



Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України

“Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”

Одеський національний політехнічний університет



## КОМПЛЕКС ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК З ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

- **ПИСЬМЕННИЙ Євген Миколайович** – доктор технічних наук, професор, декан теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”
- **КОРОЛЬОВ Олександр Вікторович** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри атомних електричних станцій Одеського національного політехнічного університету
- **КОЗЛОВ Ігор Леонідович** – доктор технічних наук, доцент, професор кафедри технології води та палива Одеського національного політехнічного університету
- **ОБОРСЬКИЙ Геннадій Олександрович** – доктор технічних наук, професор, ректор Одеського національного політехнічного університету
- **ПАВЛИШИН Павло Яремович** – т.в.о. президента ДП “НАЕК “Енергоатом”
- **ГЕРШУНІ Олександр Наумович** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”
- **НІЩИК Олександр Павлович** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”
- **РОЗУМОВСЬКИЙ Віктор Григорович** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”

## Актуальність роботи обумовлена наступним:

- Генерація та перенесення теплоти є найважливішими критичними ланками у ланцюгу процесів непрямого перетворення енергії первинного джерела в енергетичних установках.
- Теплогіdraulічні процеси, які протікають в енергетичних установках і характеризуються зміною властивостей і режимів руху теплоносіїв, їх агрегатного стану, високими значеннями температур і тисків, визначають умови роботи теплогенеруючого, теплообмінного і допоміжного обладнання, трубопроводів, інших елементів теплової схеми, їх спроможність ефективно і надійно працювати впродовж визначеного періоду експлуатації.
- Теплогіdraulічні процеси є визначальними при виникненні аварійних ситуацій на енергетичних об'єктах, при створенні умов запобігання цих ситуацій і забезпечені мінімізації їх наслідків.
- Техніко-економічні показники роботи енергогенеруючих об'єктів значною мірою залежать від ефективності теплоенергетичного обладнання.
- Ефективність, надійність і безпека функціонування енергетичного обладнання напряму пов'язані з досконалістю організації теплогіdraulічних процесів, зі ступенем їх інтенсифікації, оптимізацією співвідношення інтенсивності переносу теплоти та імпульсу.

**Метою роботи є** підвищення ефективності, надійності функціонування і безпеки експлуатації енергетичних установок шляхом поглиблленого аналізу, інтенсифікації і оптимізації теплогіdraulічних процесів в енергетичному обладнанні, розробки і впровадження науково обґрунтованих технічних рішень з його удосконалення.

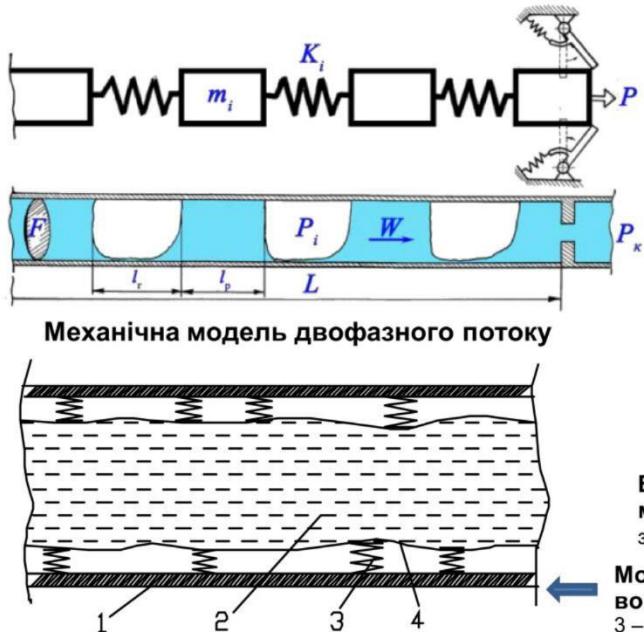
**Робота являє собою** комплекс фундаментальних і прикладних досліджень і розробок за тематикою, яка включає: процеси в парорідинних потоках, в тому числі, термоакустичні явища та теплогідродинамічну нестійкість; теплогіdraulічні процеси при надкритичних параметрах теплоносія в тепловидільних збірках активних зон перспективних атомних реакторів; процеси конвективного теплообміну в розвинених теплообмінних поверхнях; високоефективні системи теплопередачі випаровувально-конденсаційного типу; оптимізацію ефективних стратегій управління надійністю енергообладнання. Значна частина отриманих результатів досліджень є унікальними.

