенсивності теплообміну, що відповідає відриванню потоку з подальшим його приєднанням (область 1, рис. 3.9). Цей екстремум спостерігається по всій висоті ребра і має найбільше абсолютне значення поблизу координати  $Y \approx 0$  і зменшується при збільшенні  $Y$  вздовж крайки ребра, що цілком корелюється з розподілом статичного тиску на поверхні ребра (рис. 3.11 – 3.13).

В перетинах  $Y = 0,0318 - 0,328$  (рис. 4.11, 4.12) наявний другий максимум інтенсивності теплообміну, координати якого збільшуються від  $X \approx 0,03$  до  $X \approx 0,32$  при збільшенні  $Y$ . Цей максимум пояснюється утворенням в цій області потужного вихорового джгута внаслідок перехресної взаємодії потоків, описаної в підрозділах 3.2 – 3.4. Відносна інтенсивність теплообміну на значній частині (до  $X = 0,8$ ) вказаної області більша 1. При  $X > 0,8$  інтенсивність теплообміну дещо зменшується, що пов'язано зі зменшенням локальних швидкостей потоку внаслідок збільшення прохідного перетину каналу.

В периферійній частині ребра інтенсивність теплообміну спочатку різко збільшується внаслідок відривання потоку, а потім, спочатку досить суттєво, монотонно спадає. Такий розподіл інтенсивності теплообміну характерний для повздовжнього омивання пластини [47, 137].

На рис. 4.14 – 4.16 представлені результати CFD-моделювання  $\alpha$ -полів на ребрах моделей № 4 – 7. Аналіз показав, що при зменшенні висоти ребра зазначені вище особливості теплообміну і розміри прикореневої області зберігаються майже постійними, в той час як розміри периферійної частини ребра зменшуються.

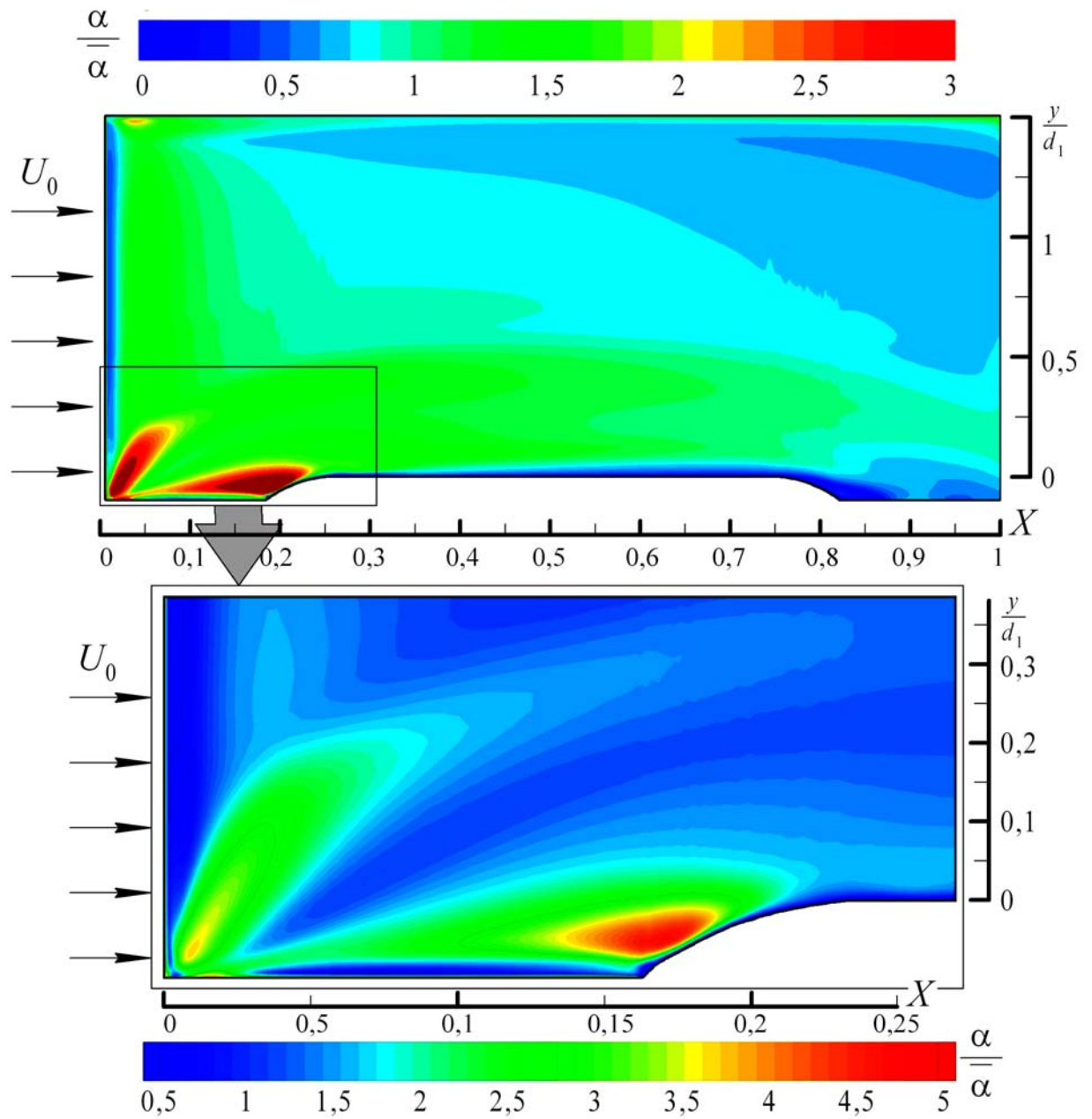


Рисунок 4.15 – Результати CFD-моделювання  $\alpha$ -поля на ребрі моделі № 4.  $Re = 50 \cdot 10^3$

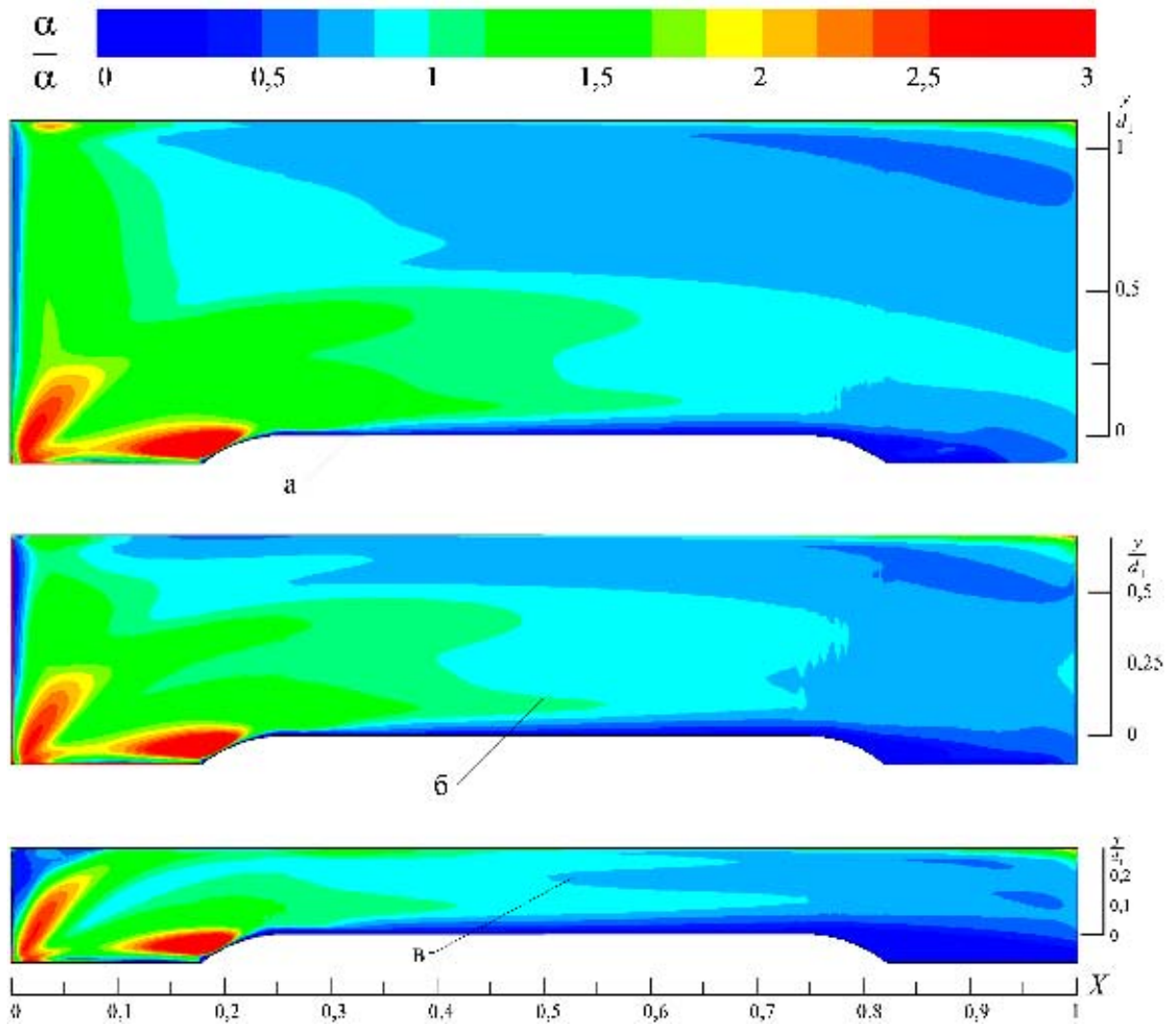


Рисунок 4.16 – Результати CFD-моделювання  $\alpha$ -полів на ребрах моделей № 5 – 7.  $Re = 50 \cdot 10^3$

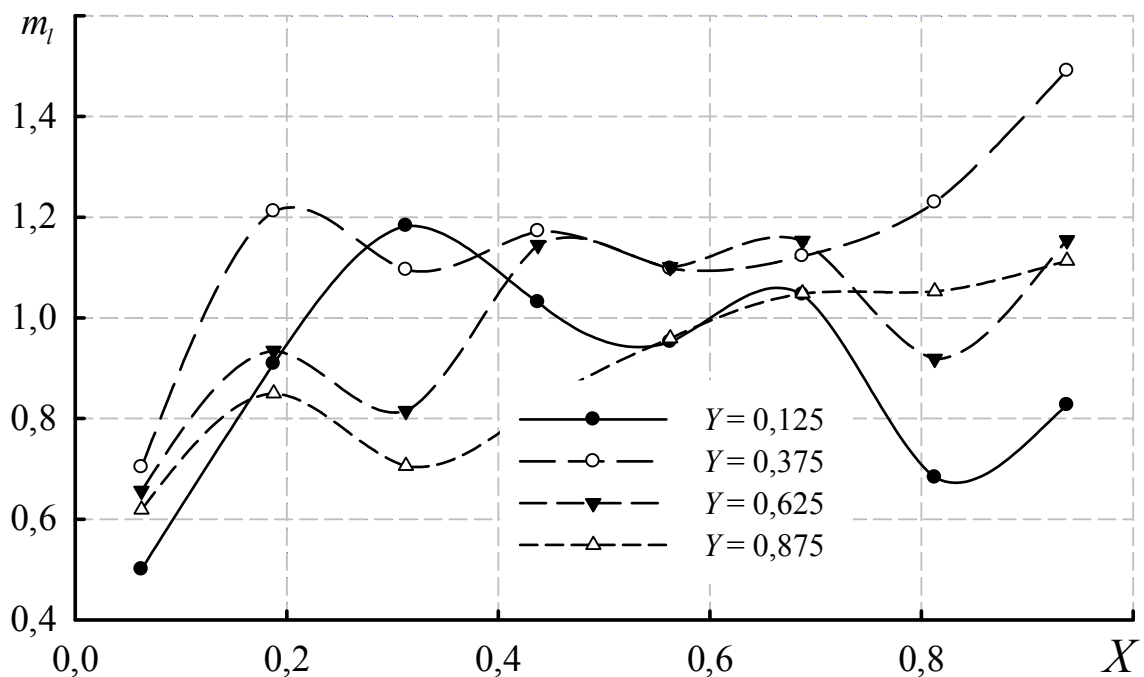
Проводилась також обробка експериментальних даних по локальному теплообміну у критеріальному вигляді, яка зводилась до отримання залежностей вигляду

$$Nu = C_{qt} Re^{m_i} \quad (4.15)$$

для різних точок поверхні ребра. Результати такої обробки представлені в табл. 4.4 і на рис. 4.17.

Таблиця 4.4 – Локальні значення показника степені  $m_i$  в рівнянні (4.15)

$X \backslash Y$ ( $y/d_1$ )	0,0625	0,1875	0,3125	0,4375	0,5625	0,6875	0,8125	0,9375
0,125 (0,29)	0,50	0,91	1,18	1,03	0,95	1,05	0,68	0,83
0,375 (0,69)	0,70	1,21	1,10	1,17	1,10	1,12	1,23	1,49
0,625 (1,09)	0,66	0,93	0,81	1,14	1,10	1,15	0,92	1,15
0,875 (1,49)	0,62	0,85	0,71	0,83	0,96	1,05	1,05	1,11

Рисунок 4.17 – Зміна локальних значень показника степені  $m_i$  в рівнянні (4.15) по довжині і висоті ребра

Як видно з представлених даних, розподіл значень показника степені  $m$  в рівнянні (4.15) на поверхні ребра плоско-овальної труби має складний неоднозначний характер. З огляду на вище сказане, узагальнення у вигляді емпіричних залежностей є досить складним і громіздким. Тому, узагальнення виконано у вигляді фізичної моделі, представленої нижче.

#### 4.4 Фізична модель течії та теплообміну на поверхні плоско-овальних ребрених труб

Грунтуючись на результатах досліджень, викладених у розділі 3 (візуалізації течії, полів статичних тисків на поверхнях ребер, характеристик і структури в міжреберних каналах), а також наведених вище даних аналізу полів коефіцієнтів теплообміну, картина течії та локального теплообміну на поверхні ребреної плоско-овальної труби була узагальнена у вигляді фізичної моделі, схематично представленої на рис. 4.18. Відповідно до цієї моделі на поверхні ребра мають місце, щонайменше, дев'ять характерних за умовами течії та інтенсивності теплообміну областей.

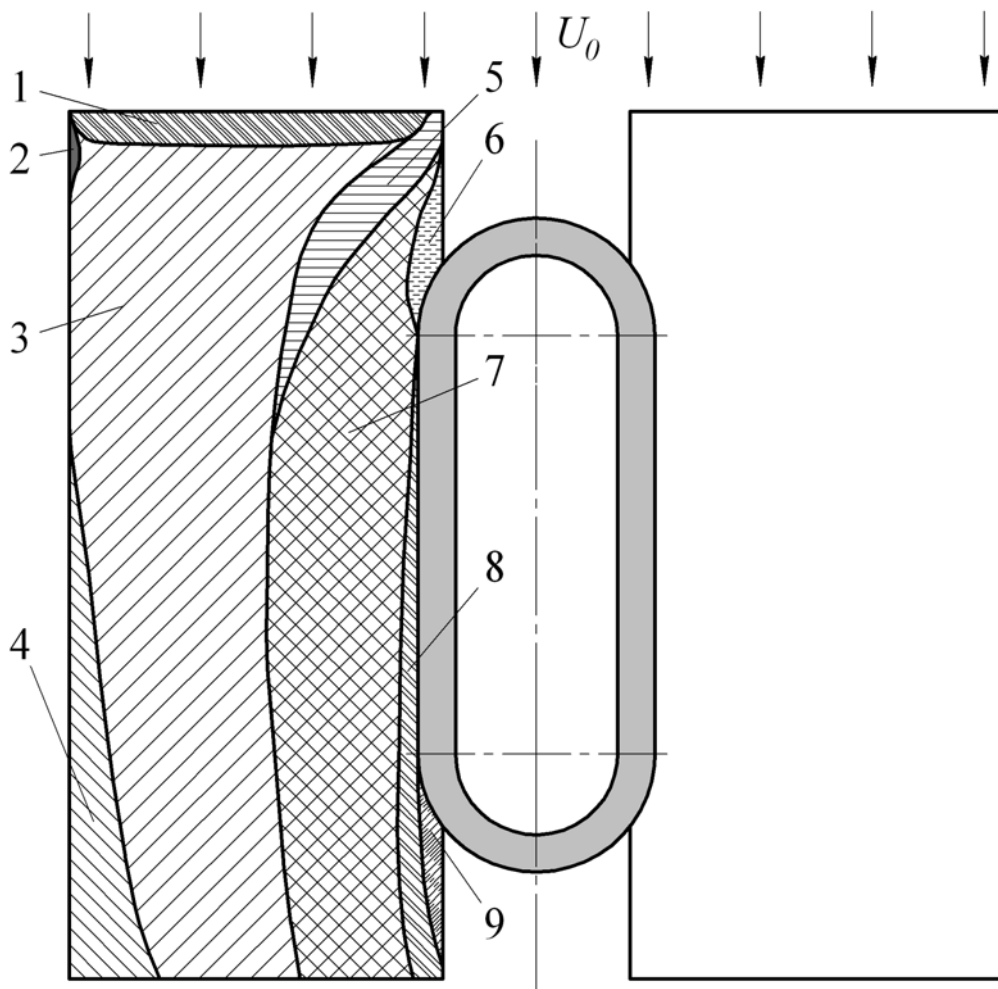


Рисунок 4.18 – Схема характерних областей на поверхні ребра

1 – зона відриву потоку від гострої вхідної крайки з подальшим його приєднанням з наявністю від’ємного поперечного градієнта тиску і утворенням складного тривимірного джгута. Характеризується різким ростом відносної інтенсивності теплообміну  $\alpha/\bar{\alpha}$  до значень 1,5 – 3 з подальшим більш помірним, ніж зростання зниженням.

