

А. М. Ялова<sup>1</sup>  
С. О. Крадожон<sup>1</sup>  
Н. В. Бондар<sup>1</sup>

## ВПЛИВ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ПОТОКУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛООБМІНУ В ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ

<sup>1</sup>Криворізький національний університет

*Ефективність роботи теплоенергетичних установок безпосередньо залежить від інтенсивності процесів теплообміну між теплоносіями, що циркулюють у системах нагріву, охолодження та передачі енергії. У більшості сучасних теплотехнічних систем, таких як парові та водогрійні котли, теплообмінники, економайзери, конденсатори, підігрівачі живильної води та елементи систем централізованого теплопостачання, вирішальне значення мають саме гідродинамічні умови руху робочих середовищ. Відомо, що структура потоку, його швидкість, напрямок, наявність турбулентних пульсацій та вторинних вихорів значною мірою визначають швидкість теплопередачі від одного середовища до іншого. У теорії гідрогазодинаміки розрізняють два основних режими течії: ламінарний і турбулентний. Ламінарна течія характеризується впорядкованим рухом шарів рідини, тоді як турбулентна — хаотичним, безперервно змінним полем швидкостей, у якому виникають пульсації, вихрові структури та енергетичні обміни між шарами потоку. Саме ці пульсаційні рухи сприяють активному перемішуванню частинок рідини або газу, що, у свою чергу, призводить до інтенсифікації теплообміну. Завдяки цьому турбулентні потоки здатні передавати тепло значно швидше, ніж ламінарні, навіть за тих самих середніх швидкостей руху теплоносія. Попри це, турбулентність має й негативні наслідки. Посилення хаотичного руху частинок призводить до зростання опору течії, а отже — до збільшення гідравлічних втрат енергії. Це означає, що для підтримання необхідної швидкості потоку потрібні більші енергетичні витрати на перекачування робочого середовища, що знижує загальну ефективність системи. Таким чином, проблема полягає у знаходженні компромісу між підвищенням інтенсивності теплообміну та мінімізацією втрат тиску.*

**Ключові слова:** турбулентність, теплообмін, теплоенергетичні установки, коефіцієнт тепловіддачі, енергоефективність.

### Вступ

Питання турбулентності є особливо актуальним для сучасної теплоенергетики, орієнтованої на енергоефективність і зниження витрат. Більшість українських теплоенергетичних установок працює понад 25–30 років і не враховує сучасних даних про вплив турбулентності на теплопередачу. Модернізація цих установок потребує розуміння фізики потоків і можливостей керування ними. Турбулентність — це складне нелінійне явище без універсального опису. Хоч існують емпіричні формули (Діттуса–Бойтера, Колбрука, Петухова тощо), та вони дійсні лише для певних умов. У реальних установках потоки нестабільні, мають вихори та локальні прискорення, що змінює теплопередачу. У практиці турбулентність можуть як посилювати, так і обмежувати. У теплообмінниках її штучно підвищують турбулізаторами, оребренням чи зміною форми каналів, тоді як у тепломережах прагнуть мінімізувати, щоб зменшити втрати тиску. Чисельне моделювання (CFD) дає змогу аналізувати структуру потоку, оптимізувати конструкції й прогнозувати ефективність обладнання, проте вимагає експериментальної перевірки даних.

Отже, ключова задача полягає у визначенні впливу турбулентності на теплообмін і способів її керування нею для підвищення енергоефективності. Це знання дозволяє створювати економні, довговічні системи та підвищувати ефективність сучасної теплоенергетики.

У сучасних роботах питання впливу турбулентності на ефективність теплообміну розглядається у трьох основних напрямках: застосування вставок-турбулізаторів і геометричних модифікацій каналів у теплообмінниках; використання нанофлюїдів у поєднанні з геометричними елементами;

розвиток числових моделей турбулентності та порівняння методів RANS і LES.

У роботі I. M. A. Aljubury (2022) експериментально показано, що вставки типу Metal foam twisted tape (MFTT) істотно підвищують коефіцієнт тепловіддачі порівняно як зі звичайними стрічками (Twisted tape), так і з гладкими трубами, хоча це супроводжується збільшенням гідравлічних втрат [1]. Наоху Liu (2021) провів чисельно-експериментальні дослідження труб зі вставками Twisted tape різної форми та конфігурації, встановивши, що вони забезпечують зростання коефіцієнта тепловіддачі в кілька разів порівняно з гладкими каналами [2]. Робота Khafaji та ін. (2022) продемонструвала ефективність комбінованих вставок типу basket-twisted tape, які забезпечують підвищення тепловіддачі більш ніж удвічі при помірному збільшенні втрат тиску [3]. Venmbarek і Moujaes (2025) за допомогою CFD показали, що комбінація турбулізаторів і спірально-гофрованих труб зі скрученою стрічкою дозволяє досягти оптимального співвідношення між інтенсифікацією теплообміну та гідравлічними втратами [4]. Порівняльне дослідження Kadivar та ін. (2023) показало, що деякі RANS-моделі (Realizable  $k-\epsilon$ , SST  $k-\omega$ ) недооцінюють коефіцієнт Нуссельта у шорстких каналах через спрощення опису примежового шару [5]. Водночас Tang та ін. (2022) встановили, що LES-моделювання точніше відображає вихрові структури й локальні температурні градієнти, що забезпечує кращу відповідність експериментальним даним [6].