**Робота спрямована на** забезпечення надійного прогнозування кризових явищ і аварійних ситуацій, розробку методів їх запобігання, підвищення ефективності теплообмінних процесів, розвинення пасивних методів теплопередачі, тепловідведення і теплового захисту.

**Результати роботи впроваджено** в обов'язкових до виконання нормативних документах, в звітних документах МАГАТЕ, реалізовано в конструкціях нових типів теплообмінних поверхонь і апаратів, в оригінальних пристроях, методиках і технічних рішеннях. Економічний ефект від впровадження тільки частини результатів роботи в атомній енергетиці України складає 773,2 млн. грн.

# ДИНАМІКА ГЕТЕРОГЕННОГО ДВОФАЗНОГО ПОТОКУ

Робота теплообмінного устаткування АЕС і ТЕС часто супроводжується появою двофазних потоків в снарядно-пробковому режимі. Недостатнє розуміння процесів, що відбуваються в цьому режимі, призводить до невдалого вибору методів вирішення проблемних питань, що виникають, і в тому числі, вібрації дренажних трубопроводів, яка викликає системну нестійкість схеми зливу конденсату. Знання особливостей течії двофазного потоку, обмежувалось залежностями для розрахунку швидкості звуку в гомогенному потоці. Вперше розглянута динаміка гетерогеного двофазного потоку, показано, що швидкість звуку визначається не взаємодією молекул (як в газі або рідині), а макровзаємодією парових снарядів і рідких пробок. Вказані причини і розроблені оригінальні рішення для зниження згаданої вібрації, отримані залежності для розрахунку швидкості звуку в системі з гетерогенним двофазним потоком.



## ДІАГНОСТИКА КРИЗИ ТЕЧІЇ В ДВОФАЗНОМУ ПОТОЦІ

Вона характеризується різким обмеженням витрати двофазного потоку, яка визначається швидкістю звуку в такому потоці. Ця особливість течії використовується в обмежувачах течії в системі компенсації тиску реактора типу ВВЭР, в деяких конструкціях конденсатних горщиків і т.д. У роботі **вперше** встановлені фізичні умови виникнення кризи течії, які **дозволили пояснити роботу пароводяніх інжекторів, розробити основи системи діагностики течії верхнього блоку ВВЕР-1000 та ін.**

### Основні ознаки настання кризи течії:

$dP/dx \rightarrow \infty$  — у вихідному перерізі;

$W/c = 1$  — в критичному перерізі швидкість потоку дорівнює швидкості звуку;

$G = G_{max}$  — витрата потоку сягає максимального значення;

$P_k/P_h \leq \varepsilon_{kp}$  — відношення тисків на початку та в кінці критичного перерізу не більше постійної величини, яка визначається експериментально і теоретично.

Швидкість розповсюдження звукового збурення:

$$C = \sqrt{\frac{kP}{\beta(1-\beta)\rho_{ж}}} \cdot \left(1 + \frac{W_{сум} T}{L}\right)^{-1}, (*)$$

де  $k$  — ефективний модуль для зсувних хвиль;  $\rho$  — густина середовища;  $\beta$  — об'ємний паровміст;  $P$  — тиск;  $W_{сум}$  — швидкість потоку