2 – зона відриву потоку з крайки ребра внаслідок взаємодії вихорових структур області 1 з потоком в каналі за межами ребра і в міжреберному просторі. Характеризується високими (до 2 – 2,5) значеннями відносної інтенсивності теплообміну  $\alpha/\bar{\alpha}$ .

3 – зона безвідривної течії з витісненням потоку з міжреберного простору внаслідок наростання товщини пограничного шару. Характеристики в цій області в цілому відповідають характеру течії і теплообміну при повздовжньому омиванні плоскої поверхні (пластини). Інтенсивність теплообміну в даній області нижча за середньоповерхневу – значення відносної інтенсивності теплообміну  $\alpha/\bar{\alpha}$  поступово знижуються вниз за потоком і складають 0,7 – 0,9.

4 – область затікання потоку з незахарашеної області каналу на поверхню ребра внаслідок додатного поперечного градієнта тиску. Відносна інтенсивність теплообміну  $\alpha/\bar{\alpha}$  тут дещо вища, ніж в області 3, але залишається нижчою за середньоповерхневу.

5 – область інтенсивних перехресних (пересічних) вихорових структур з високою інтенсивністю теплообміну. Відношення  $\alpha/\bar{\alpha}$  в цій області досягає значень 3,5 – 4.

6 – область утворення вихорового джгута внаслідок взаємодії відривного потоку з гострої бічної крайки ребра з елементом підковоподібного вихора, котрий генерується в місці з’єднання ребра і криволінійної частини труби (п. 10, рис. 3.9, 3.10). Відносна інтенсивність теплообміну  $\alpha/\bar{\alpha}$  в цій області досягає максимальних значень – 4,5 – 5 і вище..

7 – область вторинних інтенсивних рециркуляційних течій. В цій області вихорові джгути, утворені в зонах 5 і 6 розвиваються вниз за потоком. При цьому відносна інтенсивність теплообміну  $\alpha/\bar{\alpha}$  має значення 1,5 – 2 поступово знижуючись вниз за потоком.

8 – розвиток пограничного шару на прямолінійній частині труби, що несе оребрення. Відносна інтенсивність теплообміну  $\alpha/\bar{\alpha}$  в цій області приймає значень близько 0,5.

9 – відривна течія в кормовій зоні труби, що несе оребрення. Розміри її відносно малі за рахунок зручнообтічності самого профілю труби. Інтенсивність теплообміну в цій області невисока, але і внесок її в середньоповерхневий теплообмін незначний внаслідок її малої площі.

## 5 РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ОРЕБРЕННЯ ПЛОСКО-ОВАЛЬНИХ ТРУБ

Проведені дослідження теплообміну і аеродинаміки плоско-овальних оребрених труб, дозволили підійти до важливого питання – оптимізації геометричних параметрів оребрення (рис. 2.2). Під оптимізацією параметрів мається на увазі визначення геометричних характеристик прямокутних поперечних ребер, а також їх кроків, що забезпечують, при заданому режимі роботи теплообмінної поверхні, максимальне значення теплового потоку  $Q$  при мінімальних витратах енергії на прокачування теплоносія, тобто мінімальному значенні аеродинамічного опору  $\Delta P$  [150, 151, 157 – 159].

Оптимізація геометричних характеристик проведена для двох типів моделей плоско-овальних труб (табл. 2.2) з постійними відношеннями повздовжнього та поперечного їх розмірів  $d_2/d_1 = 2,8$  (тип I) і  $d_2/d_1 = 2,0$  (тип II). Слід також зауважити, що оптимізація проведена при постійному значенні відстані від бічної крайки ребра до стінки каналу  $B_1 = 10$  мм, як це мало місці при проведенні досліджень теплообміну і аеродинаміки.

Глибина провару ребра плоско-овальної труби  $\delta'$  визначається технологією виготовлення плоско-овальних оребрених труб (контактне приварювання плоских сталевих ребер до плоско-овальних основ) і для натурних зразків без попередньої обробки крайок ребер перед приварюванням, що значно спрощує і здешевлює технологію, становить  $\delta' = (1...2)$  мм. Ця величина залежить від сили струму приварювання, чистоти та якості обробки крайки, властивостей матеріалу ребер і труби, що несе оребрення. При проведенні оптимізації геометричних характеристик глибина провару прийнята сталою  $\delta' = 3,75$  мм.

Аналіз отриманих в попередніх розділах розрахункових залежностей (2.1) – (2.5), (3.3) – (3.5), (4.3) – (4.5), (4.7) – (4.14) для визначення геометричних, аеродинамічних та теплових характеристик плоско-овальних труб з поперечним оребренням показує, що при фіксованому значенні



відношення  $d_2/d_1$  на величину теплового потоку і аеродинамічний опір впливають такі геометричні характеристики (рис. 2.2): товщина  $\delta_p$ , довжина  $L$ , висота  $h$ , а також крок ребер  $s_p$ . Ці величини неоднозначно впливають на  $Q$ ,  $\Delta P$  і  $M$  (рис. 5.1), тому оптимізацію слід проводити у вигляді комплексного визначення їх значень для досягнення максимального теплового потоку при низькому аеродинамічному опорі і, по можливості, мінімальній масі теплообмінної поверхні.

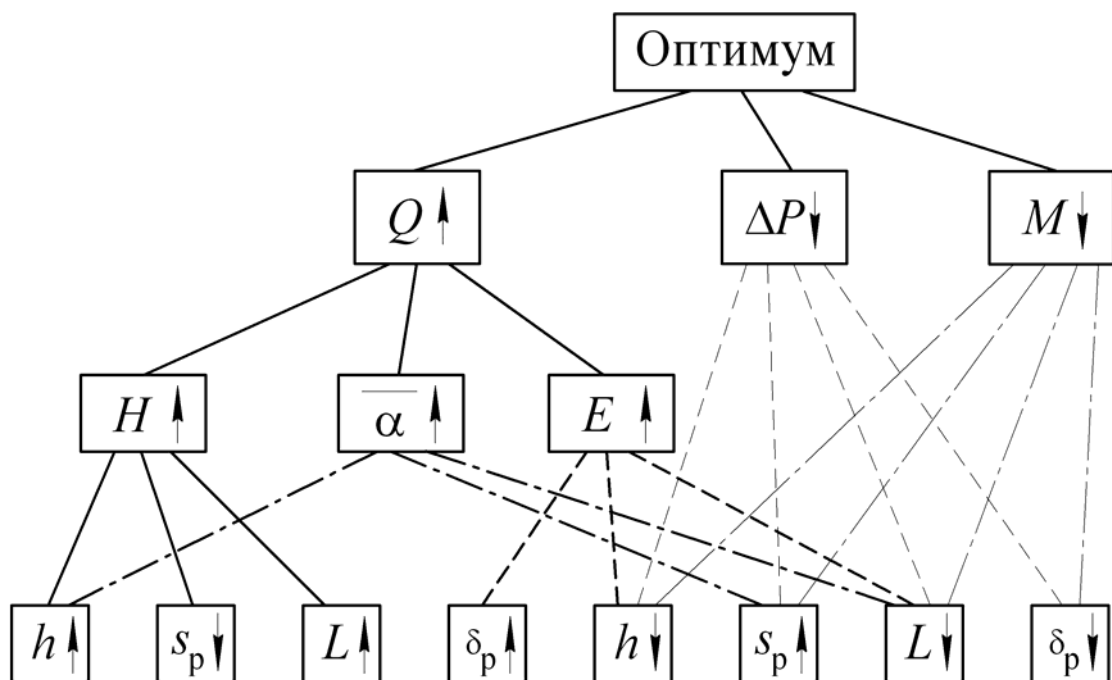


Рисунок 5.1 – Вплив параметрів ребрення  $h$ ,  $s_p$ ,  $L$ ,  $\delta_p$  на  $Q$ ,  $\Delta P$  і  $M$

Для визначення оптимальних геометричних параметрів поперечних ребер плоско-овальних труб розроблена комп'ютерна програма розрахунку. Реалізація програми в середовищі Mathcad 15 представлена в додатку А. В даному розділі наводяться деякі результати розрахунків та їх аналіз для моделей плоско-овальних труб представлених в даній дисертаційній роботі. Слід зазначити, що результати, представлені в безрозмірному вигляді, отримані при дотриманні принципів геометричної подібності тому можуть бути перенесені на натурні об'єкти без втрати коректності.

## 5.1 Крок ребер

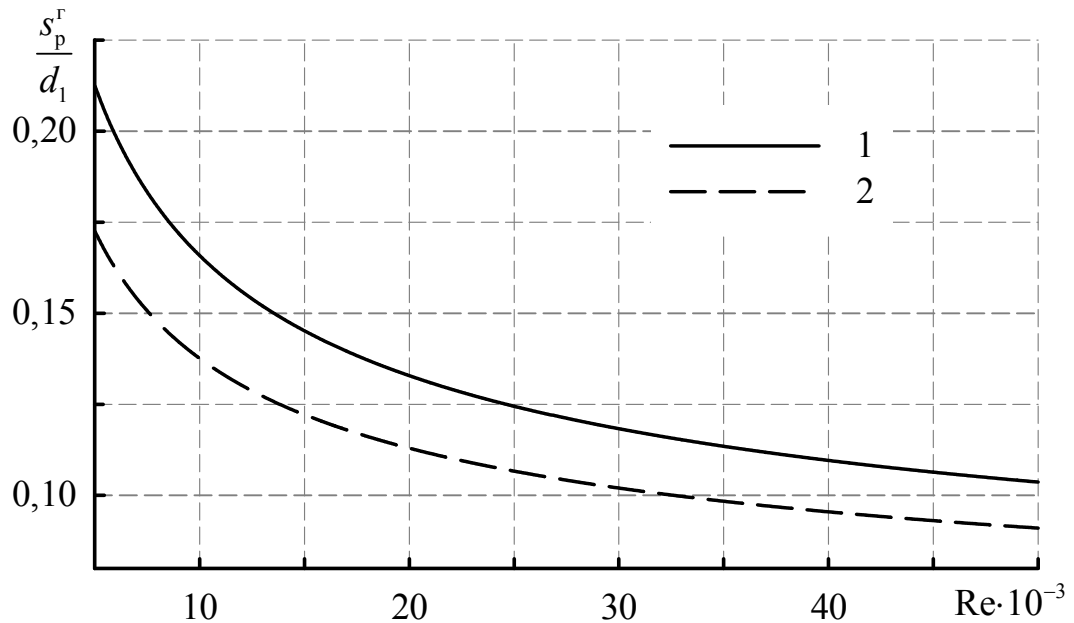
Зменшення кроку ребер дозволяє значно збільшувати поверхню одного погонного метра труби і водночас призводить до підвищення аеродинамічного опору внаслідок суттєвого зменшення прохідного перетину каналу. Вплив кроку ребер на інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір плоско-овальних ребрених труб в межах даної роботи не вивчався і в літературі в достатній мірі не описаний (наявні лише уривчасті дані). Однак, з аналізу гідродинамічної картини течії в міжреберному просторі можна зробити припущення, що при досягненні деякого граничного значення кроку ребер ефект витіснення потоку з міжреберного простору суттєво збільшиться внаслідок змикання пограничних шарів на поверхнях суміжних ребер. Для визначення граничного значення кроку ребер було застосовано припущення про недопустимість змикання пограничних шарів. Припущення ґрунтується також на тому, що пограничний шар по всій поверхні ребра є ламінарним. Такі припущення дозволяють в першому наближенні визначити граничний крок ребер. Розрахунок проведений для класичного зразка ламінарного пограничного шару на пласкій поверхні при її повздовжньому омиванні потоком повітря. Товщина витіснення в такому випадку визначається за відомою залежністю [44, 141, 142]

$$\delta^* = \frac{4,64 \cdot 0,375 \cdot x}{\sqrt{\text{Re}_x}}. \quad (5.1)$$

Тоді залежність для визначення граничного безрозмірного кроку ребер (за умови  $x = L$  та  $Z = 1$ ) має вид

$$\frac{s_p^r}{d_1} = \frac{\delta_p}{d_1} + \frac{2 \cdot 4,64 \cdot 0,375}{d_1} \sqrt{\frac{L \cdot d_1}{\text{Re}}}. \quad (5.2)$$

На рис. 5.2 приведено залежність граничного безрозмірного кроку ребер від числа Рейнольдса.



1 – тип I ( $d_2/d_1 = 2,8$ ); 2 – тип II ( $d_2/d_1 = 2,0$ )

Рисунок 5.2 – Залежність граничного кроку ребер плоско-овальних труб від числа Рейнольдса

Таким чином, допустимі значення кроку ребер плоско-овальних труб відповідно до прийнятих припущень залежать від режиму роботи теплообмінної поверхні (числа Рейнольдса) і в першому наближенні можуть бути визначені за залежністю (5.2) або за рис. 5.2.

Подальший аналіз впливу геометричних параметрів на характеристики плоско-овальних ребрених труб проведений для  $s_p = 9 \text{ мм} = const$ , як це мало місце при проведенні експериментальних та CFD досліджень.

## 5.2 Довжина ребер

Прямокутні ребра, розміщені на плоско-овальній основі, утворюють систему напіввідкритих плоских каналів. При збільшенні їх довжини  $L$ ,

зростає ефект витіснення потоку з міжреберних каналів через збільшення товщини пограничного шару на ребрах, що в цілому призводить до зменшення інтенсивності тепловіддачі і росту аеродинамічного опору ребристої поверхні. Зменшення довжини ребра  $L$  при постійному значенні  $d_2$  з однієї сторони призводить до збільшення коефіцієнта ефективності ребра  $E$  (внаслідок збільшення відносної довжини лінії контакту  $L_K$ ), а з іншої – до зменшення площі поверхні теплообміну  $H$ . Мінімальне значення довжини ребра  $L$  обмежено технологією відрізки стрічки, попередньо встановленої перед приварюванням на плоскій стороні плоско-овальної труби за допомогою спеціального ріжучого інструменту, що має певні габаритні розміри ріжучих частин. Вони не дозволяють відрізати ребро ближче ніж на 5 – 7 мм до лобової і кормової точок плоско-овальної труби [157]. Тому величина виносу ребра за межі профілю масштабних моделей плоско-овальних труб в проведеному дослідженні приймалась постійною і складала  $L' = 17,5$  мм, а довжини ребер: тип I –  $L = 140$  мм; тип II –  $L = 111$  мм.

### 5.3 Товщина ребер

Товщина ребра  $\delta_p$  є важливим геометричним параметром, від правильності вибору якого залежить в першу чергу металомісткість ребристої поверхні. Зменшення товщини ребра призводить з однієї сторони до зниження маси теплообмінної поверхні і несуттєвого зменшення її площі, а з іншої – до зменшення коефіцієнта ефективності ребра.

Визначення характеристик плоско-овальної оребреної труби в залежності від товщини ребер  $\delta_p$  проведено на основі аналізу підвищення теплового потоку з поверхні оребреної труби і збільшення її маси (рис. 5.2).