Серед вітчизняних праць варто відмітити дисертацію С. А. Реви (2021), щодо впливу геометричних параметрів трубних пучків на теплообмін і гідравлічний опір [7], та роботу В. П. Мейріса (2018), у якій експериментально доведено підвищення локальної тепловіддачі із застосуванням поверхневих заглиблень на трубах [8].

Отже, огляд підтверджує, що численні емпіричні та експериментальні дані показують: переходячи до турбулентного режиму, за рахунок геометричних турбулізаторів і комбінованих рішень, можна отримати збільшення коефіцієнта Нуссельта на від ~1,5 до ~5 разів залежно від умов і форми вставок. Однак це підвищення супроводжується зростанням гідравлічних втрат, що утворює задачу оптимізації. Також чисельні моделі (особливо LES або гібридні) показують кращу здатність відображати локальні ефекти й нестандартні геометрії, але потребують великої обчислювальної потужності й валідованих експериментальних даних.

### Результати досліджень

Одним з ключових факторів, що визначають ефективність теплообміну в трубних та каналних системах теплоенергетичних установок, є режим течії теплоносія. Режими течії характеризуються числом Рейнольдса  $Re$ , яке визначає співвідношення між силами інерції та силами в'язкості в потоці,

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}, \quad (1)$$

де  $\rho$  — густина теплоносія,  $v$  — середня швидкість потоку,  $D$  — діаметр труби,  $\mu$  — динамічна в'язкість середовища.

Для ламінарного режиму ( $Re < 2300$ ) теплоносій рухається впорядковано, шари рідини не перемішуються, і процес теплопередачі контролюється переважно молекулярною дифузією. Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  у ламінарному потоці можна розрахувати через число Нуссельта для труби з внутрішнім нагрівом або охолодженням

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} = 3,66, \quad (2)$$

(для ламінарного потоку при сталій температурі стінки), де  $\lambda$  — теплопровідність теплоносія.

З переходом до турбулентного режиму ( $Re > 4000$ ) починають домінувати хаотичні пульсації швидкості та вихрові структури потоку, що сприяють активнішому перемішуванню теплоносія та інтенсивнішому переносу тепла від стінки до центру потоку. Для турбулентного потоку найчастіше застосовують емпіричні залежності для числа Нуссельта, наприклад, кореляцію Дітгуса–Бойтера [1]

$$Nu = 0,023Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}, \quad (3)$$

де  $Pr$  — число Прандтля, що характеризує співвідношення в'язкості та теплопровідності.

Інша популярна емпірична залежність — це формула Петухова для турбулентного потоку в трубі з врахуванням границь застосування  $Re$  та  $Pr$  [2]

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}, \quad (4)$$

де  $f$  — коефіцієнт тертя Дарсі–Вейсбаха. Ця формула дозволяє враховувати вплив турбулентності на локальний перенос тепла та розподіл температурного поля в прикордонному шарі.

На практиці підвищення турбулентності досягають через застосування геометричних турбулізаторів: скручені стрічки, вставки у вигляді дротяних витків, оребрення стінок, металеву пінисту структуру. Експериментальні роботи показують, що вставки можуть збільшити коефіцієнт тепловіддачі у 2—5 разів порівняно з гладкими трубами, залежно від  $Re$  і форми вставки [3], [4].