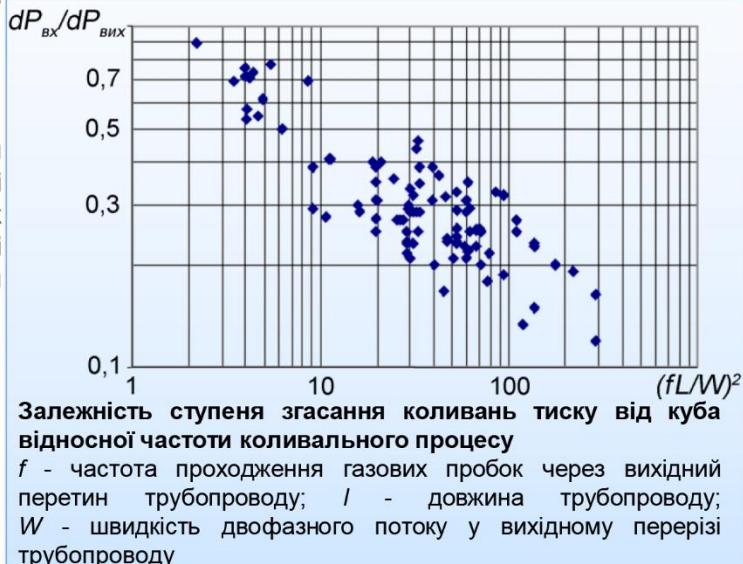
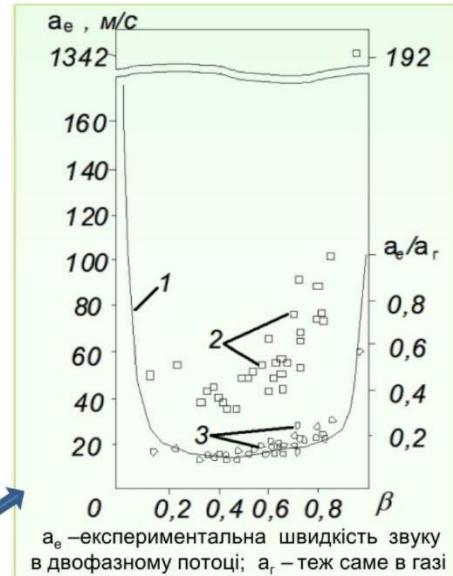
Частота такої коливальної системи:

$$\omega = \sqrt{\frac{\Re}{m}} = \sqrt{\frac{3kP \cdot \pi r \cdot \Delta l}{R \cdot \pi r^2 \cdot \Delta l \cdot \rho_{ж}}} = \sqrt{\frac{3kP}{rR\rho_{ж}}},$$

де  $m = F \cdot \Delta l / \rho_{ж}$  — маса елементу потоку довжиною  $\Delta l$ ;  $\Re$  — жорсткість «парової» стінки.

Експериментальне вимірювання швидкості звуку в двофазному гетерогенному потоці: 1 — розрахунок за формулою (\*); 2 — реальні значення; 3 — відносні значення.

Модель течії рідини в каналі при поверхневому кипінні: 1 — стінка каналу; 2 — рідина; 3 — пружність стисненої пари; 4 — міжфазна межа



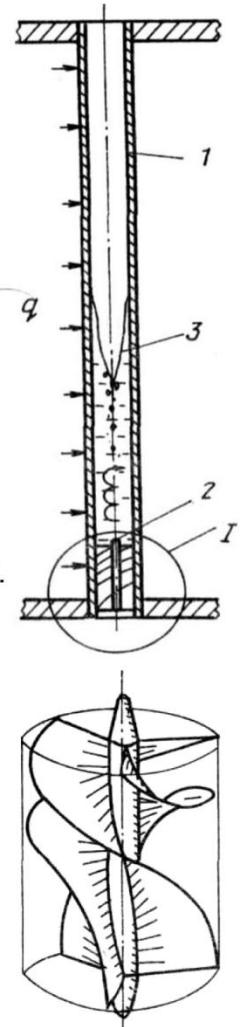
## ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ДВОФАЗНИХ ПОТОКІВ

На основі виявлених закономірностей розроблено шнековий завихрювач (ШЗ) з безударним входом для ліквідації вібрації та ерозійно-корозійного зносу трубопроводів електростанцій.