Підвищення теплового потоку за рахунок зміни товщини ребра  $\delta_p$  оцінювалось залежністю

$$\Delta Q = \frac{\text{Nu}_{\text{np}} \psi}{\text{Nu}_0} = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \left( \frac{H_p}{H} \cdot E + \frac{H'_r}{H} \right) \cdot \psi}{\overline{\text{Nu}}_0} = f \left( \frac{\delta_p}{d_1} \right), \quad (5.3)$$

де  $H'_r, H_p, H, \psi$  - геометричні параметри ребреної плоско-овальної труби, визначаються відповідно до п. 2.1.1;  $E$  - коефіцієнт ефективності ребра (підрозділ 4.2);  $\overline{\text{Nu}}$  - інтенсивність теплообміну неоребреної плоско-овальної труби відповідно до роботи [59] визначається залежністю

$$\overline{\text{Nu}}_0 = 0,17 \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^{-0,35} \text{Re}^{0,63} \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^{0,042}. \quad (5.4)$$

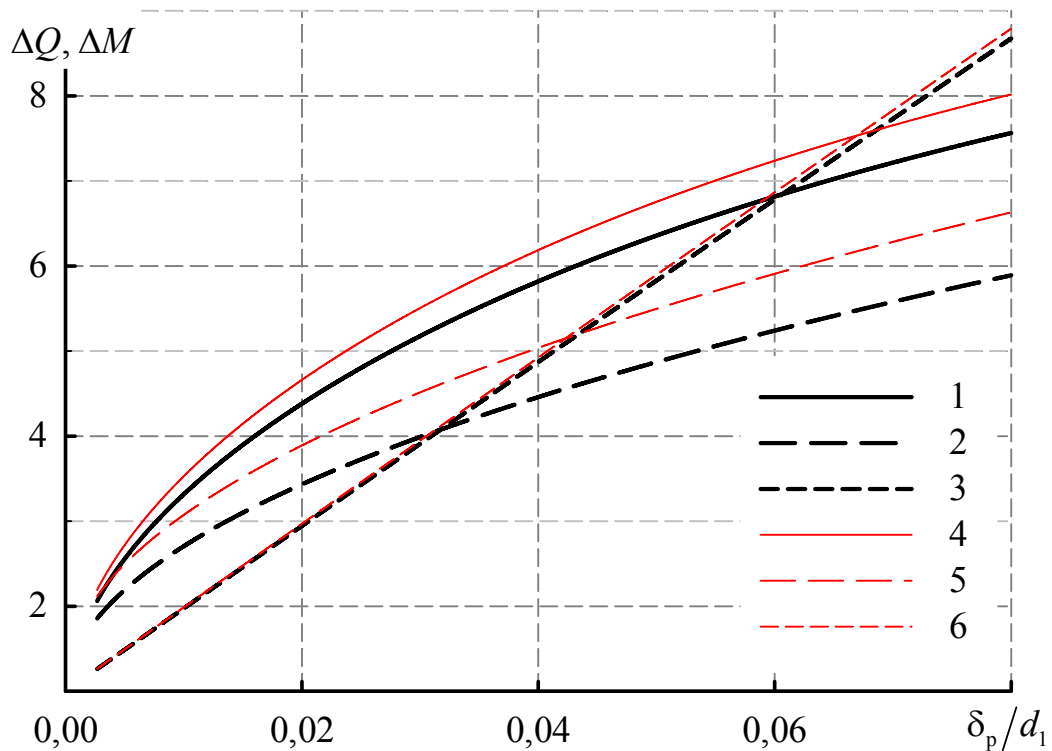
Збільшення маси ребреної плоско-овальної труби за рахунок зміни товщини ребер  $\delta_p$  (за умови, що ребра і труба виготовлені з однакових матеріалів) представлено у вигляді

$$\Delta M = \frac{V}{V_0} = f \left( \frac{\delta_p}{d_1} \right), \quad (5.5)$$

де  $V$  - об'єм ребреної плоско-овальної труби

$$V = S \cdot L_{\text{тр}} + \delta_p \cdot \left\{ 2L(h + \delta') - \left[ (d_2 - d_1)(\delta_p + 2\delta') - d_1 \left( \frac{d_1}{2} - \delta' \right) \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{2\delta'}{d_1} \right)^2} + d_1 \left( \frac{d_1}{2} + \delta_p \right) \arccos \left( 1 - \frac{2\delta'}{d_1} \right) \right] \right\} \cdot 2 \left( \frac{L_{\text{тр}}}{s_p} - 1 \right); \quad (5.6)$$

$V_0 = S \cdot L_{\text{тр}}$  - об'єм неоребреної плоско-овальної труби;  $S$  - поперечний перетин плоско-овальної труби, що несе ребрення.



- 1 –  $\Delta Q$ ,  $d_2/d_1 = 2,8$ ,  $Re = 10 \cdot 10^3$ ; 2 –  $\Delta Q$ ,  $d_2/d_1 = 2,8$ ,  $Re = 50 \cdot 10^3$ ;  
 3 –  $\Delta M$ ,  $d_2/d_1 = 2,8$ ; 4 –  $\Delta Q$ ,  $d_2/d_1 = 2,0$ ,  $Re = 10 \cdot 10^3$ ; 5 –  $\Delta Q$ ,  
 $d_2/d_1 = 2,0$ ,  $Re = 50 \cdot 10^3$ ; 6 –  $\Delta M$ ,  $d_2/d_1 = 2,0$

Рисунок 5.3 – Підвищення теплового потоку та збільшення маси плоско-овальної ребреної труби за рахунок збільшення товщини ребра  $\delta_p$

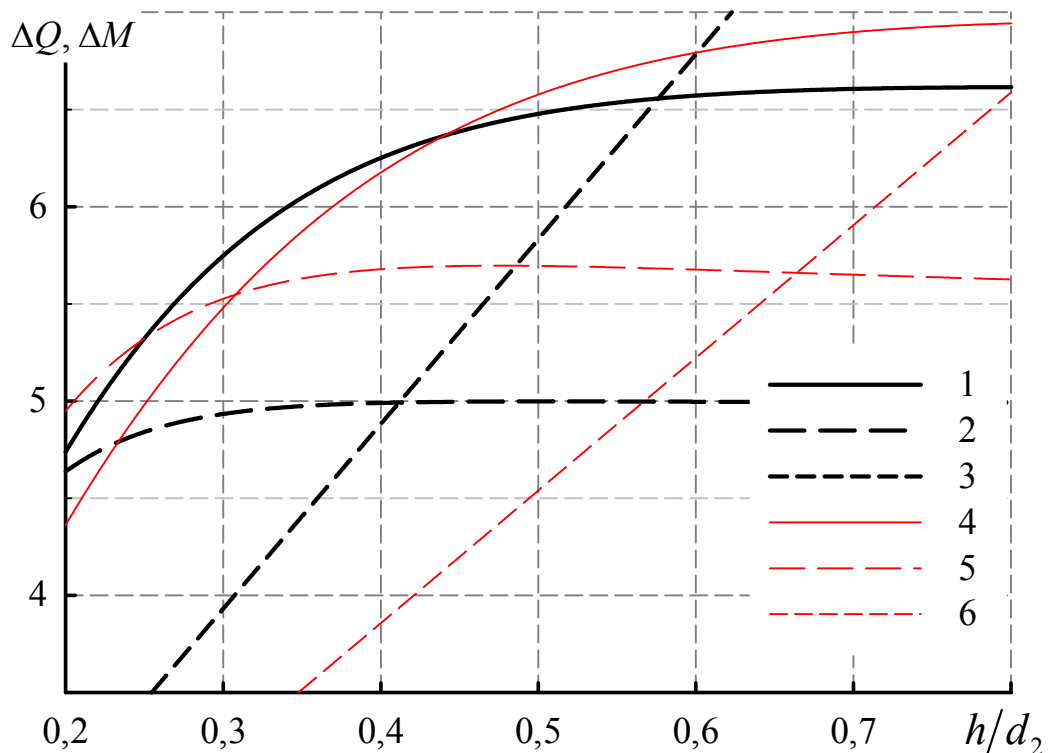
Наведені на рис. 5.3, 5.4 результати розрахунків ілюструють діапазони ефективної роботи плоско-овальних ребрених труб. Вони дозволяють проводити вибір товщин ребер та робочий діапазон швидкостей на етапі проектування теплообмінного обладнання, а також виконувати оцінку ефективності роботи реальних теплообмінних апаратів, виконаних з плоско-овальних труб з неповним поперечним ребренням.

Подальший аналіз впливу геометричних параметрів на характеристики плоско-овальних ребрених труб проведений для  $\delta_p = 2 \text{ мм} = const$ , як це мало місце при проведенні експериментальних та CFD досліджень.

## 5.4 Висота ребер

На першому етапі оцінка впливу висоти ребра  $h$  на теплові і малогабаритні характеристики теплообмінних поверхонь з плоско-овальних труб з неповним поперечним орєбренням була виконана за показниками  $\Delta Q$  і  $\Delta M$  при постійних товщинах і кроках ребер (рис. 5.4).

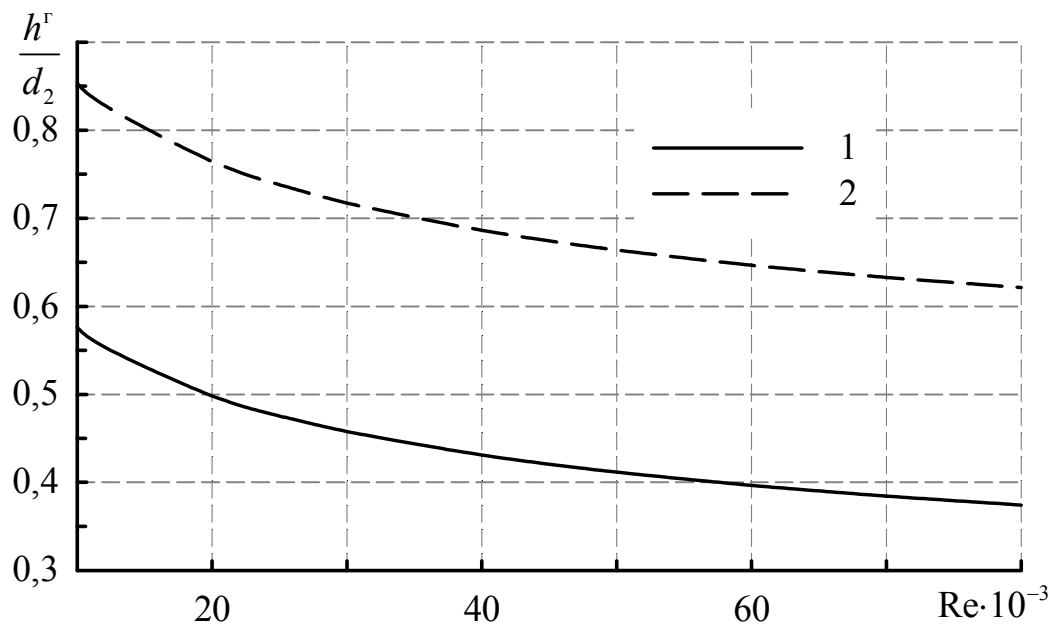
Представлені на рис. 5.4 залежності  $\Delta Q$  і  $\Delta M$  показують, що при фіксованих значеннях довжини, товщини і кроків ребер існує певне граничне значення висоти ребра перевищення якого приводить до несуттєвого збільшення теплового потоку з поверхні труби при монотонно зростаючій масі теплообмінної поверхні.



- 1 –  $\Delta Q$ ,  $d_2/d_1 = 2,8$ ,  $Re = 10 \cdot 10^3$ ; 2 –  $\Delta Q$ ,  $d_2/d_1 = 2,8$ ,  $Re = 50 \cdot 10^3$ ;  
 3 –  $\Delta M$ ,  $d_2/d_1 = 2,8$ ; 4 –  $\Delta Q$ ,  $d_2/d_1 = 2,0$ ,  $Re = 10 \cdot 10^3$ ; 5 –  $\Delta Q$ ,  
 $d_2/d_1 = 2,0$ ,  $Re = 50 \cdot 10^3$ ; 6 –  $\Delta M$ ,  $d_2/d_1 = 2,0$

Рисунок 5.4 – Підвищення теплового потоку та збільшення маси плоско-овальної орєбреної труби за рахунок збільшення висоти ребра  $h$

Граничні значення висот ребер визначались шляхом вирішення рівняння  $\Delta Q = \Delta M$  відносно змінної  $h^r/d_2$ . Результати наведені на рис. 5.5.



1 – тип I ( $d_2/d_1 = 2,8$ ); 2 – тип II ( $d_2/d_1 = 2,0$ )

Рисунок 5.5 – Залежність граничної висоти ребер плоско-овальних труб від числа Рейнольдса

При аналізі залежностей  $\Delta Q = f(h/d_2)$  (рис. 5.4) виявлено, що вони мають екстремальний характер з максимумом, положення якого залежить від числа Рейнольдса при інших фіксованих параметрах. Крім того, висота ребра в значній мірі впливає на аеродинамічний опір теплообмінної поверхні в цілому. Тому, на другому етапі, був проведений комплексний аналіз впливу висоти поперечних ребер на теплоаеродинамічні характеристики плоско-овальних труб за модифікованим фактором аналогії Рейнольдса

$$\text{FAR} = \frac{\Delta Q}{Eu/Eu_0} = \frac{Nu_{\text{пр}} \cdot \psi / \sqrt{Nu_0}}{Eu/Eu_0}, \quad (5.7)$$

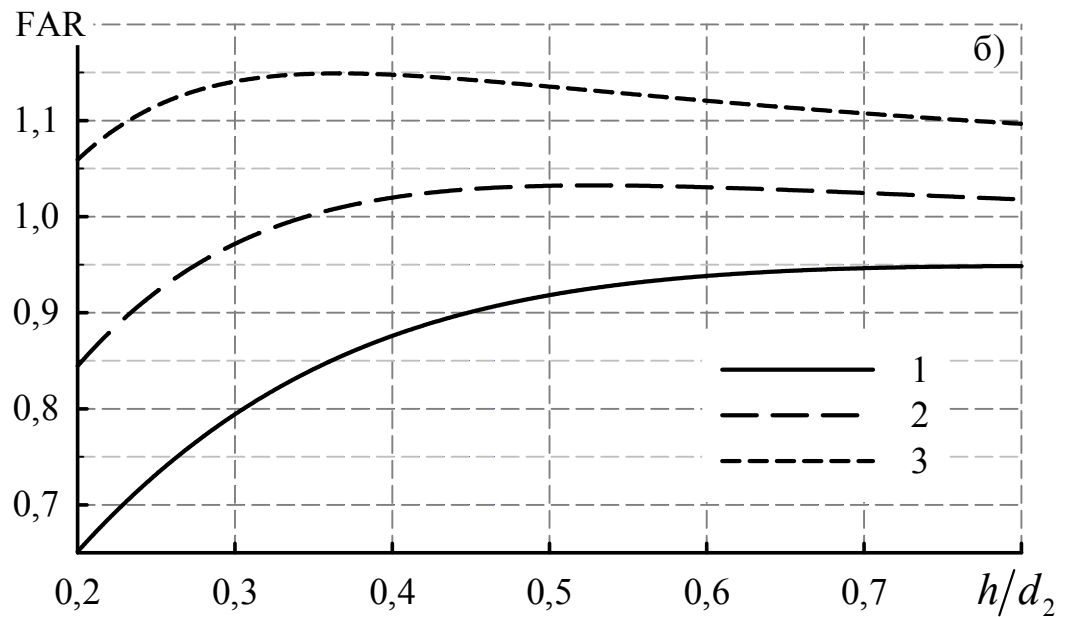
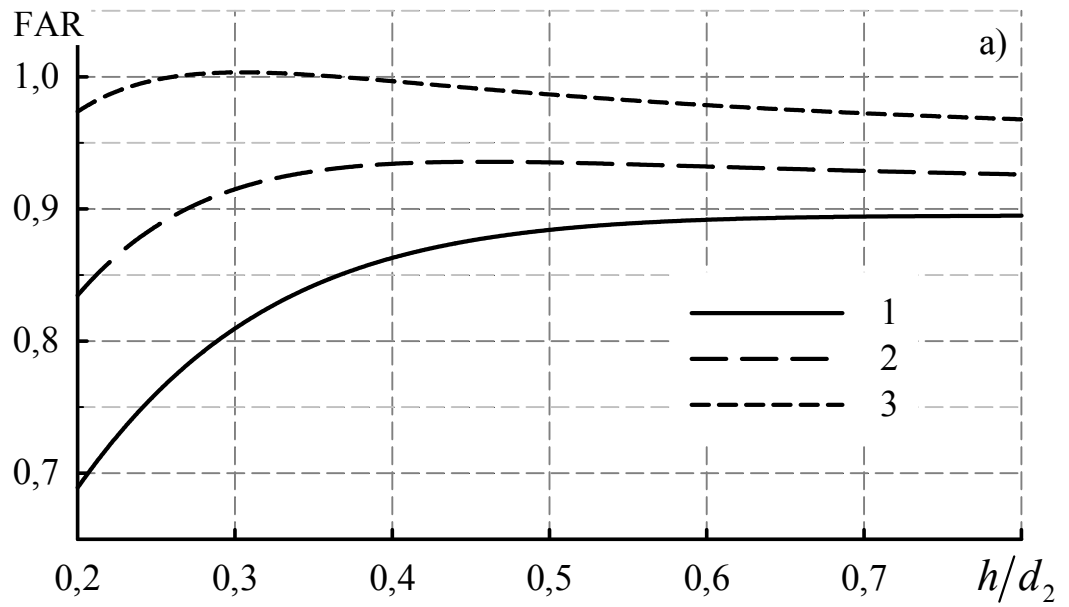


де  $Eu_0$  - число Ейлера для неорєбреної плоско-овальної труби відповідно до роботи [64] визначалося залежністю

$$Eu_0 = \left( -22,5 \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) - 52,6 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{-1} + 62,6 \right)^{-1}. \quad (5.8)$$

На рис. 5.6 представлені деякі результати розрахунків функції  $FAR = f\left(\frac{h}{d_2}\right)$ .