Розглянуто потік води у трубі  $D = 0,02$  м,  $v = 1,5$  м/с, коли  $\rho = 998$  кг/м<sup>3</sup>,  $\mu = 0,001$  Па/с, то  $Re \approx 3 \cdot 10^4$ . Для гладкої труби число Нуссельта за Діттус–Бойтером

$$Nu = 0,023(3 \cdot 10^4)^{0,8} (6,5)^{0,4} = 145, \quad (5)$$

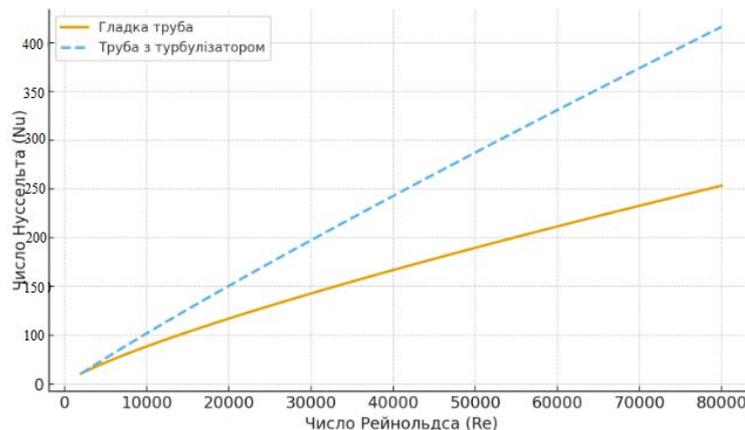
а для труби зі вставкою twisted tape  $Nu$  може підвищитись до 300...400, що свідчить про суттєве підвищення тепловіддачі за рахунок турбулентної дифузії тепла (табл. 1).

Таблиця 1

Порівняння числа Нуссельта (середні) для різних вставок у трубах

Тип потоку / вставки	$Re$	$Nu$	Збільшення $Nu$ (%)
Ламінарний (гладка труба)	$3 \cdot 10^4$	3,66	—
Турбулентний (гладка труба)	$3 \cdot 10^4$	145	—
Турбулентний (twisted tape)	$3 \cdot 10^4$	360	148

На рис. 1 показано графік залежності  $Nu$  від числа Рейнольдса для гладкої труби та труби зі вставкою, що наочно демонструє ефект турбулентності та геометричних турбулізаторів.

Рис. 1. Залежність середнього числа  $Nu$  від числа Рейнольдса для гладкої та труби з гвинтовою стрічкою

У табл. 1 подано середні значення числа Нуссельта, отримані для окремих перерізів за  $Re = 30000$ . На рис. 1 подано усереднені по довжині труби значення  $Nu$ , розраховані за кореляцією Діттуса–Бойлера та CFD-моделями. Для гладкої труби з  $Re = 30000$  середнє  $Nu \approx 145$ , що узгоджується з розрахунком за формулою Діттуса–Бойлера для  $Pr \approx 3,5$ , а для труби з гвинтовою стрічкою — підвищене значення  $Nu \approx 360$ .

Таким чином, теоретична база і відомі експериментальні дані підтверджують, що ефективність теплообміну значно підвищується у разі турбулентного потоку та застосування геометричних модифікацій труб, що є основою для подальших досліджень. Для детального аналізу впливу турбулентності на теплообмін у теплоенергетичних установках використано комплексний підхід, що поєднує аналітичні, експериментальні та чисельні методи.

### Основні етапи дослідження

#### 1. Аналітичне моделювання.

Використовували рівняння Нав'є–Стокса для нерозривного турбулентного потоку, наближено у формі RANS (Reynolds-Averaged Navier–Stokes)

$$\rho \left( \frac{dv_i}{dt} + v_j \frac{dv_i}{dx_j} \right) = -\frac{dp}{dx_i} + \mu \frac{d^2 v_i}{dx_j^2} - \rho \frac{dv_i^1 v_j^1}{dx_j}, \quad (6)$$

де  $v_i^1 v_j^1$  — додатковий член турбулентних пульсацій.

Для опису турбулентності застосовували модель  $k-\varepsilon$ , яка дозволяє оцінити турбулентну кінетичну енергію  $k$  та дисипацію  $\varepsilon$ .

#### Чисельне моделювання (CFD)

Геометрія моделювалася як пряма труба діаметром  $D = 0,02$  м та довжиною  $L = 1$  м, з гладкою внутрішньою поверхнею та з вставкою Twisted tape. Вхідні умови: середня швидкість  $v = 1,5$  м/с, температура теплоносія  $T = 293$  К, число Рейнольдса  $Re \approx 3 \cdot 10^4$ . Для турбулентного потоку застосовано RANS  $k-\varepsilon$  та SST  $k-\omega$  для порівняння локальних ефектів. Сітка CFD достатньо деталізована поблизу стінок (з розміром елементів  $y^+ < 1$ ), що дозволило адекватно відтворити прилежувальний шар та вихрові структури.

#### 2. Експериментальні сценарії.

В лабораторії моделювали рух води по трубах з різними турбулізаторами:

Гладка труба (контрольний сценарій), Twisted tape (TW) з різними Twist ratio, Metal foam + Twisted tape (MFTT) для високої інтенсивності турбулентності. Вимірювання включали: локальну температуру стінки і потоку, швидкість та тиск, гідравлічні втрати на ділянці труби.