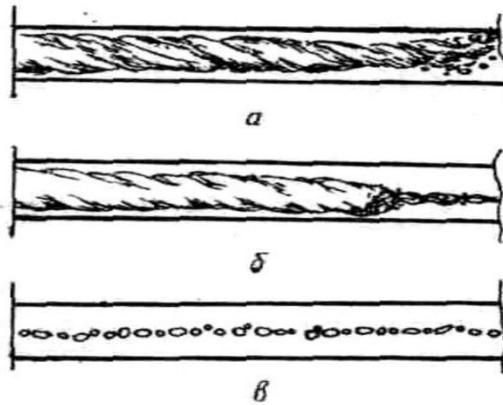
ШЗ має відносно невеликий гіdraulічний опір, дозволяє отримувати в потоці задану інтенсивність відцентрових сил.

ШЗ може бути використаний для створення "діодного" ефекту в гіdraulічних системах.

ШЗ також використовувався на підприємствах ТГО "Одеські теплові мережі" для сепарації шламу.

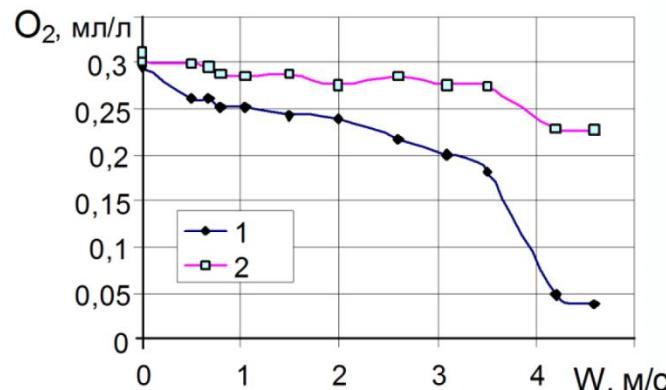


**Відцентровий деаератор** пройшов успішні випробування в котельнях теплових мереж м. Одеси.



Вперше встановлені режими течії закрученого двофазного потоку, що дозволило розробити **відцентровий деаератор**, який забезпечує деаерацію теплоносія в трубопроводах теплових мереж

а - конічний, б – параболічний; в - бульбашковий режими течії



**Результати промислового випробування деаератора. Залежність ступеня деаерації від тангенціальної швидкості**

1 - кут закручування ШЗ на виході – 80°;  
2 - кут на виході – 60°

**Новий спосіб стабілізації потоку в парогенерувальних каналах прямочінових котлів.**

1 – ШЗ; 2 – вхід в канал;  
3 – межа розділу фаз рідини і пари; 4 – парогенерувальний канал

# ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ АРМАТУРИ

5

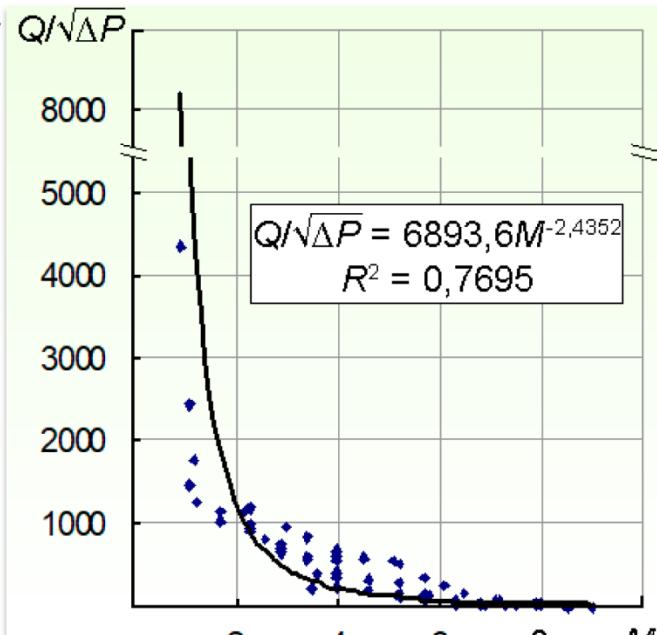
В результаті експериментальних досліджень енергетичної арматури різних типів вперше отримані критеріальні залежності, що дозволяють діагностувати пошкодження та контролювати її герметичність.