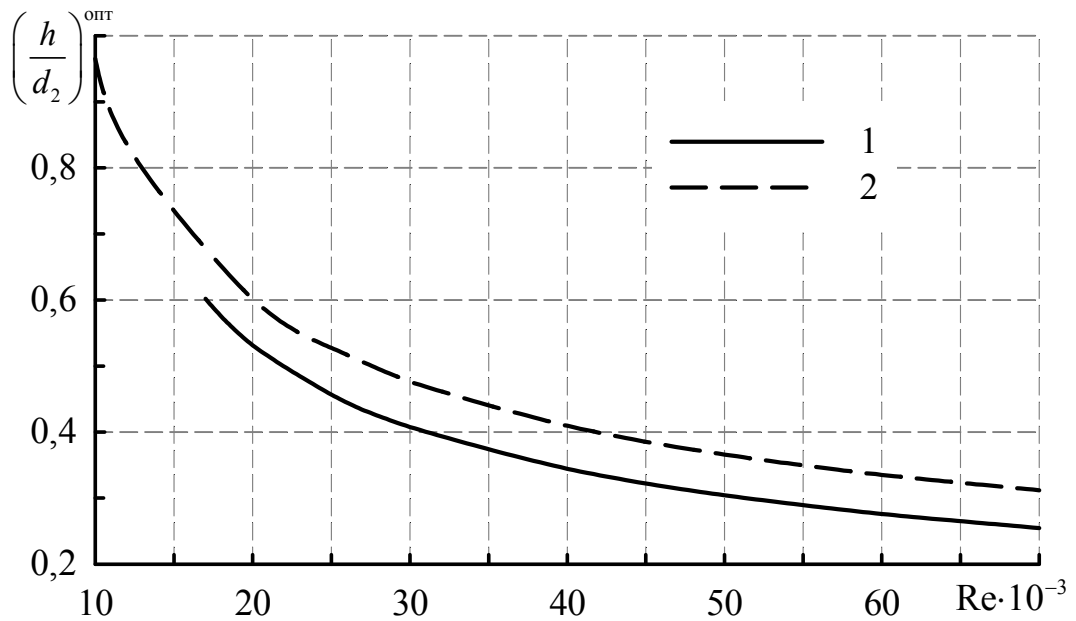
В результаті дослідження функції  $FAR = f\left(\frac{h}{d_2}\right)$  на екстремум було визначено оптимальне значення співвідношення  $\left(\frac{h}{d_2}\right)^{opt}$ , котре відповідає максимуму функції  $FAR$ , тобто величині максимального відведеного теплового потоку з одиниці довжини орєбреної плоско-овальної труби при відносно невисокому збільшенні її аеродинамічного опору. Результати представлені на рис. 5.7 дозволяють в комплексі з даними рис. 5.5 визначати оптимальне значення висоти ребра плоско-овальної труби в залежності від режиму роботи теплообмінної поверхні (числа Рейнольдса) і конструктивної характеристики труби, що несе орєбрення  $d_2$ .



а – тип I ( $d_2/d_1 = 2,8$ ); б – тип II ( $d_2/d_1 = 2,0$ );

1 –  $Re = 12,5 \cdot 10^3$ ; 2 –  $Re = 25 \cdot 10^3$ ; 3 –  $Re = 50 \cdot 10^3$

Рисунок 5.6 – Залежність модифікованого фактора аналогії Рейнольдса від безрозмірної висоти ребер плоско-овальної труби



1 – тип I ( $d_2/d_1 = 2,8$ ); 2 – тип II ( $d_2/d_1 = 2,0$ )

Рисунок 5.7 – Залежність оптимальної висоти ребер плоско-овальних труб від числа Рейнольдса

При проведенні розрахунків для труби типу I ( $d_2/d_1 = 2,8$ ) було виявлено, що функція  $FAR = f\left(\frac{h}{d_2}\right)$  не має екстремуму при  $Re < 17 \cdot 10^3$ .

Тому при виборі висоти ребер плоско-овальних труб для вказаних умов слід користуватися лише даними рис. 5.5.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена комплексна задача фізичного обґрунтування високої інтенсивності теплообміну плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням при доволі низьких значеннях їх аеродинамічного опору.

Використання комплексного підходу для проведення досліджень (експериментальних і CFD-методів) дозволило отримати надійні базові експериментальні дані, провести верифікацію CFD-моделей на основі порівняння результатів, отриманих методами фізичного та CFD-моделювання, та дослідити процеси переносу в широкому діапазоні геометричних характеристик моделей.

Виконана багатопланова комплексна робота, в результаті якої можна зробити наступні висновки.

1. Дослідження середньоповерхневого конвективного теплообміну та аеродинамічного опору плоско-овальних труб з неповним оребренням в інтервалі значень геометричних і режимних параметрів:  $\psi = 4,2 - 14,8$ ,  $h/d_2 = 0,105 - 0,737$ ,  $Re = (10 - 90) \cdot 10^3$ . дозволили отримати узагальнюючі залежності, які враховують вплив на інтенсивність теплообміну геометричних параметрів оребрення труб. Розрахункові залежності забезпечують розбіжність із дослідними даними не більше, ніж  $\pm 4\%$  для інтенсивності теплообміну і  $\pm 8\%$  для аеродинамічного опору. Виявлено, що інтенсивність теплообміну та аеродинамічний опір залежать від геометрії труб і при варіюванні параметра  $h/d_2$  від 0,105 до 0,737 змінюються: на (25...28) % теплообмін і на (18...20) % аеродинамічний опір. Показано, що при збільшенні ступені турбулентності зовнішнього потоку  $Tu_\infty$  від 0,13 % і 10,1 % відносна інтенсивність теплообміну однорядних систем з плоско-овальних оребрених труб зростає на 11 %.

2. Комплексні дослідження характеристик та структури течії на поверхнях плоско-овальних труб методами вимірювання статичних тисків,

термоанемометрії, поверхневої візуалізації потоку та CFD-моделювання дозволили виявити наступні особливості. Течія на поверхні труб носить складний тривимірний відривний характер – виявлено як мінімум 3 області відриву потоку від поверхні ребра і дві – від поверхні труби, що несе оребрення. На поверхні ребра присутні області зі значно підвищеним рівнем збуреності потоку. Виявлено, що поверхня ребра поділяється на дві половини – прикореневу і периферійну зі значно різними характерами течії.

3. Дослідження локального теплообміну на поверхні ребра дозволили виявити області, інтенсивність теплообміну в яких значним чином (до 5 разів) перевищує середньоповерхневу. Отримані результати є експериментальним підґрунтям для визначення температурних режимів роботи теплообмінного обладнання з плоско-овальних труб з неповним поперечним оребренням.

4. Комплексний аналіз результатів дослідження гідродинамічних характеристик та локального теплообміну показав, що інтенсивність теплообміну в прикореневій і периферійній областях ребра значно відрізняється (до 2-3 разів в одному поперечному перетині). На основі проведеного аналізу була розроблена фізична модель теплообміну та течії на поверхні прямокутного ребра плоско-овальної труби, яка ілюструє як мінімум 9 характерних областей на його поверхні.

5. Розроблені методика та програма розрахунку геометричних характеристик поперечного оребрення плоско-овальних труб, які дозволяють визначати оптимальні значення товщини, кроку та висоти ребер (з точки зору співвідношення теплоаеродинамічних та масогабаритних характеристик), враховуючи їх взаємозв'язок та режимні параметри роботи теплообмінної поверхні.

6. Отримані в роботі експериментальні дані, а також узагальнюючі залежності для розрахунку конвективного теплообміну і аеродинамічного опору однорядних систем плоско-овальних труб з неповним оребренням та підтвержені емпіричні залежності для розрахунку коефіцієнта ефективності ребра, а також рекомендації щодо вибору оптимальних геометричних характеристик оребрення плоско-овальних труб, можуть бути застосовані

при проектуванні і виготовленні нових високоефективних теплообмінних пристроїв.

Результати роботи використані ТОВ „НВФ „Ганза” при проектуванні теплоутилізатора для газопоршньової машини FG Wilson-1000 ПрАТ "Ветропак Гостомельський Склозавод". Використання теплоутилізатора приводить до економії природного газу до 268 тис. м<sup>3</sup> за один опалювальний сезон, що при вартості природного газу 10899,6 грн за 1000 м<sup>3</sup> (вартість актуальна з 1.02.2018 р.. – по даним ВАТ «Київоблгаз Збут») складає 2,92 млн грн.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету «КПІ ім. Ігоря Сікорського» при підготовці студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика», а також магістрантів за спеціалізацією «Теплофізика».

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М. Л.: Энергия, 1966. 184 с.
2. Кэйс В. М. Компактные теплообменники. М.: Госэнергоиздат, 1962. 160 с.
3. Берман Я. А. Исследование и сравнение оребренных трубчатых поверхностей теплообменника в широком диапазоне значения критерия Рейнольдса. *Хим. и нефтяное машиностроение*. 1965. № 10. С.21 – 26.
4. Weierman C. Correlations Ease the Selection of Finned Tubes / C. Weierman. *Oil and Gas Journal*. 1976. Vol. 74, No 36. P.94 – 100.
5. Толубинский В. И., Легкий В. М. Коэффициенты теплоотдачи и аэродинамические сопротивления одиночных оребренных цилиндров в поперечном потоке воздуха. *Вопр. радиоэлектроники. Сер.1. Электроника*. 1964. Вып. 9. С. 114 – 120.
6. Eckels P. W., Rabas T. J. Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Finned Tube Bundles. *Journ.of Heat Transfer*. 1985. Vol. 107. P. 205 – 213.
7. Sparrow E. M., Myrum T. A. Crossflow Heat Transfer for Tubes with Periodically Interrupted Annular Fins. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1985. Vol.28, No 2. P. 509 – 512.
8. Стасюлявичюс Ю. К., Скринька А. Ю. Теплоотдача поперечно-обтекаемых пучков ребристых труб. Вильнюс: Минтис. 1974. 243 с.
9. Кунтыш В. Б., Кузнецов Н. М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. С-Пб.: Энергоатомиздат. Санкт – Петерб. отд. 1992. 280 с.
10. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник. / А. Н. Бессонный и др. С-Пб.: Недра. 1996. 512 с.
8. Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С. Теплопередача и сопротивление шахматных и коридорных ребристых пучков. *Энергомашиностроение*. 1964. № 1. С. 11 – 13.

12. Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С. Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучков ребристых труб. *Энергомашиностроение*. 1974. № 1. С. 19 – 21.
13. Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С. Обобщенные уравнения подобия конвективной теплоотдачи пучков ребренных труб при поперечном омывании. *Тр. ЦКТИ им. И.И. Ползунова*. 1975. № 131. – С. 73 – 110.
14. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечно-ребренных труб. Л.: Машиностроение. 1982. 189 с.
15. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-ребренных труб. Киев: Альтерпрес. 2004. 244 с.
16. Pis'mennyi E. N. Regularities of flow and heat transfer at the surface of transversely finned tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2012. Vol. 55. P. 5016–5031.
17. Pis'mennyi E. N., Terekh A. M., Polupan G. P., Carvajal-Mariscal I., Sanchez-Silva F. Universal relations for calculation of the drag of transversely finned tubes bundles. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2014. Vol. 73. P. 293 – 302.
18. Левченко Г. И., Лисейкин И. Д., Копелиович А. М. Ребрённые поверхности нагрева паровых котлов. М.: Энергоатомиздат, 1986. 168 с.
19. РТМ 108.030.140-87 Расчет и рекомендации по проектированию поперечно-ребренных конвективных поверхностей нагрева стационарных котлов. 1988. 30 с.
20. Письменный Е. Н. Расчет конвективных поперечно-ребренных поверхностей нагрева. Сборник расчетов. Киев: Альтепресс. 2003. 181 с.
21. Zhao-gang Qi, Jiang-ping Chen, Zhi-jiu Chen Parametric study on the performance of a heat exchanger with corrugated louvered fins. *Applied Thermal Engineering*. February 2007. Vol. 27, Issues 2–3. P. 539 – 544.
22. Kijung Ryu, Se-Jin Yook, Kwan-Soo Lee Optimal design of a corrugated louvered fin. *Applied Thermal Engineering*. 2014. Vol. 68, Issues 1–2. P. 76 – 79.
23. Juan Li, Xiang Ling, Hao Peng Field synergy analysis on convective heat transfer and fluid flow of a novel triangular perforated fin. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2013. Vol. 64. P. 526 – 535.



24. Xiaoqin Liu, Jianlin Yu, Gang Yan A numerical study on the air-side heat transfer of perforated finned-tube heat exchangers with large fin pitches. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2016. Vol. 100. P. 199 – 207.

25. Письменный Е. Н., Терех А. М., Матвиенко О. Е. Теплоаэродинамические характеристики пучков труб с сегментным оребрением. *Промышленная теплотехника*. 1999. Т. 21. № 4 – 5. С. 76 – 79.

26. Lemouedda A., Schmid A., Franz E., Breuer M., Delgado A. Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2011. Vol. 31, Issues 8–9. P. 1393 – 1401.

27. Wais Piotr Influence of fin thickness and winglet orientation on mass and thermal efficiency of cross-flow heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 102. P. 184 – 195.

28. Xiang Wu, Zhi-Min Lin, Song Liu, Mei Su, Liang-Chen Wang, Liang-Bi Wang Experimental study on the effects of fin pitches and tube diameters on the heat transfer and fluid flow characteristics of a fin punched with curved delta-winglet vortex generators. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 119. P. 560 – 572.

29. Sohal M. S., O'Brien James E. Improving Air-Cooled Condenser Performance Using Winglets and Oval Tubes in a Geothermal Power Plant. *Geothermal Resources Council Transactions*, August 26 – 29, 2001. Vol. 25.

30. Elyyan Mohammad A., Rozati Ali, Tafti Danesh K. Investigation of dimpled fins for heat transfer enhancement in compact heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2008. Vol. 51, Issues 11–12. P. 2950 – 2966.

31. Wang Chi-Chuan, Chen Kuan-Yu, Liaw Jane-Sunn, Tseng Chih-Yung An experimental study of the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers having plain, louver, and semi-dimple vortex generator configuration. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2015. Vol. 80. P. 281 – 287.

32. Song Ke-Wei, Wang Liang-Bi, Fan Ju-Fang, Zhang Yong-Heng, Liu Song Numerical study of heat transfer enhancement of finned flat tube bank fin with vortex generators mounted on both surfaces of the fin. *Heat Mass Transfer*. 2008. Vol. 44. P. 959 – 967.

33. Zhang Y. H., Wang L. B., Ke F., Su Y. X., Gao S. D. The effects of span position of winglet vortex generator on local heat/mass transfer over a three-row flat tube bank fin. *Heat and Mass Transfer*, 2004. Vol. 40. P. 881 – 891.

34. Shi Baizhan, Wang Liangbi, Gen Feng, Zhang Yongheng The optimal fin spacing for three-row flat tube bank fin mounted with vortex generators. *Heat Mass Transfer*. 2006. Vol. 43. P. 91 – 101.

35. Pis'mennyi E. N. Heat transfer enhancement at tubular transversely finned heating surfaces. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2014. Vol. 70. P. 1050 – 1063.

36. Мигай В. К., Быстров П. Г., Федотов В. В. Теплообмен в поперечно-обтекаемых пучках труб с оребрением лепесткового типа. *Тяжелое машиностроение*. 1992. №7. С. 8 – 10.

37. Chen Heng, Wang Yungang, Zhao Qinxin, Ma Haidong, Li Yuxin, Chen Zhongya Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of H-type Finned Tube Banks. *Energies*. 2014. Vol. 7. P. 7094 – 7104.

38. Chen Heng, Zhao Qinxin, Wang Yungang, Ma Haidong, Li Yuxin, Chen Zhongya Experimental Study on Heat Transfer and Resistance Characteristics of H-type Finned Tube. *AASRI International Conference on Industrial Electronics and Applications (IEA 2015)*. 2015. P. 362 – 366.