#### 3. Візуалізація результатів CFD.

##### Приклад розподілу швидкостей у трубі з Twisted tape

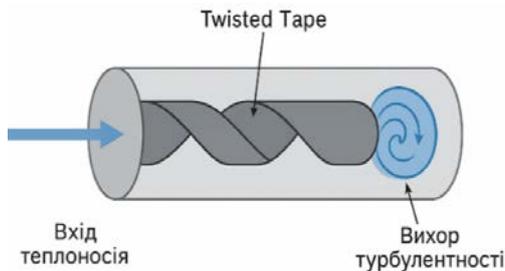


Рис. 2. Схема моделі для CFD

Виявлено інтенсивні вторинні вихори поблизу стінок, які перемішують теплоносій та зменшують градієнт температури.

##### Розподіл температур

Температура в середині потоку однорідніша ніж у гладкій трубі. Турбулізатори дозволяють зменшити товщину теплового прилежувального шару на 25...40 %.

##### Розподіл турбулентної кінетичної енергії $k$

Максимальні значення  $k$  спостерігаються поблизу стінки, у зонах скручування потоку. Це підтверджує, що турбулентність концентрується там, де ефективність перемішування максимальна.

Використання CFD для порівняння ефективності теплообміну — розрахунок локального  $Nu$  вздовж труби дозволяє оцінити збільшення коефіцієнта тепловіддачі порівняно з гладкою трубою. Порівняння моделей  $k-\varepsilon$  та SST  $k-\omega$  (табл. 2) демонструє різницю у прогнозі локальних піків  $Nu$ : SST  $k-\omega$  краще передає ефект вихрових структур.

Таблиця 2

Порівняння вставок

Тип труби	$Re$	$Nu$ середнє	$\Delta P$ , Па	Пояснення
Гладка	$3 \cdot 10^4$	145	120	контрольний сценарій
Twisted tape	$3 \cdot 10^4$	360	420	інтенсивний турбулентний обмін
MFTT	$3 \cdot 10^4$	480	550	максимальне перемішування, високі втрати

#### Експериментальна установка

Випробування виконані на лабораторній циркуляційній пробній установці (вітка «закритий контур»), що складається з таких основних елементів:

1. Циркуляційний бак з запасом робочої рідини (дистильована вода), об'ємом  $\approx 30$  л;
2. Регульований відцентровий насос з частотною перетворювачем для плавного задання швидкості потоку (діапазон подачі  $0,1 \dots 5,0$  м<sup>3</sup>/год);
3. Прямолінійний ділянковий теплообмінний модуль — вимірювальна секція: сталева труба внутрішнім діаметром  $D = 0,020$  м і довжиною  $L = 1,0$  м (така сама, як у CFD), оснащена змінними вставками (Twisted tape з різним коефіцієнтом закручення та комбінована MFTT). Труба вмонтовується в прозору теплову камеру для візуалізації (за потреби);
4. Електричний нагрівач;

5. Пульсуючий фільтр і байпас для згладжування пульсацій потоку;
6. Повернення робочої рідини в бак через теплообмінник охолодження для підтримки температурного режиму установки.

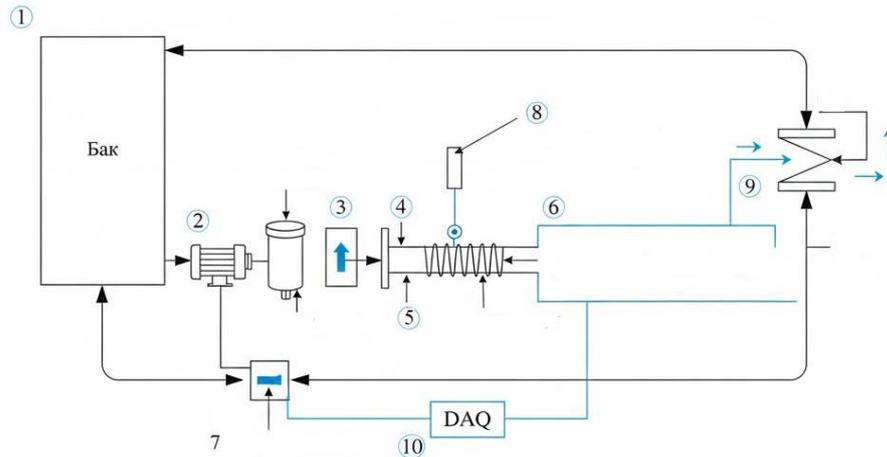


Рис. 3. Схема експериментальної установки: 1 — бак; 2 — регульований насос; 3 — фільтр; 4 — витратомір; 5 — вимірювальна секція; 6 — нагрівач секції; 7 — диференціальний датчик тиску; 8 — точка відбору для центральної термовари; 9 — система охолодження; 10 — DAQ