$$Q/\sqrt{\Delta P} = C \cdot M^g$$

$Q$  – пропуск повітря через арматуру;  $\Delta P$  – перепад тиску на арматурі;  
 $M$  – крутний момент на штоку;  $C$  та  $g$  – коефіцієнт та показник ступеня

Тип арматури	Основні характеристики	Отриманий критерій	Кореляція
Дросельно-регулююча	Ду 10-20, СК	$Q = C_1 \cdot \Delta P^{0,5} \cdot M^{-3,54}$	$R^2 = 0,91$
Запірна	Ду 20-30, СК	$Q = C_2 \cdot \Delta P^{0,5} \cdot M^{-2,17}$	$R^2 = 0,91$
Засувка	Ду50, ЧК	$Q = C_3 \cdot \Delta P^{0,5} \cdot M^{-1,07}$	$R^2 = 0,91$
Засувка	Ду50, БК	$Q = C_4 \cdot \Delta P^{0,5} \cdot M^{-2,44}$	$R^2 = 0,77$

(СК – сталевий корпус, ЧК – чавунний корпус, БК – бронзовий корпус)

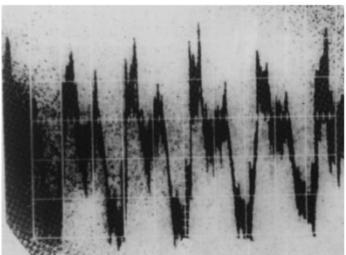


## ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ОБ'ЄМНИХ НАСОСІВ

Вперше запропоновано конструкцію ковпака-гасителя коливань тиску в поршневих насосах, що зменшує коливання витрати теплоносія до 1%. Розроблена конструкція датчика, що надійно контролює режим зриву подачі.

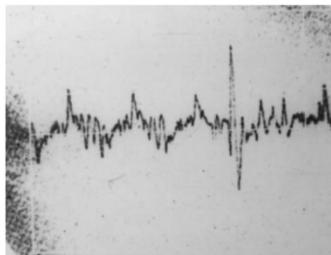


а

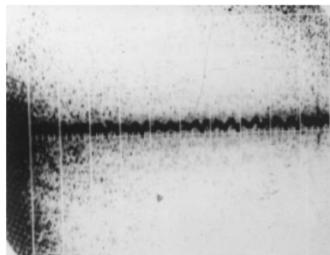


б

Осцилограмми коливань тиску при нормальному режими роботи насоса (а) та зриві подачі насоса (б)



а



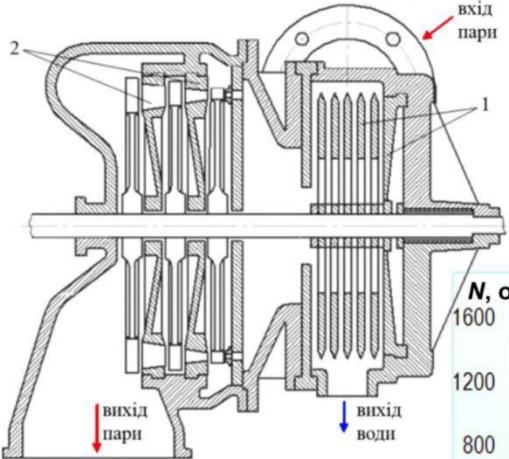
б

Осцилограмми коливань клапана при нормальному режими (а) та зриві подачі насоса (б)

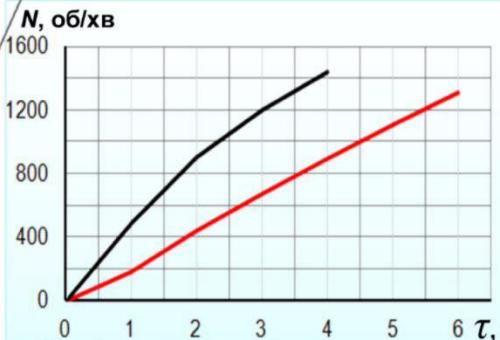
## Умова функціонування ковпака-гасителя

$$(V_k \Delta P_{w\ddot{}})_{ad} \geq \frac{1}{2} \sqrt{\left( \frac{1}{T^2} - 1 \right)} \frac{GP}{\rho_i \omega}$$