39. Liu Y. Z., Yuan Y. C., Xu S. Y., Wu W. B. Experimental study on the characteristics of heat transfer and flow resistance for H-type finned tube banks. *J. Univ. Shanghai Sci. Technol.* 2004. Vol. 26, No 5. P. 457 – 460.

40. Wang Fei-Long, He Ya-Ling, Tang Song-Zhen, Tong Zi-Xiang Parameter study on the fouling characteristics of the H-type finned tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2017. Vol. 112. P. 367 – 378.

41. Jin Yu, Tang Gui-Hua, He Ya-Ling, Tao Wen-Quan Parametric study and field synergy principle analysis of H-type finned tube bank with 10 rows. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2013. Vol. 60. P. 241 – 251.

42. Wang Heng, Liu Ying-Wen, Yang Peng, Wu Ren-Jie, He Ya-Ling Parametric study and optimization of H-type finned tube heat exchangers using Taguchi method. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 103. P. 128 – 138/

43. He Ya-Ling, Han Hui, Tang Song-Zhen, Zhou Tian Sulfuric acid deposition characteristics of H-type finned tube bank with 10 rows. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2015. Vol. 81. P. 137 – 141.
44. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя: пер. с нем. Г. А. Вольперта. 5-е изд. М.: Наука, 1969. 742 с.
45. Жукаускас А., Жюгжда И. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жид кости. Вильнюс: Мокслас, 1979. 240 с.
46. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
47. Дыбан Е. П., Эпик Э. Я. Теплообмен и гидродинамика турбулизированных потоков. Киев: Наукова думка, 1985. 293 с.
48. Ota T., Nishiyama N., Taoka Y. Heat transfer and flow around an elliptic cylinder. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1984. Vol. 27, No 10. P. 1771 – 1779.
49. Ota T., Tsuruta T., Kaga M. Forced Convection Heat Transfer from an Elliptic Cylinder of Axis Ratio 1:2. *Bulletin of JSME*. 1983. Vol. 26, No 212. P. 262 – 267.
50. Бурков В. К., Медведский В. П., Кочегаров И. Ю., Лафа Ю. И. Исследования теплообмена и аэродинамики пучков из овальных труб. *Теплоэнергетика*. 2010. №3. С. 42 – 45.
51. Merker G. P., Hanke H. Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1986. Vol. 29, No 12. P. 1903 – 1909.
52. Ala Ali Hasan Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air. *Heat and Mass Transfer*, accepted for publication. THP 2004 by author and THP 2004 Springer-Verlag. By permission. P. 1 – 32.
53. Ala Ali Hasan, Kai Sirén Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2004. Vol. 24, No 5-6. P. 777 – 790.
54. Kondjoyan A., Daudin J. D. Effects of free stream turbulence intensity on heat and mass transfer at the surface of a circular cylinder and an elliptical

cylinder axis ratio 4. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1995. Vol. 38, No 10. P. 1735 – 1749.

55. Salazar E., Gonzalez J. J., Lopez De Ramos A., Pironti F., Gonzalez-Mendizabal D. Evaluation of the heat transfer coefficient in a bank of elliptic tubes. *American Institution of Chemical Engineers Symposium. Series Heat Transfer*. 1997. Vol. 314. P. 185 – 190.

56. Жукова Ю. В., Терех А. М., Семеняко А. В. Численное моделирование нестационарного поперечного обтекания овального цилиндра при различных числах Рейнольдса. *Доклады Национальной академии наук Беларуси*. 2011. Т. 55. № 1. С. 102 – 108.

57. Терех О. М., Семеняко О. В., Туз В. О., Кондратюк В. А. Обтікання поодиноких циліндрів в поперечному потоці. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2013. № 2/8 (62). С. 23 – 26.

58. Никитюк П. С., Семеняко А. В., Терех О. М., Руденко А. И. Особенности обтекания плоскоовальной трубы в поперечном потоке. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №3 (22), часть 2. С. 60 – 63.

59. Терех О. М., Семеняко О. В., Туз В. О., Руденко О. І., Кондратюк В. А. Теплообмін циліндрів плоскоовального профілю при поперечному їх обтіканні. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2013. № 3/8 (63). С. 30 – 34.

60. Кондратюк В. А., Терех А. М., А. В. Семеняко, Руденко А. И., Жукова Ю. В. Теплообмен и аэродинамика одиночных труб плоскоовального профиля. *Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии*. 2013. № 1 (12). С. 3 – 6.

61. Жукова Ю. В., Терех А. М., Семеняко А. В. Аэродинамика и теплоотдача плоскоовального цилиндра при вынужденной конвекции. *РНКТ5: труды пятой российской национальной конференции по теплообмену*. Том 2. Вынужденная конвекция однофазной жидкости. 25 – 29 октября 2010 года. г. Москва. С. 126 – 128.

62. Нікітюк П. С., Семеняко О. В. Вплив геометричних параметрів на теплообмін плоскоовальних труб. „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики” : зб. тез доп. XII міжнар. наук.-практ. конф. Київ, 2014. (м. Київ, 22 – 25.04.2014 р.). С. 69.

63. Кондратюк В. А., Терех О. М., Руденко О. І., Туз В. О., Рогачов В. А. Оцінка теплоаеродинамічної ефективності поодиноких труб різного поперечного перерізу. *Scientific journal “ScienceRise”*. 2015. № 2/2 (7). С. 7 – 11.

64. Кондратюк В. А. Аэродинамическое сопротивление одиночных плоскоовальных труб. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. Ч.2. № 4 (23). С. 32 – 35.

65. Теплообмінна труба: пат. 87032 Україна: МПК F28F 1/10, 1/12, 13/00, 13/02. № u201304987. заявл. 18.04.2013; опубл 27.01.2014. Бюл. № 2. 5 с.

66. Письменный Е. Н., Кондратюк В. А., Терех А. М., Жукова Ю. В. Конвективный теплообмен поперечно-омываемых шахматных пакетов плоско-овальных труб. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2011. № 2/8 (50). С. 4 – 8.

67. Кондратюк В. А., Туз В. О., Терех А. М., Жукова Ю. В., Мейрис А. Ж. Аэродинамическое сопротивление поперечно-омываемых шахматных пакетов плоско-овальных труб. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2012. – № 3/8 (57). С. 39 – 42.

68. Письменный Є. М., Кондратюк В. А., Терех О. М., Руденко О. І. Теплова ефективність шахових пакетів труб різного профілю. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2012. № 5/8 (59). С. 40 – 42.

69. 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.

70. Письменный Є. М., Кондратюк В. А., Терех О. М., Баранюк О. В. Теплообмін шахових пакетів плоскоовальних труб в поперечному потоці.

*Восточно-Европейский журнал передовых технологий.* 2015. № 1/8 (73). С. 43 – 48.

71. Кондратюк В. А., Терех А. М., Руденко А. И., Гайдаренко В. С. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление малорядных пакетов плоскоовальных труб. *Международный научно-исследовательский журнал.* 2014. Ч.1. № 5 (24). С. 75 – 79.

72. Кондратюк В. А. Теплообмін і аеродинаміка пучків плоскоовальних труб в поперечному потоці. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / НТУУ „КПІ”. Київ, 2016. 197 с.

73. Юдин В. Ф., Федорович Е. Д. Теплообмен пучков оребренных труб овального профиля. *Тепломассообмен. ММФ-92.* Конвективный теплообмен. Т.1. Ч. 1. Минск: АНК ИТМО АНБ, 1992. – С. 58 – 61.

74. Илгарубис В.-А.С., Улинскас Р. В., Буткус А. В. Гидравлическое сопротивление и средняя теплоотдача компактных пучков из плоскоовальных ребристых труб. *Труды АН Лит. ССР.* 1987. Серия 6. Т.1.(158). С. 49 – 56.

74. Теплообмінна труба: пат. 25025 Україна: МПК F28F1/12. № 200702332; заявл. 03.03.2007; опубл. 25.07.2007. Бюл. № 11.

75. Pis'mennyi E. N. Study and application of heat-transfer surfaces assembled from partially finned flat-oval tubes. *Applied Thermal Engineering.* 2016. Vol. 106. P. 1075 – 1087.

76. Письменный Е. Н. Новые эффективные развитые поверхности теплообмена для решения задач энерго- и ресурсосбережения. *Промышленная теплотехника.* 2007. Т. 29. № 5. С. 7 – 16.

77. Письменный Е. Н., Терех А. М., Багрий П. И. Новые теплообменные поверхности из плоскоовальных труб с неполным оребрением. *VI Минский международный форум по тепло- и массообмену: Тезисы докладов и сообщений.* Минск, Беларусь 19 – 23 мая 2008. С. 281 – 283.

78. Pis'mennyi E. N. Efficient Heat-Transfer Surfaces Assembled from Partially Finned Flat-Oval Tubes. *Thermal Engineering*. 2011. Vol. 58, No. 4. P. 277 – 282.

79. Письменний Є. М., Багрій П. І., Рогачов В. А., Терех О. М. Узагальнений метод розрахунку конвективного теплообміну поперечно-омиваних шахових пучків труб плоскоовального профілю з неповним оребренням. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2008. № 2/3(32). С. 44 – 47.

80. Багрій П. І., Письменний Є. М., Терех О. М., Бурлей В. Д. Узагальнений метод розрахунку аеродинамічного опору поперечно-омиваних шахових пакетів труб плоскоовального профілю з неповним оребренням. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2008. № 3/5(33). С. 57 – 61.

81. Pysmennyu Ye., Terekh A., Bagriy P., Polupan G. Experimental investigation of thermo-aerodynamic characteristics of fining flat-oval tube banks. *7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics: Book of Abstracts*. Krakow, Poland. 28 June – 03 July, 2009. P. 116.

82. Багрій П. І. Теплообмін та аеродинаміка пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06. Київ, 2014. 154 с.

83. Wang Y., Zhao X., Tang G. Heat transfer, erosion and acid condensation characteristics for novel H-type finned oval tube. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2015. Vol. 88. P. 12 – 30.

84. Zhao X. B., Tang G. H., Ma X. W., Jin Y., Tao W. Q. Numerical investigation of heat transfer and erosion characteristics for H-type finned oval tube with longitudinal vortex generators and dimples. *Applied Energy*. 2014. Vol. 127. P. 93 – 104.

85. Lei Ma, Fei Li, Jiayou Liu, Zhimin Li, Fengzhong Sun Experimental Research on H-type Elliptical Finned Tubes in Low Temperature Boiler Gas Flue. DOI 10.5023/IJSSST.a.17.09.01.

86. ГОСТ 8644-68. Трубы стальные плоскоовальные. Сортамент. [На заміну ГОСТ 8644-57, чинний від 1969-01-01]. Издание официальное. Москва: Государственный комитет СССР по стандартам, 1987. – 12 с.

87. Преобразователь теплового потока. Модель ПТП-1Б.11.2.1.11.П.00.0.10.00.0. Паспорт №16450. ВТ ІТТФ НАНУ. Київ: ІТТФ НАНУ, 2012. 4 с.

88. ДСТУ 3756-98 (ГОСТ 30619-98). Перетворювачі теплового потоку термоелектричні загального призначення. Загальні технічні умови. [Чинний від 2000-07-01]. Вид. офіц. Київ: Держстандарт України, 2000. 21 с. (Енергозбереження)

89. Устройство контроля температуры восьмиканальное УКТ38-Щ4.ТП. Паспорт КУВФ.421216.001 ПС / ПО "ОВЕН". – М.: ПО „ОВЕН”, 2008. 112 с.

90. Модуль коммутационный „Triton C37” АТФА.687253.001ПС. Паспорт. Київ: НПЧП „Терекс”, 2012. 5 с.

91. Модуль регистрации сигналов термодатчиков „Triton 6004ТС” АТФА.426449.011 РЭ. Руководство по эксплуатации.– Київ: НПЧП „Терекс”, 2012. 15 с.

92. Программное обеспечение «DataRecorder» Т6004-КРІ / НПЧП „Терекс”. – Электрон. дан. та прог. – К.: НПЧП „Терекс”, 2012. – электрон. опт. диск (CD-ROM). – Систем. вимоги: Pentium, 256 Мб RAM, 4 Мб HDD, VGA, USB-COM, Windows 2000/XP. – Назва з контейнеру.

93. Аэродинамический расчет котельных агрегатов: нормативный метод / под ред. С. И. Мочанова. Л.: Энергия, 1977. 256 с.

94. Письменный Е. Н. Исследование течения на поверхности ребер поперечно-ребренных труб. *Инженерно-физический журнал*. 1984. Т. 47, № 1. С. 28 – 34

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. 4 с.

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.

97. DISA scientific research equipment: complete catalog. Denmark by Dyva Bogtryk-offset, 1972. 51 с.

98. DISA: probe catalog. Denmark by Dyva Bogtryk-offset, 1982. 23 с.

99. Fluent Inc. Fluent 6.1: users guide, Lebanon, 2003

100. ANSYS FLUENT 12.0/12.1 Documentation. URL: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/index.htm> (дата звернення: 8.05.2018)

101. Белов И. А., Исаев С. А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие. Санкт-Петербург: БГТУ, 2001. 109 с.

102. Диев М. Д., Колесникова А. А. Численное моделирование интенсификации турбулентного теплообмена в прямоугольном канале с применением CFD пакета Fluent. *Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках*: Тр. XVI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева (Санкт-Петербург 21 - 25 мая 2007 г.). – М. Издательский дом МЭИ, 2007. Т. 2. С. 362 – 365.

103. Быстров Ю. А., Исаев С. А., Кудрявцев Н. А., Леонтьев А. И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. Санкт-Петербург: Судостроение, 2005. 389 с.

104. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.

105. Menter F. R. Zonal Two Equation  $k - \omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows. *AIAA Paper*. 1993.

106. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994. Vol. 32, No 8. P. 1598 – 1605.

107. Рогачов В. А., Баранюк О. В. Моделювання гідродинаміки і теплообміну в початковій ділянці круглої труби при відривній течії. *Наукові вісти НТУУ „КПІ”*. 2009. №4. С. 43 – 52.

108. Wilcox D. C. Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models. *AIAA Journal*. 1988. Vol. 26, No. 11. P. 1299 – 1310.
109. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD. 2nd edition. DCW Industries, Inc., La Canada CA, 1998.
110. Chien K.-Y. Predictions of Channel and Boundary-Layer Flows with a Low-Reynolds-Number Turbulence Model. *AIAA Journal*. 1982. Vol. 20, No. 1. P. 33 – 38.
111. Patankar S. V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Taylor & Francis, 1980. ISBN 978-0-89116-522-4.
112. Ferziger J. H., Peric M. Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer-Verlag, 2001. ISBN 978-3-540-42074-3.
113. Касандрова О. Н., Лебедев В. В. Обработка результатов наблюдений. М.: Наука, 1970. 104 с.
114. Зайдель А. Н. Ошибки измерений физических величин. Л.: Наука, 1974. 108 с.
115. Гутер Р. С., Овчинский Б. В. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта. М.: Наука, 1970. 432 с.
116. Соловьев В. А., Яхонтова В. Е. Элементарные методы обработки результатов измерений. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1977. 72 с.
117. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М: Мир, 1972. 381 с.
118. 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).
119. Повх Н. П. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1974. 477 с.
120. Электротехнический справочник: В 4-х т. Т.1 Общие вопросы. Электротехнические материалы / Под общ. ред. профессоров МЭИ В. Г. Герасимова и др. 9-е изд., стер. М: Издательство МЭИ, 2003. 440 с.
121. Tutorial on CFD Verification and Validation. NPARC Alliance Verification and Validation Web Site. URL:

<https://www.grc.nasa.gov/www/wind/valid/tutorial/tutorial.html> (дата звернення: 8.05.2018)

122 Roache P J. Verification and Validation in Computational Science and Engineering. Hermosa Publishers, Albuquerque, New Mexico, 1998.

123 Семеняко А. В., Баранюк А. В., Письменный Е. Н. Верификация численной модели теплообмена плоско-овальных труб с неполным оребрением. *„Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках”*: труды XVIII школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. (м. Звенигород, Росія, 23 – 27.10.2011 р.). С. 396 – 397.

124. Письменный Е. Н. Конвективный теплообмен и аэродинамика шахматных пучков поперечно-оребрённых труб. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.05 / КПИ. Киев, 1985. 207 с.

125. Терех А. М. Теплообмен и аэродинамика поперечно-омываемых пучков труб с винтовым, подогнутым и сегментным оребрением. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.05 / НТУУ „КПИ”. Киев, 1997. 160 с.

126. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб. дис. ... докт. техн. наук : 01.04.14 / КПИ. Киев, 1994. 337 с.

127. Шаповал О. Є. Теплообмін та аеродинаміка пучків труб з розрізним оребренням. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / НТУУ „КПИ”. Київ, 2002. 168 с.