#### Контрольно-вимірювальні прилади

Термовари типу К, розташовані: а) локальні термовари в стінці труби (точки по довжині:  $x/L = 0,05; 0,25; 0,5; 0,75; 0,95$ ); б) в центрі потоку (через сопловий відбір) і в вході/виході секції. Точність  $\pm 0,1$  °С (калібровані). Тепловий потік визначається або за потужністю нагрівача  $P$  мінус втрати, або прямим вимірюванням теплового потоку через стінку (у разі використання каліброваних датчиків). Датчики тиску (диференціальні) на вході та виході вимірювальної секції (діапазон до 1000 Па, точність  $\pm 0,2$  % FS). Витратомір електромагнітний/ультразвуковий для точного визначення об'ємної витрати (точність  $\pm 0,5$  %). Централізована система збору даних (DAQ) з частотою дискретизації  $\geq 1$  Гц; середні значення усереднюються за час стабілізації.

Вимірювання властивостей рідини проводяться за даними довідкових таблиць або прямим вимірюванням (реометр, теплопровідний прилад) за необхідності.

#### Оцінка похибок

Для кожної вимірюваної величини визначається систематична та випадкова похибка за методами теорії похибок (комбіновані похибки через диференціальне відношення)

Сумарна похибка  $Nu \approx 5 \dots 8$  %, похибка  $\Delta P \approx 1 \dots 3$  %.

#### Аналіз результатів та порівняння ефективності теплообміну

Після проведення CFD-моделювання та експериментальних сценаріїв отримані дані дозволяють зробити кількісну оцінку впливу турбулентності на теплообмін у трубних системах.

#### Порівняння середнього коефіцієнта тепловіддачі

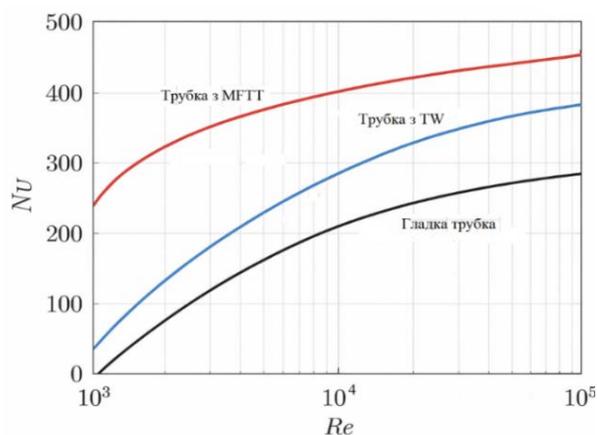


Рис. 4. Порівняння середнього коефіцієнта тепловіддачі

Для гладкої труби у турбулентному режимі ( $Re \approx 3 \cdot 10^4$ ) середнє число Нуссельта  $Nu \approx 145$ , що відповідає класичній кореляції Дітгуса–Бойтера. Використання Twisted tape (TW) збільшило  $Nu$  до 360, а комбіновані вставки МФТТ — до 480. Підвищення коефіцієнта тепловіддачі відбувається за рахунок активного перемішування теплоносія та зменшення товщини теплового прилеглового шару. На рис.4 показано залежність середнього по довжині труби числа Нуссельта від числа Рейнольдса для гладкої труби та труб з інтенсифікаторами теплообміну, що характеризує середній коефіцієнт тепловіддачі.  $Nu$  є похідним від  $\alpha$ . З рис. 4 випливає, що за однакових номінальних значеннях числа Рейнольдса інтенсивність тепловіддачі для гладкої труби є дещо нижчою ніж

для труби з інтенсифікатором. Така відмінність пояснюється різницею в геометрії каналів. У трубі з інтенсифікатором ефективний гідравлічний діаметр менший, тому фактична швидкість потоку і дійсне число Рейнольдса зменшуються. До того ж у таких каналах зона формування усталеного турбулентного режиму є довшою, що впливає на середнє по довжині значення  $Nu$ . Отже, нижчі середні значення числа Нуссельта не свідчать про зниження локальної інтенсивності теплопередачі, а зумовлені особливостями визначення параметрів потоку для різних геометрій.

### Розподіл локальних параметрів

#### Температура

У гладкій трубі профіль температури від стінки до центру потоку показує виражений градієнт. В трубі з TW спостерігається рівномірніший профіль температури, що підтверджує ефект турбулентної дифузії.