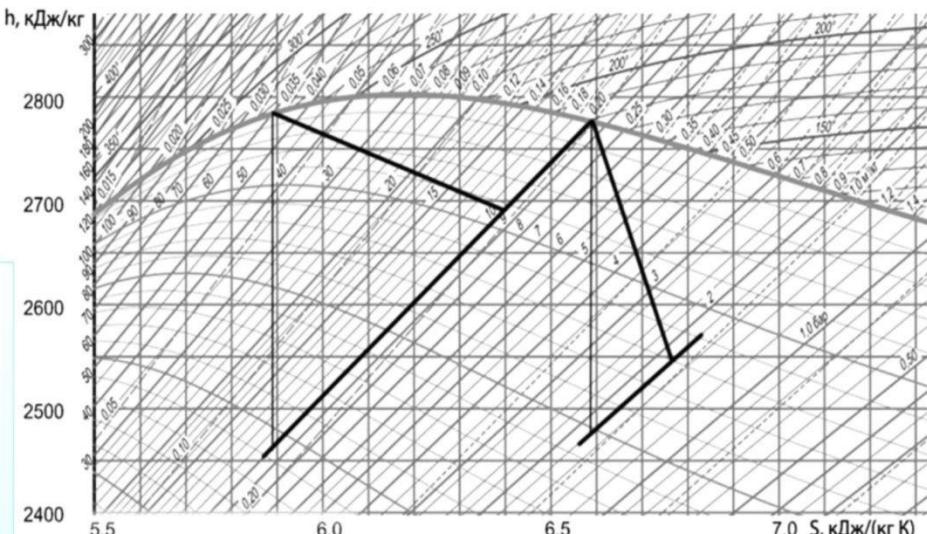
$V_k$  – об'єм ковпака-гасителя;  
 $\Delta P_{w\ddot{}}$  – перепад тиску на шайбі;  
 $T$  – період коливань тиску;  
 $G$  – витрата теплоносія;  
 $P$  – тиск на виході з насосу;  
 $\rho_i$  – густину газу;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання валу поршневого насоса



Конструкція комбінованої турбіни Тесла-Лаваля для підживлення парогенератора



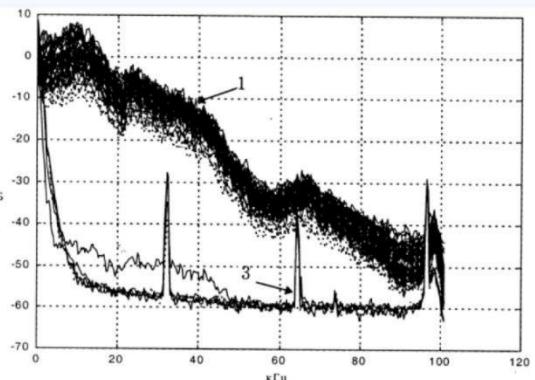
Конструкція турбіни дозволяє виконувати аварійне підживлення парогенератора власною парою в режимі холодного пуску з безударним сприйняттям і сепарацією конденсату.



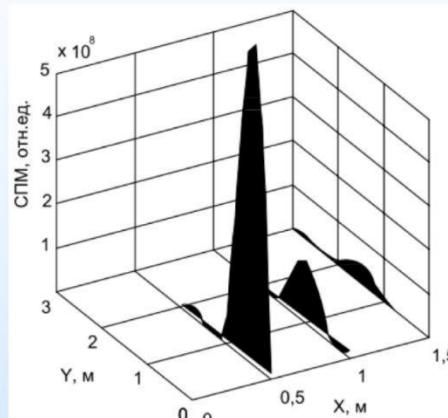
Процес розширення пари в Н-С діаграмі показав ефективність турбіни Тесла в ролі передвключенного сепаратора. Крім того, турбопривід працює в області низьковологої пари, що важливо для його надійності.