128. Баранюк О. В. Теплообмін та аеродинаміка плоских поверхонь з пластинчасто-розрізним оребренням. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / НТУУ „КПИ”. Київ, 2009. 184 с.

129. Багрій П. І. Теплообмін та аеродинаміка пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / НТУУ „КПИ”. Київ, 2014. 154 с.

130. ГОСТ 26548-85 (СТ СЭВ 4484-84). Воздухонагреватели. Методы испытаний. [Чинний від 1986-01-01]. Издание официальное. Москва: Государственный комитет СССР по стандартам, 1985. 15 с.

131. Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1962. 160 с.

132. Легкий В. М., Письменный Е. Н., Терех А. М. Обобщение экспериментальных данных по аэродинамическому сопротивлению шахматных пучков поперечно-ребренных труб. *Известия Вузов «Энергетика»*. 1987. № 12. С. 98 – 101.

133. Дослідження процесів теплообміну та аеродинаміки в нових типах ребрених поверхонь для теплообмінних апаратів енергетичного і промислового призначення. Звіт з НДР д/б № 2016-п. ДР № 0107U002087. Кер. Письменный Є. М. НТУУ «КПІ», 2009. 159 с.

134. Семеняко А. В., Письменный Е. Н. Течение на поверхности плоско-овальных труб с поперечным ребрением. „*Проблемы газодинамики и теплообмена в аэрокосмических технологиях*”: труды XVII школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. С. 132 – 134.

135. Pysmennyu Ye., Semenyako A., Polupan G., Carvajal-Mariscal I. „*Particularidades del flujo en la superficie de tubos ovalados con aletas transversals,*” in *Proc. VI Congreso internacional de ingenieria electromecanica y de sistemas*, México, noviembre 2011, P. 16.

136. Письменный Є. М., Епик Е. Я., Баранюк О. В., Терех О. М., Руденко О. І. Особливості течії на плоских розрізних ребрах елементів охолодження радіоелектронної апаратури. *Наукові вісті НТУУ „КПІ”*. 2007. № 3. С. 20 – 24.

137 Dyban E. P., Epik E. Ya., Yushina L. E. Heat transfer on the surface of longitudinally streamlined bodies in the presence of closed separation and external flow turbulization. *Heat Transfer Conference*. (Brighton, UK, 14 – 18 august 1994). Vol. 3. P. 25 – 30.

138. Эпик Э. Я. Проблемы прогнозирования и расчета верхнего теплового ламинарно-турбулентного перехода (проблемный доклад). Тр. V Минского междунар. Форума по тепло- и массообмену 24 – 18 мая 2004 г. Минск, 2004. 10 с.

139. Письменный Е. Н., Рогачов В. А., Баранюк А. В., Семеняко А. В., Вознюк М. М. CFD-моделирование омывания поверхности труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №2 (21), часть 1. С. 76 – 78.

140. Семеняко А. В., Рогачев В. А., Баранюк А. В. CFD-моделирование процессов теплообмена и гидродинамики плоско-овальных труб с неполным оребрением. *Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики: материалы междунар. научн.-практ. школы-конф.*(Украина, Крым, г. Алушта, 19 – 25 сентября 2011 г.). Днепропетровск: НПВК „Триакон”, 2011. С. 23 – 28.

141. Себиси Т., Брэдшоу П. Конвективный теплообмен. Физические основы и вычислительные методы: пер. с англ. С. С. Ченцова, В. А. Хохрякова. М.: Мир. 590 с.

142. Кирпиков В. А., Шорин Г. Н. Введение в теорию пограничного слоя. Москва, 1974. 287 с.

143. Семеняко О. В. Термоанемометричні вимірювання характеристик течії в міжреберних каналах плоско-овальних труб. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2017. – № 4. С. 133 – 140.

144. Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа. М.: Мир, 1986. 184 с.

145. Тепловой расчет котлов: нормативный метод. Издание 3-е, переработанное и дополненное. Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998.

146. Семена М. Г. Исследование температурных полей и некоторых закономерностей конвективного теплообмена в трубах с внутренними продольными ребрами в условиях, характерных для промежуточных пароперегревателей. дис. ... канд. техн. наук : / КПИ. Киев, 1970. 212 с.

147. Тепломасообмін при конденсації водяної пари з продуктів згорання на поверхні профільованих оребрених труб. Звіт з НДР д/б № 2853-ф. ДР № 0115U000336. Кер. Туз В. О. «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2017. 242 с.

148. Керн Д., Краус А. Развитые поверхности теплообмена. М.: Энергия, 1977. 461 с.
149. Письменный Е. Н., Терех А. М., Семеняко А. В., Багрий П. И. Коэффициент эффективности прямоугольного ребра плоско-овальной трубы. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2010. № 2. С. 70 – 75.
150. Письменный Е. Н., Багрий П. И., Терех А. М., Семеняко А. В. Оптимизация оребрения новой теплообменной поверхности на основе плоскоовальных труб. *Інженерно-фізический журнал*. Сентябрь-октябрь 2013. Т. 86, № 5. С. 1002 – 1007.
151. E. N. Pis'mennyi, P. I. Bagrii, A. M. Terekh, A. V. Semenyako Optimization of the ribbing of a new heat exchange surface of flat-oval tubes. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, October 2013. Vol. 86, No. 5. PP. 1066 – 1071.
152. Семеняко А. В. Эффективность ребра плоскоовальной трубы. „Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках”: труды XIX школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. (Росія, м. Орехово-Зуєво, 20 – 24 травня 2013 г.) С. 339 – 340.
153. Schmidt Th. E. Verbesserte methoden zur bestimmung des warmeausches an berippte flachen. *Kaltetechnik*, 1966. Bd. 18. H. 4.
154. Письменный Е. Н. Определение коэффициента эффективности шайбового оребрения поперечноомываемых труб конвективных теплообменников. *Теплоэнергетика*. 1996. № 9. С. 40 – 43.
155. Бондар В. А., Семеняко О. В. Локальний теплообмін плоско-овальної труби з неповним поперечним оребренням. „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”: зб. тез доп. XIV міжнар. наук.-практ. конф. (м. Київ, 18 – 21.04.2016 р.). Київ, 2016. С. 77.
156. Письменный Е. Н., Рогачов В. А., Баранюк А. В., Семеняко А. В., Вознюк М. М. CFD-моделирование процессов теплообмена труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением.

*Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №1 (20), часть 1. С. 30 – 36.

157. Створення наукових і технологічних основ для розробки перспективних високоефективних оребрених поверхонь теплообміну. Звіт з НДР д/б № 2343-п. ДР № 0110U001318. Кер. Туз В. О. НТУУ «КПІ», 2011. 145 с.

158. Вознюк М. М., Семеняко А. В., Бондар В. А. Оптимальная высота поперечных ребер плоско-овальной трубы. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2016. № 4. С. 60 – 65.

159. Семеняко А. В., Письменный Е. Н., Терех А. М., Руденко А. И., Мацюк Г. Н. Оптимизация геометрических размеров оребрения плоскоовальной трубы. *Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики: материалы междунар. научн.-практ. школы-конф.* (Украина, Крым, г. Алушта, 17 – 23 сентября 2012 г.). Днепропетровск: НПВК „Триакон”, 2012. С. 21 – 25.

ДОДАТОК А. ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ ОПТИМАЛЬНИХ  
ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОПЕРЕЧНИХ РЕБЕР ПЛОСКО-  
ОВАЛЬНИХ ТРУБ

Вихідні дані

$d := 37.5\text{mm}$	$L_t := 1\text{m}$	$\delta := 2\text{mm}$	$\delta' := 3.75\text{mm}$
$s_p := 9\text{mm}$	$L' := 17.5\text{mm}$	$B_1 := 10\text{mm}$	$b := 0.2$
$hD := 0.2, 0.21 \dots 0.8$	$Dd := 2, 2.01 \dots 2.8$	$D(D\delta) := Dd \cdot d$	$L(D\delta) := D(D\delta) + 2L'$
$L_2(D\delta) := L(2)$	$L_{28}(D\delta) := L(2.8)$	$hD_2 := 0.746$	$hD_{28} := 0.533$
$\lambda := 45 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$	$\lambda_a := 2.59 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$	$\rho := 1.205 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\nu := 15.06 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Поверхня неоребреної труби

$$H_{\text{тн}}(D\delta) := [\pi \cdot d + 2 \cdot (D(D\delta) - \delta)] \cdot L_t$$

Кут проварювання

$$\varphi := \arccos\left(\frac{\frac{d}{2} - \delta}{\frac{d}{2}}\right) = 0.6435$$

$$s := \sin(\varphi)$$

Поверхня неоребреної частини труби

$$H'_r(Dd, s_p) := [\pi \cdot d + 2 \cdot (Dd \cdot d - \delta)] L_t - \delta [Dd \cdot d - d \cdot (1 - \varphi)] \cdot 2 \cdot \left(\text{ceil}\left(\frac{L_t}{s_p}\right) - 1\right)$$

Поверхня ребер

$$f_0(D\delta) := [\pi \cdot d + 2 \cdot (D(D\delta) - \delta)] L_t$$

$$f_1(hD, Dd, L) := 2 \cdot L(D\delta) \cdot (hD \cdot D(D\delta) + \delta) + 2[L(D\delta) + (hD \cdot D(D\delta) + \delta)] \cdot \delta$$

$$f_2(hD, Dd, L, \delta) := \left[ (D(D\delta) - \delta) \cdot (\delta + 2\delta) - d \cdot \left(\frac{d}{2} - \delta\right) \right] \cdot s + d \cdot \left(\frac{d}{2} + \delta\right) \cdot \varphi$$

$$H_p(hD, Dd, L, s_p, \delta) := (f_1(hD, Dd, L) - f_2(hD, Dd, L, \delta)) \cdot 2 \cdot \left(\text{ceil}\left(\frac{L_t}{s_p}\right) - 1\right)$$

Поверхня оребреної труби

$$H(hD, Dd, L, s_p, \delta) := f_0(D\delta) + [f_1(hD, Dd, L) - f_2(hD, Dd, L, \delta) - \delta [D(D\delta) - d \cdot (1 - \varphi)]] \cdot 2 \cdot \left(\text{ceil}\left(\frac{L_t}{s_p}\right) - 1\right)$$

Коефіцієнт оребрення

$$\psi(hD, Dd, L, s_p, \delta) := \frac{H(hD, Dd, L, s_p, \delta)}{H_{\text{тн}}(D\delta)}$$

Відносна довжина лінії контакту

$$L_k(Dd, L) := \frac{\left[ 2 \cdot \left(\frac{d}{2} \cdot \varphi\right) + (D(D\delta) - \delta) \right]}{L(D\delta)}$$

Інтенсивність теплообміну

$$\text{Nu}(hD, Dd, L, \text{Re}, s_p, \delta) := 0.04 \cdot \left( 1 - 14.2 \cdot \frac{hD}{\psi(hD, Dd, L, s_p, \delta)} \right) \text{Re}^{0.69} \cdot \left( 1 + 6 \cdot \frac{hD}{\psi(hD, Dd, L, s_p, \delta)} \right)$$

$$\alpha(hD, Dd, L, \text{Re}, s_p, \delta) := \frac{\lambda_a}{d} \cdot \text{Nu}(hD, Dd, L, \text{Re}, s_p, \delta)$$

Умовна висота ребра



$$h_y(hD, Dd, L) := hD \cdot D(Dd) \cdot [1 + b \cdot (1 + 2 \cdot L_k(Dd, L))]$$

Параметр ребра

$$m_p(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) := \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta)}{\delta \cdot \lambda}}$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) := \frac{\tanh(m_p(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) \cdot h_y(hD, Dd, L))}{m_p(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) \cdot h_y(hD, Dd, L)}$$

Приведене число Нуссельта

$$Nu_{np}(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) := \frac{Nu(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta)}{\left( \frac{H_p(hD, Dd, L, s_p, \delta)}{H(hD, Dd, L, s_p, \delta)} \cdot E(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) + \frac{H'_r(Dd, s_p)}{H(hD, Dd, L, s_p, \delta)} \right)^{-1}}$$

Термічний опір тепловіддачі

$$R(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) := (Nu_{np}(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) \cdot \psi(hD, Dd, L, s_p, \delta))^{-1}$$

Приведена поверхня

$$B(hD, Dd) := d + 2hD \cdot D(Dd) + 2B_1$$

$$F(hD, Dd, s_p, \delta) := B(hD, Dd) \cdot L_t - d \cdot L_t - 2 \left( \text{floor} \left( \frac{L_t}{s_p} \right) \right) \cdot \delta \cdot (hD \cdot D(Dd))$$

$$HF(hD, Dd, L, s_p, \delta) := \frac{H(hD, Dd, L, s_p, \delta)}{F(hD, Dd, s_p, \delta)}$$

Число Ейлера

$$Eu(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) := 6.8 \cdot (HF(hD, Dd, L, s_p, \delta) \cdot hD)^{-0.24} \cdot Re^{-0.332} \cdot (HF(hD, Dd, L, s_p, \delta) \cdot hD)^{-0.108}$$

Добуток аеродинамічного і термічного опорів

$$REu(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) := R(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) \cdot Eu(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta)$$

Перетин моделей по металу

$$S_2 := 1073.008806 \text{mm}^2 \quad S_{28} := 1373.008806 \text{mm}^2$$

Збільшення маси труби за рахунок оребрення

$$\Delta M_p(hD, Dd, L, s_p, \delta, S) := \frac{S \cdot L_t + \delta [2 \cdot L(Dd) \cdot (hD \cdot D(Dd) + \delta) - f_2(hD, Dd, L, \delta)] \cdot 2 \cdot \left( \text{ceil} \left( \frac{L_t}{s_p} \right) - 1 \right)}{(S_2 \cdot L_t)}$$

Інтенсивність теплообміну неоребреної труби

$$Nu_0(Dd, Re) := 0.17 Dd^{-0.35} \cdot Re^{0.63} \cdot Dd^{0.042}$$

Число Ейлера неоребреної труби

$$Eu_0(Dd) := [-22.5 \cdot \ln(Dd) - 52.6(Dd)^{-1} + 62.6]^{-1}$$

Модифікований Фактор аналогії Рейнольдса

$$FAR(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) := \left( \frac{Nu_{np}(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) \cdot \psi(hD, Dd, L, s_p, \delta)}{Nu_0(Dd, Re)} \right) \cdot \left( \frac{Eu(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta)}{Eu_0(Dd)} \right)^{-1}$$

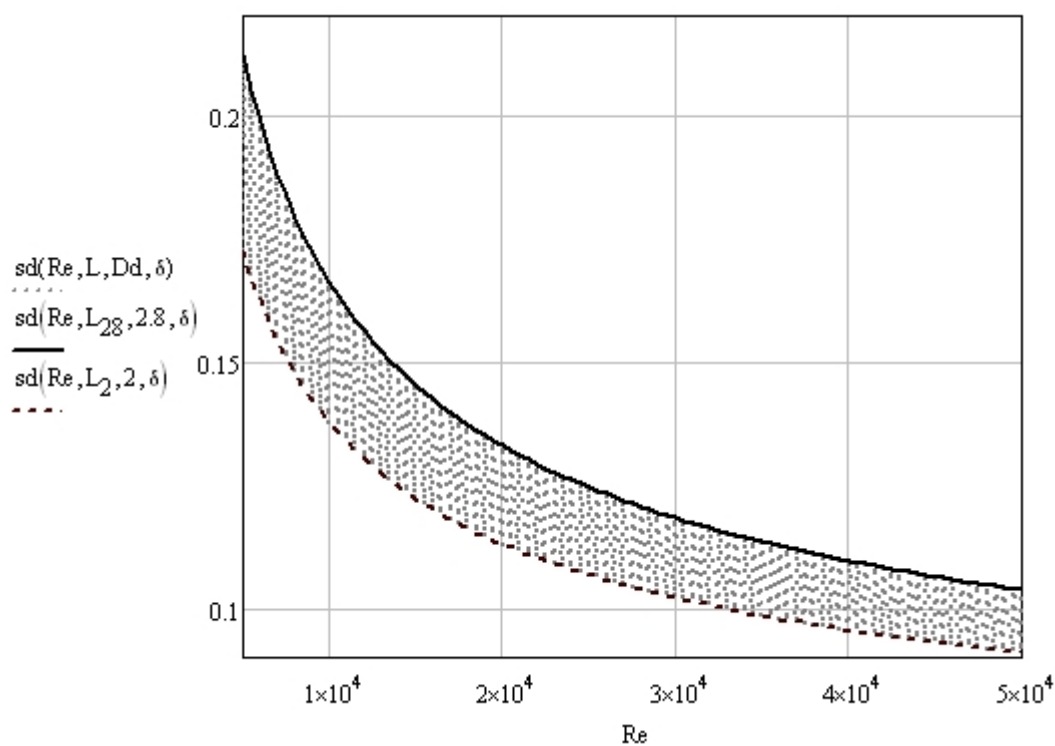
$$NuNu_0(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) := \frac{Nu_{np}(hD, Dd, L, Re, s_p, \delta) \cdot \psi(hD, Dd, L, s_p, \delta)}{Nu_0(Dd, Re)}$$