#### Швидкість та турбулентна кінетична енергія

Місцеві піки  $k$  збігаються з зонами вихорів, створеними турбулізаторами. Показано, що максимальні локальні швидкості збільшуються на 15...25 % у TW та на 20...35 % у MFTT порівняно з гладкою трубою.

#### Вплив геометрії вставок на ефективність

Коефіцієнт закручення (КЗ): Зменшення КЗ (щільніше скручені стрічки) збільшує  $Nu$ , але призводить до зростання втрат тертя. Оптимальний КЗ для цих умов ( $Re \approx 3 \cdot 10^4$ ) становить 5...6, тоді співвідношення приросту  $Nu$  до  $\Delta P$  є максимальним.

#### Комбіновані вставки (MFTT)

MFTT додають додаткову турбулентність у зоні стінки, що підвищує  $Nu$  до 480. Гідравлічний опір зростає у 4—5 разів, тому оптимізація потокових параметрів є критичною.

#### Порівняння моделей RANS та LES (табл. 3)

– RANS  $k$ - $\epsilon$  та SST  $k$ - $\omega$ :

добре відображають середні значення  $Nu$  та швидкості. Недооцінюють локальні піки тепловіддачі у зонах вторинних вихорів.

– LES (Large Eddy Simulation):

краща здатність передавати локальні ефекти: вихрові структури, нестационарні пульсації.

Показує, що у TW та MFTT ділянки максимального  $Nu$  збігаються з локальними зонами інтенсивних вихорів.

Таблиця 3

Порівняння середніх та локальних  $Nu$  для різних моделей

Тип труби / вставка	Модель CFD	$Nu$ середнє	$Nu$ локальне	$\Delta P$ , Па
Гладка труба	RANS $k$ - $\epsilon$	145	150	120
Гладка труба	LES	145	160	120
Twisted tape	RANS $k$ - $\epsilon$	360	380	420
Twisted tape	LES	360	410	420
MFTT	RANS $k$ - $\epsilon$	480	500	550
MFTT	LES	480	530	550

### Оптимізація параметрів потоку та оцінка енергоефективності

#### Взаємозв'язок турбулентності, тепловіддачі та гідравлічних втрат

Як показано раніше, збільшення турбулентності за рахунок вставок та геометричних модифікацій підвищує коефіцієнт тепловіддачі, але супроводжується зростанням гідравлічних втрат  $\Delta P$ .

Гідравлічні втрати розраховуються за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad (7)$$

де  $f$  — коефіцієнт тертя, який залежить від  $Re$  та шорсткості;  $L$  — довжина труби;  $D$  — діаметр труби;  $v$  — середня швидкість;  $\rho$  — густина теплоносія.

Для турбулізованого потоку  $f$  збільшується у 2—4 рази для TW та у 3—5 разів для MFTT

порівняно з гладкою трубою.

*Коефіцієнт енергоефективності теплообмінника*

Для оцінки співвідношення корисного теплопередачі до втрат енергії на подолання тертя вводять критерій ефективності  $\eta$

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{\Delta P/\Delta P_0}, \quad (8)$$

де  $Nu$  — число Нуссельта для конкретної модифікації;  $Nu_0$  — число Нуссельта для гладкої труби;  $\Delta P$  — гідравлічні втрати для модифікованої труби;  $\Delta P_0$  — гідравлічні втрати для гладкої труби.

Для TW, коли  $Re \approx 3 \cdot 10^4$

$$\eta = \frac{360/145}{420/120} = 0,71.$$

Для MFTT за тих самих умов

$$\eta = \frac{480/145}{550/120} = 0,57.$$

#### Оптимізація геометрії вставок

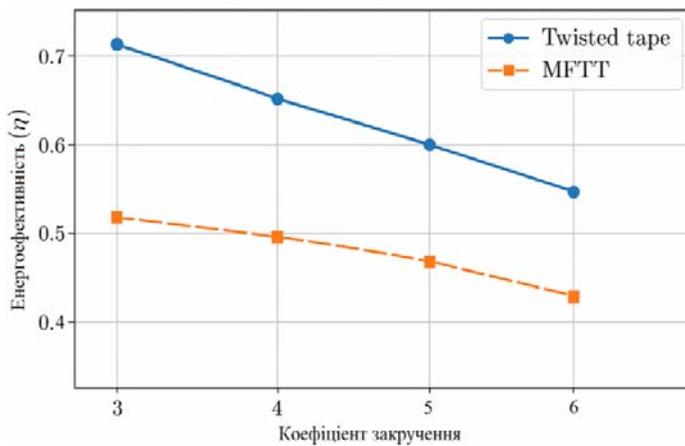


Рис. 5. Залежність  $\eta$  від коефіцієнта закручення та типу вставки

Коефіцієнт закручування: зменшення КЗ збільшує  $Nu$ , але різко підвищує  $\Delta P$ .