Визначення граничного кроку між ребрами

$$Re := 5000, 5500 \dots 50000$$

$$s_{\text{pr}}(\text{Re}, L, Dd, \delta) := \delta + 2 \cdot 0.375 \cdot 4.64 \cdot \sqrt{\frac{L(Dd) \cdot Dd \cdot d}{\text{Re}}}$$

$$\text{sd}(\text{Re}, L, Dd, \delta) := \frac{\delta}{d} + \frac{2 \cdot 0.375 \cdot 4.64}{d} \cdot \sqrt{\frac{L(Dd) \cdot Dd \cdot d}{\text{Re}}}$$

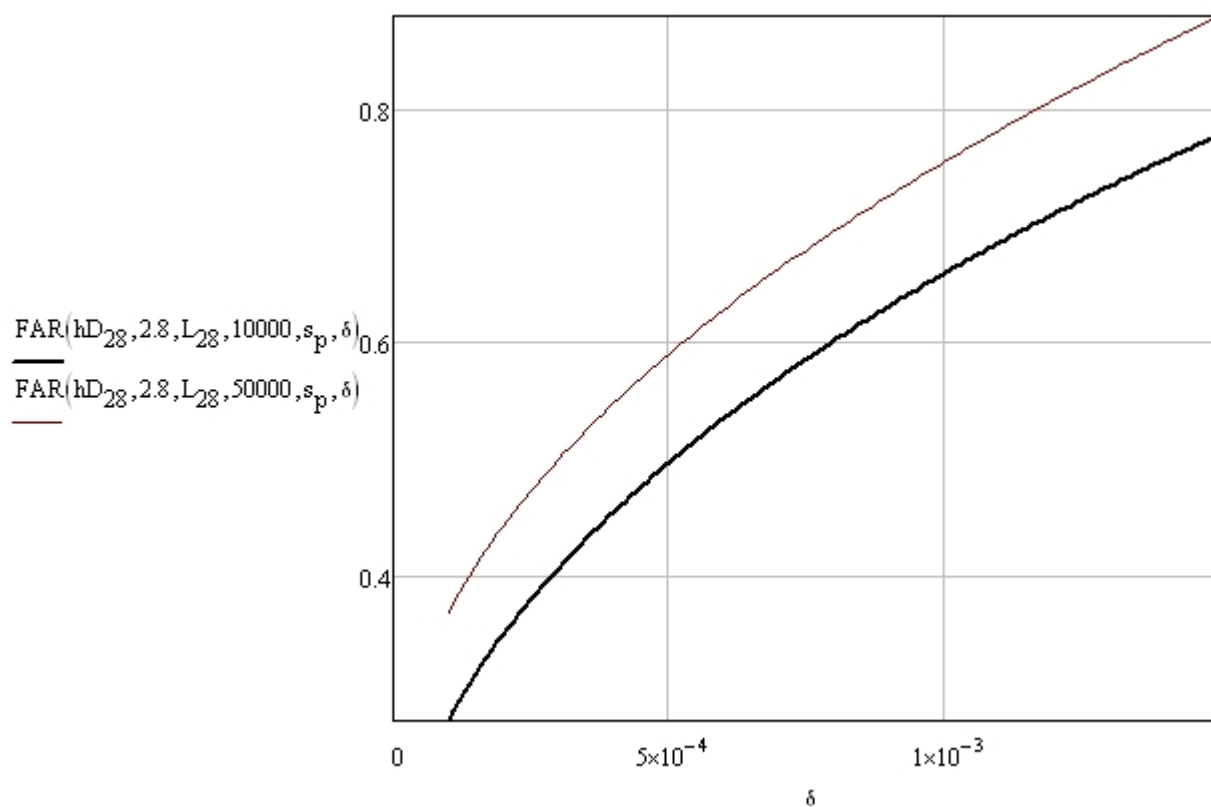
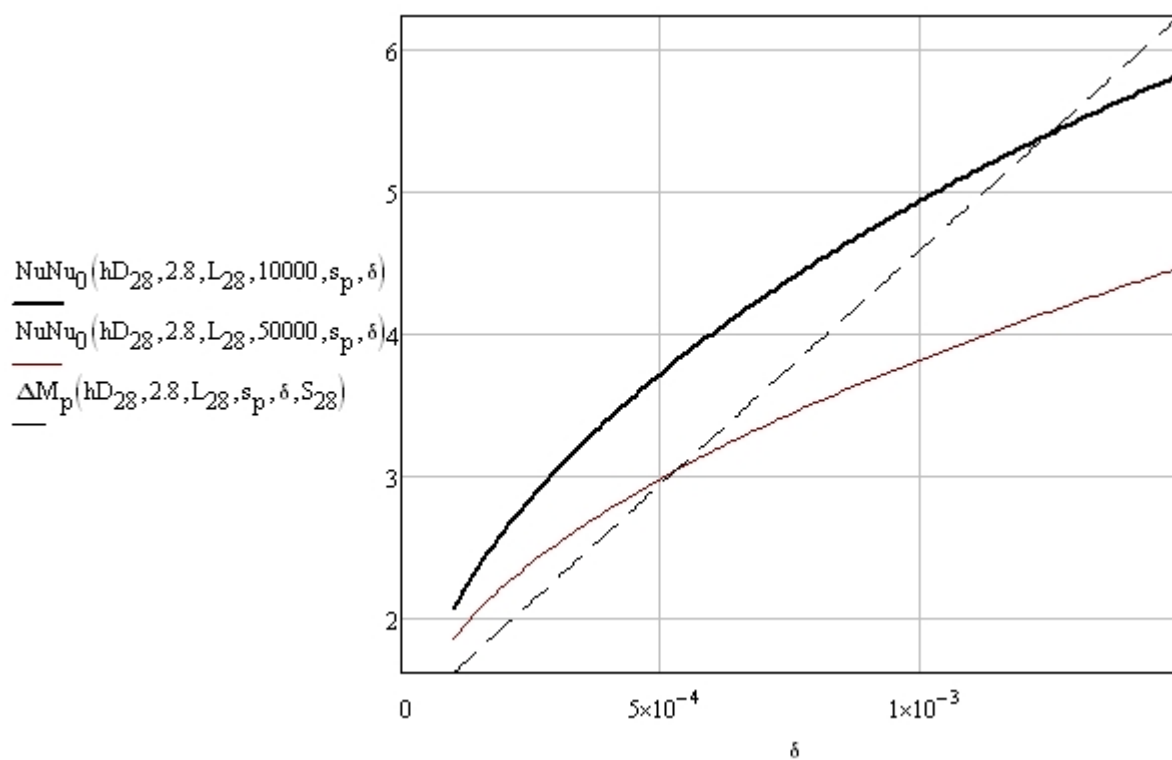


$$\text{Re}_1 := 25 \cdot 10^3$$

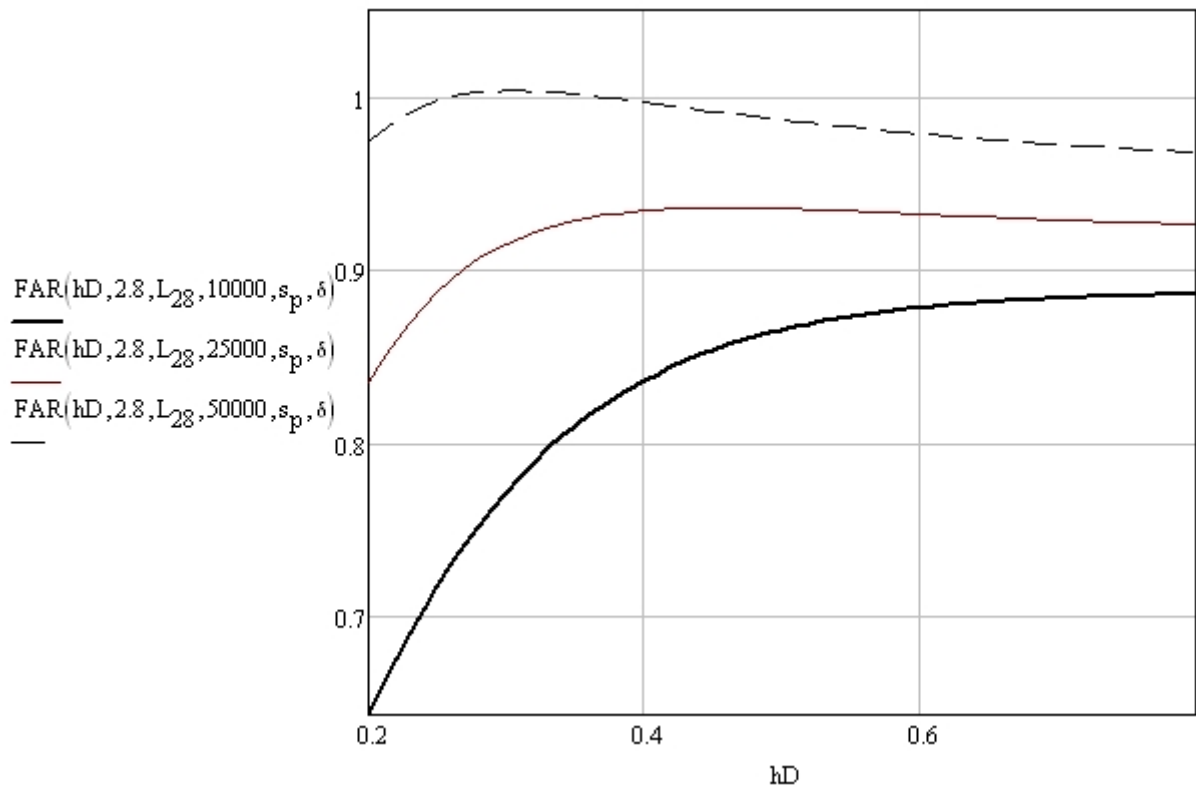
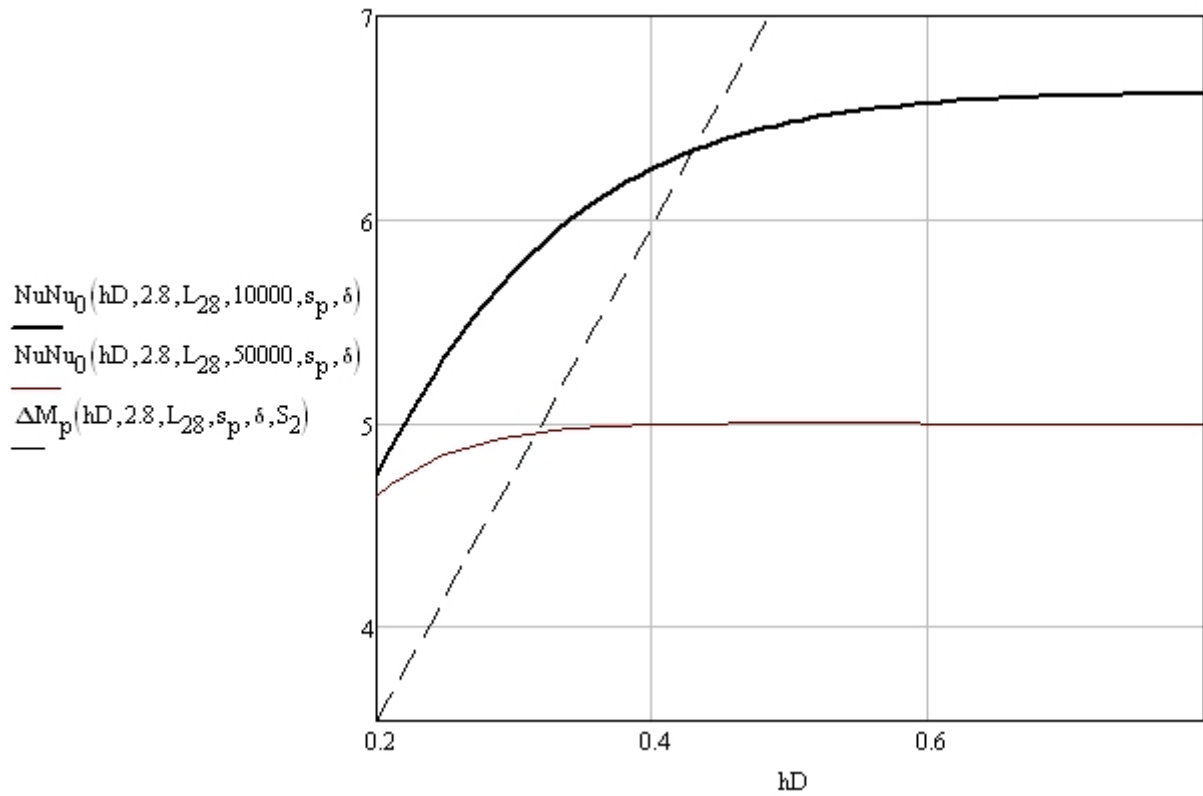
$$\text{sd}(\text{Re}_1, L_2, 2, \delta) = 0.10664$$

$$\text{sd}(\text{Re}_1, L_{28}, 2.8, \delta) = 0.12449$$

Розрахунок для труби типу I

 $\delta := 0.1\text{mm}, 0.11\text{mm}.. 1.5\text{mm}$ 

$\delta = 2\text{mm}$   
 $hD := 0.2, 0.21 \dots 0.8$



$$\text{FAR}_{17}(hD) := \text{FAR}(hD, 2.8, L_{28}, 17000, s_p, \delta)$$

$$\text{FAR}_{25}(hD) := \text{FAR}(hD, 2.8, L_{28}, 25000, s_p, \delta)$$

$$\text{FAR}_{40}(hD) := \text{FAR}(hD, 2.8, L_{28}, 40000, s_p, \delta)$$

$$\text{FAR}_{60}(hD) := \text{FAR}(hD, 2.8, L_{28}, 60000, s_p, \delta)$$

$$\text{FAR}_{20}(hD) := \text{FAR}(hD, 2.8, L_{28}, 20000, s_p, \delta)$$

$$\text{FAR}_{30}(hD) := \text{FAR}(hD, 2.8, L_{28}, 30000, s_p, \delta)$$

$$\text{FAR}_{50}(hD) := \text{FAR}(hD, 2.8, L_{28}, 50000, s_p, \delta)$$

$$\text{FAR}_{70}(hD) := \text{FAR}(hD, 2.8, L_{28}, 70000, s_p, \delta)$$

Given

$$hD := 0.2$$

$$h_{17} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{17}, hD) = 0.60185$$

$$h_{17} \cdot 105\text{mm} = 0.06319 \text{ m}$$

$$h_{20} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{20}, hD) = 0.53146$$

$$h_{20} \cdot 105\text{mm} = 0.0558 \text{ m}$$

$$h_{25} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{25}, hD) = 0.45677$$

$$h_{25} \cdot 105\text{mm} = 0.04796 \text{ m}$$

$$h_{30} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{30}, hD) = 0.40752$$

$$h_{30} \cdot 105\text{mm} = 0.04279 \text{ m}$$

$$h_{40} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{40}, hD) = 0.34425$$

$$h_{40} \cdot 105\text{mm} = 0.03615 \text{ m}$$

$$h_{50} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{50}, hD) = 0.30414$$

$$h_{50} \cdot 105\text{mm} = 0.03193 \text{ m}$$

$$h_{60} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{60}, hD) = 0.27584$$