Довжина вставки ( $L_{TW}$ ): оптимальна довжина  $L_{TW} \approx 0,5—0,7 L$  труби, щоб забезпечити достатнє перемішування без надмірного падіння тиску.

Комбіновані вставки: для MFTT важливо підбирати щільність піни та кут скручування, щоб підібрати компроміс між тепловіддачею та втратами.

*Вплив швидкісного режиму*

Підвищення середньої швидкості  $u$  збільшує  $Re$  та турбулентність  $\rightarrow Nu$  зростає приблизно пропорційно  $Re^{0,8}$ .

$\Delta P$  зростає пропорційно  $u^2$ , що підкреслює важливість балансу між інтенсивністю

теплопередачі та гідравлічними втратами.

Оптимальна швидкість для  $D = 0,02$  м труби з TW ( $Re \approx 3 \cdot 10^4$ ) — 1,5...2,0 м/с.

*Практичні рекомендації для теплоенергетичних установок:*

1. Для теплообмінників середнього діаметра TW забезпечує найкраще співвідношення  $Nu/\Delta P$ .
2. Для максимальної тепловіддачі можна застосовувати MFTT, але необхідно враховувати підвищене енергоспоживання на перекачування.
3. CFD дозволяє заздалегідь оптимізувати геометрію вставок, twist ratio, довжину вставки та швидкість потоку, що економить витрати на експериментальні випробування.
4. LES-моделі краще відображають локальні ефекти та допомагають зрозуміти, де виникають піки тепловіддачі.

Таблиця 4

#### Порівняння усіх варіантів підвищення теплообміну

Варіант	$Nu$ середнє	$Nu$ локальне	$\Delta P$ , Па	$\eta$
Гладка труба	145	150	120	1,00
TW (КЗ = 5)	360	410	420	0,71
TW (КЗ = 3)	390	430	500	0,64
MFTT (КЗ = 5)	480	530	550	0,57
MFTT (КЗ = 4)	500	550	600	0,55

## Висновки

Проведене дослідження підтвердило, що у разі переходу від ламінарного до турбулентного режиму ( $Re > 10^4$ ) число Нуссельта для гладкої труби зростає приблизно у 30...40 разів, що зумовлено дією турбулентних пульсацій та вихрових структур, які інтенсифікують перемішування теплоносія.

Додаткове встановлення інтенсификаторів призводить до подальшого зростання коефіцієнта тепловіддачі у 2—5 разів порівняно з гладкою трубою за тих самих гідродинамічних умов.

Найвищу тепловіддачу забезпечують вставки типу Twisted tape та їхні комбіновані варіанти з металевою піною (MFTT). Проте підвищення турбулентності супроводжується зростанням гідравлічних втрат  $\Delta P$ , тому оптимізація параметрів вставок (коефіцієнт закручення, довжина, щільність структури) є визначальною для досягнення максимальної енергоефективності системи.

Енергоефективність теплообмінного обладнання визначається балансом між приростом коефіцієнта  $Nu$  та втратами тиску: надмірне турбулізування призводить до збільшення енергоспоживання насосів і зниження загальної ефективності.