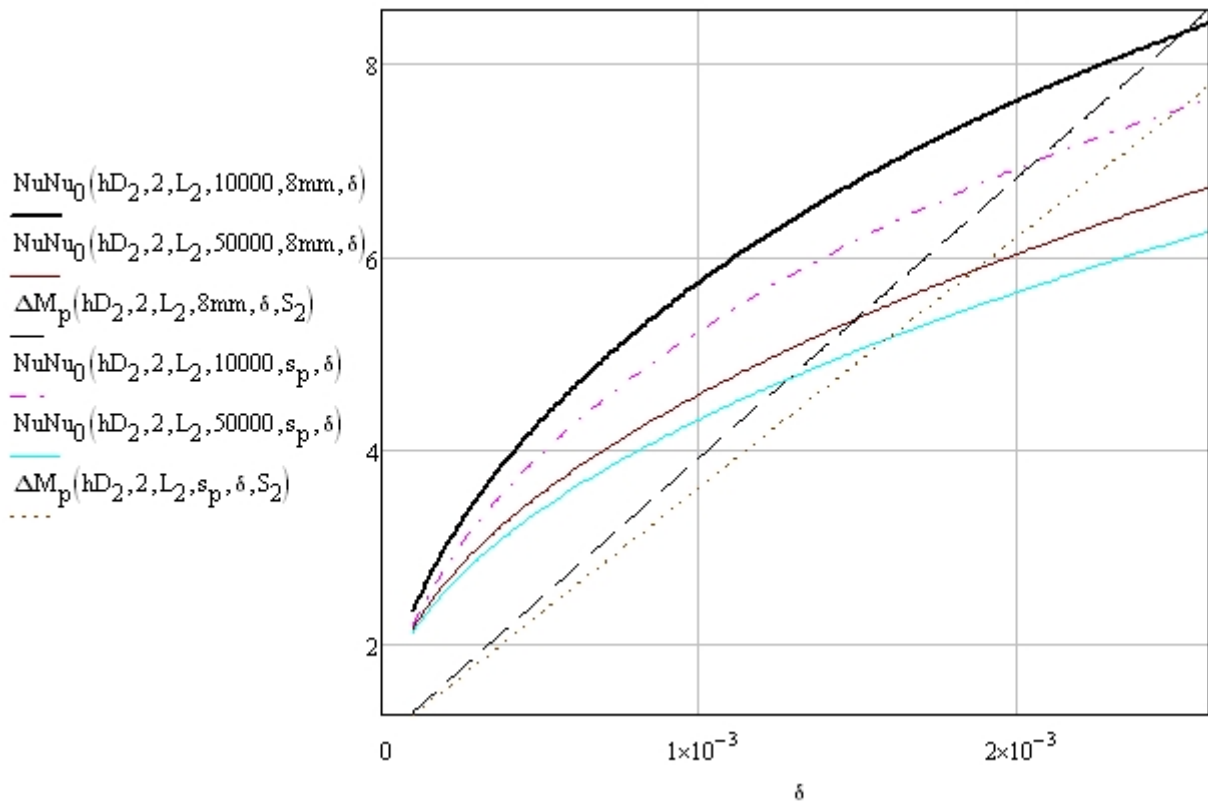
$$h_{60} \cdot 105\text{mm} = 0.02896 \text{ m}$$

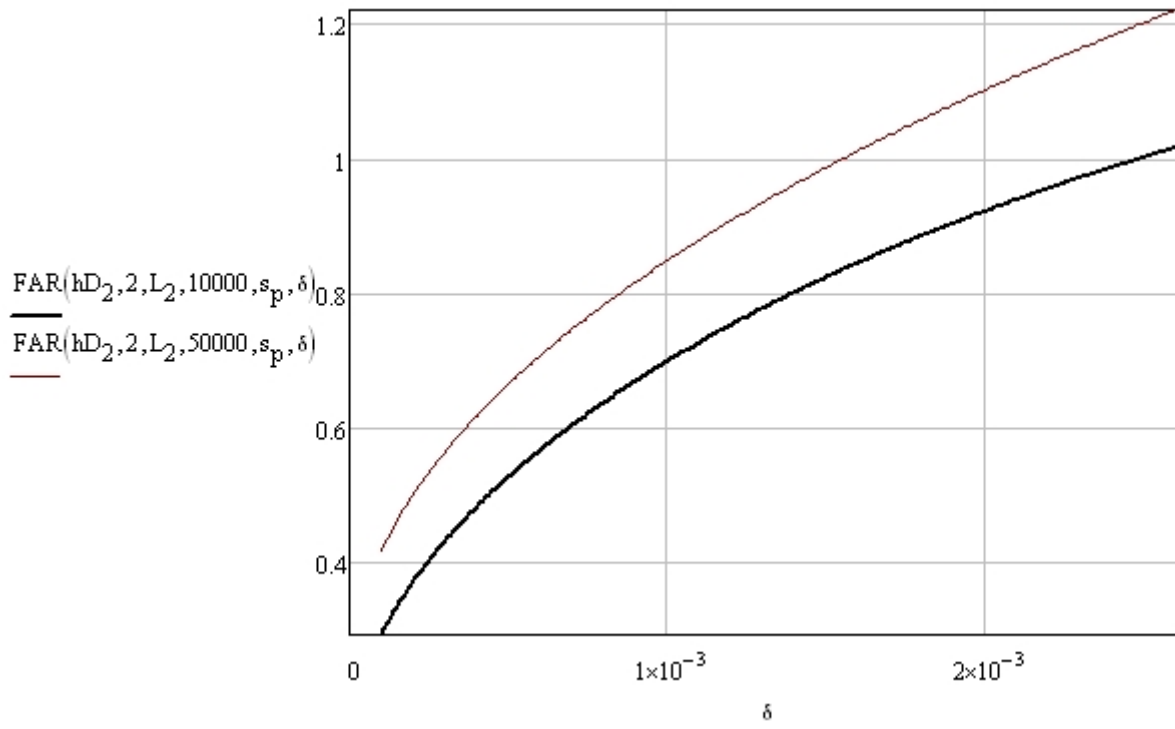
$$h_{70} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{70}, hD) = 0.25452$$

$$h_{70} \cdot 105\text{mm} = 0.02672 \text{ m}$$

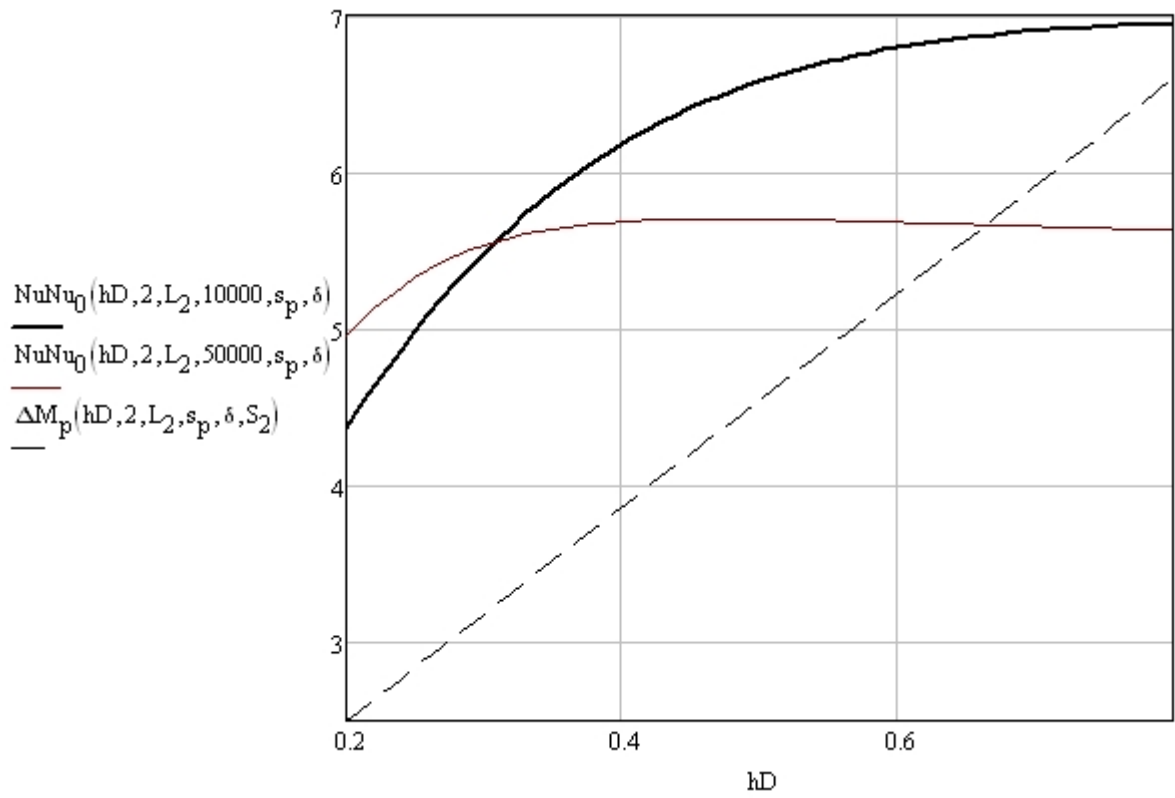
Розрахунок для труби типу II

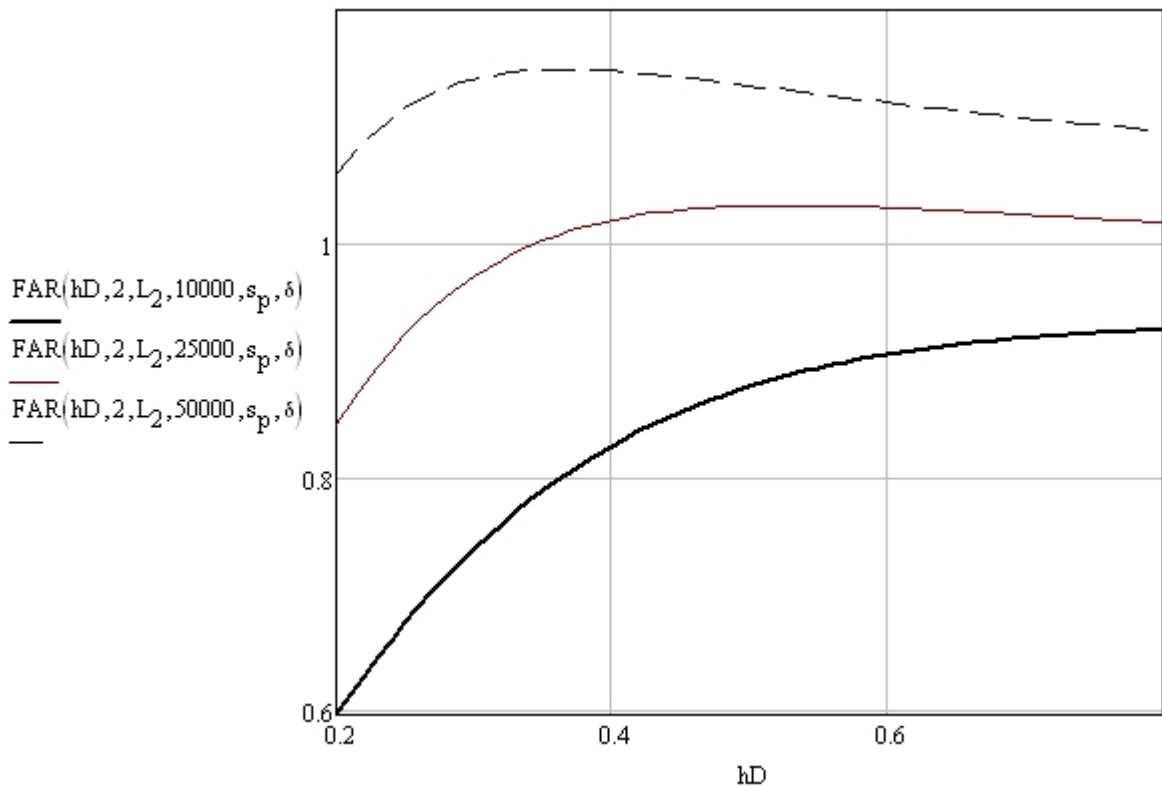
$$\delta := 0.1\text{mm}, 0.11\text{mm}.. 2.6\text{mm}$$





$\delta := 2\text{mm}$   
 $hD := 0.2, 0.21 \dots 0.8$





$$\begin{aligned} \text{FAR}_{10}(hD) &:= \text{FAR}(hD, 2, L_2, 10000, s_p, \delta) \\ \text{FAR}_{20}(hD) &:= \text{FAR}(hD, 2, L_2, 20000, s_p, \delta) \\ \text{FAR}_{30}(hD) &:= \text{FAR}(hD, 2, L_2, 30000, s_p, \delta) \\ \text{FAR}_{50}(hD) &:= \text{FAR}(hD, 2, L_2, 50000, s_p, \delta) \\ \text{FAR}_{60}(hD) &:= \text{FAR}(hD, 2, L_2, 60000, s_p, \delta) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{FAR}_{12.5}(hD) &:= \text{FAR}(hD, 2, L_2, 12500, s_p, \delta) \\ \text{FAR}_{25}(hD) &:= \text{FAR}(hD, 2, L_2, 25000, s_p, \delta) \\ \text{FAR}_{40}(hD) &:= \text{FAR}(hD, 2, L_2, 40000, s_p, \delta) \\ \text{FAR}_{50}(hD) &:= \text{FAR}(hD, 2, L_2, 50000, s_p, \delta) \\ \text{FAR}_{70}(hD) &:= \text{FAR}(hD, 2, L_2, 70000, s_p, \delta) \end{aligned}$$

Given

$$hD := 0.2$$

$$h_{10} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{10}, hD) = 0.96543$$

$$h_{10} \cdot 75\text{mm} = 72.4076 \cdot \text{mm}$$

$$h_{12.5} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{12.5}, hD) = 0.81629$$

$$h_{12.5} \cdot 75\text{mm} = 61.22193 \cdot \text{mm}$$

$$h_{20} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{20}, hD) = 0.60135$$

$$h_{20} \cdot 75\text{mm} = 45.10099 \cdot \text{mm}$$

$$h_{25} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{25}, hD) = 0.52753$$

$$h_{25} \cdot 75\text{mm} = 39.56458 \cdot \text{mm}$$

$$h_{30} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{30}, hD) = 0.47643$$

$$h_{30} \cdot 75\text{mm} = 35.73239 \cdot \text{mm}$$

$$h_{40} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{40}, hD) = 0.40901$$

$$h_{40} \cdot 75\text{mm} = 30.67596 \cdot \text{mm}$$

$$h_{50} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{50}, hD) = 0.3656$$

$$h_{50} \cdot 75\text{mm} = 27.41985 \cdot \text{mm}$$

$$h_{60} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{60}, hD) = 0.33477$$

$$h_{60} \cdot 75\text{mm} = 25.10738 \cdot \text{mm}$$

$$h_{70} := \text{Maximize}(\text{FAR}_{70}, hD) = 0.31145$$

$$h_{70} \cdot 75\text{mm} = 23.35895 \cdot \text{mm}$$

ДОДАТОК Б.  
ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ



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 Семеняко Олександра Володимировича «Закономірності процесів переносу в теплообмінних поверхнях з плоско-овальних труб з поперечним оребренням».**

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 Семеняко О.В. при підготовці студентів за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» та магістрантів за спеціалізацією «Теплофізика».

Комісія прийшла до висновку, що матеріали дисертаційної роботи Семеняко О.В. входять до складу:

- кредитного модуля „Тепломасообмін-2. Теорія пограничного шару” – практичне заняття на тему „Аналіз розвитку пограничного шару на поверхні тіл різної форми”;
- дисципліни „Процеси переносу у проточній частині енергетичного обладнання” – лекційне та практичне заняття на тему „Обробка і аналіз експериментальних даних при термоанемометричних вимірюваннях характеристик потоку в прямокутному каналі”, а також практичне заняття на тему „Використання аналогії Рейнольдса для оцінки інтенсивності процесів переносу”;
- дисципліни „Методологія обробки результатів досліджень теплофізичних процесів” – розділ лекцій „Вимірювання і обробка даних з локальних характеристик теплообміну”;
- дисципліни “Методи та засоби комп’ютерного моделювання у теплофізиці” – лабораторна робота “Розробка CFD-моделей плоско-овальних оребрених труб”.

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./

„ЗАТВЕРДЖУЮ”

Директор

ТОВ „НВФ „Ганза”

Багрій П.І.

2018 р.



## АКТ

**Про використання результатів дисертаційної роботи Семеняко Олександра Володимировича «Закономірності процесів переносу в теплообмінних поверхнях з плоско-овальних труб з поперечним орбренням».**

Ми, що нижче підписалися, директор ТОВ „НВФ „Ганза” Багрій П.І. 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 Семеняко Олександра Володимировича «Закономірності процесів переносу в теплообмінних поверхнях з плоско-овальних труб з поперечним орбренням» використані при проектуванні теплоутилізатора для газопоршньової машини FG Wilson-1000 ПрАТ "Ветропак Гостомельський Складовод".

Використання теплоутилізатора, розробленого за рекомендаціями наведеними в дисертаційній роботі приводить до економії природного газу до 268 тис. м<sup>3</sup> за один опалювальний сезон, що при вартості природного газу 10899,6 грн за 1000 м<sup>3</sup> (вартість актуальна з 1.02.2018 р. – по даним ВАТ «Київоблгаз Збут») складає 2,92 млн грн.

Науково-дослідна робота виконана на високому науковому рівні, а наведені в ній результати приводять до суттєвої економії паливо-енергетичних ресурсів, зменшення габаритів та металоємності ефективного теплообмінного обладнання.

Директор ТОВ „НВФ „Ганза”

Заступник декана ТЕФ

КПІ ім. Ігоря Сікорського



/к.т.н. Багрій П.І./

/к.т.н., доц. Шевель Є.В./