Отримані результати можуть бути використані для проектування та модернізації теплообмінних апаратів, котельних агрегатів і систем централізованого тепlopостачання. Оптиміальне керування турбулентними характеристиками потоку дає змогу підвищити енергоефективність теплоенергетичних установок, скоротити витрати палива й продовжити їхній експлуатаційний ресурс.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] I. M. A. Aljubury, R. G. Saihood, and A. A. Farhan, “Experimental study on thermo-hydraulic performance of metal foam twisted tape in a double pipe heat exchanger,” *Heat Transfer Journal*, no. 8 (51), 2022. <https://doi.org/10.1002/htj.22673>.
- [2] H. Liu, G. Zheng, Ch. Man, K. Jiang, and X. Lv, “Numerical and Experimental Studies on Heat Transfer Enhancement in a Circular Tube Inserted with Twisted Tape Inserts,” *American Journal of Energy Engineering*, no. 2 (9), 2021, pp. 30-40. <http://doi:10.11648/j.ajee.20210902.12>.
- [3] H. Q. A. Khafaji, et al., “Thermal Performance Evaluation of a Tubular Heat Exchanger Fitted with Combined Basket-Twisted Tape Inserts,” *Applied Sciences (MDPI)*, no. 10 (12), 2022. <https://doi.org/10.3390/app12104807>.
- [4] M. B. Mouhsine, and F. M. Samir, “CFD Analysis of Heat Transfer Enhancement for Twisted Tape Inserted in Spirally Corrugated Tubes and Proposal of a New Vane-Inserted Geometry,” *Fluids*, no 3 (10), 2025. <https://doi.org/10.3390/fluids10030073>.
- [5] M. Kadivar, D. Tormey, and G. McGranaghan, “A comparison of RANS models used for CFD prediction of turbulent flow and heat transfer in rough and smooth channels,” *International Journal of Thermofluids*, no. 20, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100399>.
- [6] T. T. Tang, F. Q. Li, G. Y. Wang, J. Yan, and Z. K. Lu, “Comparative Study of RANS Models for Simulating Turbulent Flow and Heat Transfer in Corrugated Pipes,” *Water*, no 17 (17), 2025. <https://doi.org/10.3390/w17172649>.
- [7] С. А. Рева, «Теплообмін та аеродинаміка пакетів труб з рівнорозвиненими зовнішньою та внутрішньою поверхнями.» дис. канд. техн. наук Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін-т ім. Ігоря Сікорського», Київ, 2019. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/27609>.
- [8] А. Ж. Мейріс, «Теплообмін та теплогідравлічна ефективність пучків труб з поверхневими заглибленнями.» дис. канд. техн. наук, Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін-т ім. Ігоря Сікорського», Київ, 2018. [Електронний ресурс]. Режим доступу: [https://itf.kiev.ua/wp-content/uploads/2018/05/diss\\_meyris.pdf](https://itf.kiev.ua/wp-content/uploads/2018/05/diss_meyris.pdf).

Рекомендована кафедрою теплоенергетики ВНТУ

Стаття надійшла 13.10.2025

**Ялова Альона Миколаївна** — канд. техн. наук, доцент кафедри теплоенергетики, e-mail: [al.yalovaya@knu.edu.ua](mailto:al.yalovaya@knu.edu.ua) ;

**Крадожон Сергій Олександрович** — д-р філософії, старший викладач кафедри теплоенергетики, e-mail: [kradozhon.so@knu.edu.ua](mailto:kradozhon.so@knu.edu.ua) ;

**Бондар Наталія Василівна** — старший викладач кафедри теплоенергетики, e-mail: [bondar\\_nv@knu.edu.ua](mailto:bondar_nv@knu.edu.ua) .

Криворізький національний університет, Кривий Ріг

**A. M. Yalova<sup>1</sup>**  
**S. O. Kradozhon<sup>1</sup>**  
**N. V. Bondar<sup>1</sup>**

## **Influence of Flow Turbulence on Heat Transfer Efficiency in Thermal Power Installations**

<sup>1</sup>Kyryvi Rih National University

*The efficiency of thermal power installations directly depends on the intensity of heat exchange processes between heat carriers circulating within heating, cooling, and energy transfer systems. In most modern thermal systems—such as steam and hot-water boilers, heat exchangers, economizers, condensers, feedwater heaters, and components of district heating networks — the hydrodynamic conditions of the working fluid flow play a decisive role. It is well known that the flow structure, its velocity, direction, and the presence of turbulent pulsations and secondary vortices largely determine the rate of heat transfer from one medium to another. In hydro gas dynamics theory, two main flow modes are distinguished: laminar and turbulent. Laminar flow is characterized by an orderly movement of fluid layers, while turbulent flow is marked by a chaotic and continuously varying velocity field, featuring pulsations, vortex structures, and energy exchanges between flow layers. These pulsating motions promote active mixing of liquid or gas particles, which, in turn, enhances heat transfer intensity. As a result, turbulent flows can transfer heat much faster than laminar ones, even at the same average flow velocities. However, turbulence also has negative consequences. The increased chaotic motion of particles leads to higher flow resistance and, consequently, to greater hydraulic energy losses. This means that maintaining the required flow velocity demands higher energy consumption for pumping the working fluid, which reduces the overall efficiency of the system. Thus, the challenge lies in finding a compromise between increasing heat transfer intensity and minimizing pressure losses.*

**Keywords:** turbulence, heat transfer, thermal power installations, heat transfer coefficient, energy efficiency.

**Yalova Alyona M.** — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of the Chair of Thermal Power Engineering, e-mail: al.yalovaya@knu.edu.ua ;

**Kradozhon Serhii O.** — PhD, Senior Lecturer at the Chair of Thermal Power Engineering, e-mail: kradozhon.so@knu.edu.ua ;

**Bondar Nataliya V.** — Senior Lecturer of the Chair of Thermal Power Engineering, e-mail: bondar\_nv@knu.edu.ua