## РОЗРОБКИ, СПРЯМОВАНІ НА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ РЕАКТОРА ВВЕР-1000

### Система контролю протікання верхньої кришки корпусу реактора

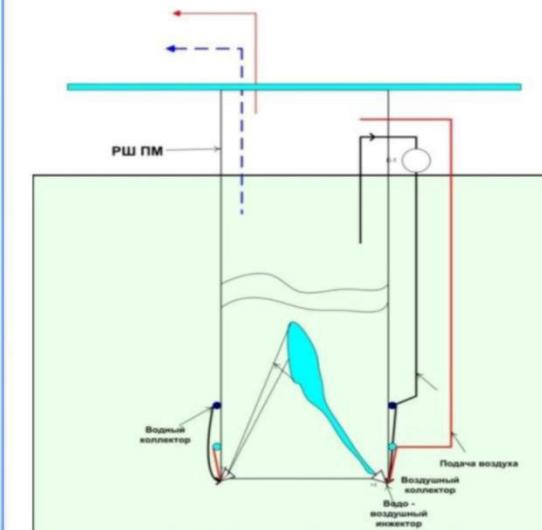


Спектральна характеристика шуму витікання перегрітої пари з тиском 16 МПа



Просторова характеристика інтенсивності шуму витікання

### Спосіб виявлення дефектних ТВЗ



# МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ ГІДРОДИНАМІЧНИХ УДАРІВ ВНАСЛІДОК ІНЕРЦІЙНОСТІ НАПІРНО-ВИТРАТНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСІВ

7

**Вперше розроблено** методи визначення умов виникнення гідродинамічних ударів (ГУ) в системах енергетичного обладнання внаслідок інерційності напірно-вітратної характеристики насосів і трансзвукових режимів парорідинних потоків.



Зміна середньої швидкості потоку при теплогідродинамічній нестійкості з різною чутливістю вітратної (мережевої) характеристики насосу при коефіцієнтах лінійної апроксимації  $K_1 > K_2 > K_{kp}$ .

Механізм виникнення коливального процесу:

$$\uparrow G, v(t) \Rightarrow \uparrow \Delta P_0;$$

$$\downarrow \Delta P_h(t + \Delta t) \Rightarrow \downarrow G, v(t + 2\Delta t) \Rightarrow \downarrow \Delta P_0;$$

$$\uparrow \Delta P_h(t + 2\Delta t) = \uparrow G, v \dots$$

Рівняння руху потоку в критеріальній формі:

$$\frac{dv}{dt} = 1 + \int_0^t \frac{d\Delta P_i}{dv} \frac{v}{\tau} d\tau + P_1 - P_2 - \Delta P_1 - \Delta P_2; \quad \frac{dv}{dt} = A + Bv - Cv^2.$$

Аналітичне вирішення рівняння:

$$\frac{\sqrt{B^2 + 4AC} - B + 2Cv}{\sqrt{B^2 + 4AC} + B - 2Cv} = \exp\left(\text{const} + \sqrt{B^2 + 4AC}t\right).$$

## МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ ГІДРОДИНАМІЧНИХ УДАРІВ В СИСТЕМАХ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ПРИ ДВОФАЗНИХ ПОТОКАХ

Критеріальна форма рівнянь законів збереження двофазного потоку в умовах виникнення ГУ при трансзвукових режимах двофазного парорідинного потоку.

$$P(z=0)=1; \quad v(z=0)=1; \quad x_0(z=0)=(i_0 - i_1)/r;$$

$$\frac{dx}{dz} = -\frac{i_0}{2r} \text{grad}(P); \quad \frac{dv}{dz} = -\text{grad}(P) \frac{v}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial P} + \frac{1}{2r} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - v K_\Pi; \quad \frac{dP}{dz} = \frac{K_v \rho v^2}{(1-M^2)} K_\Pi = \text{grad}(P).$$

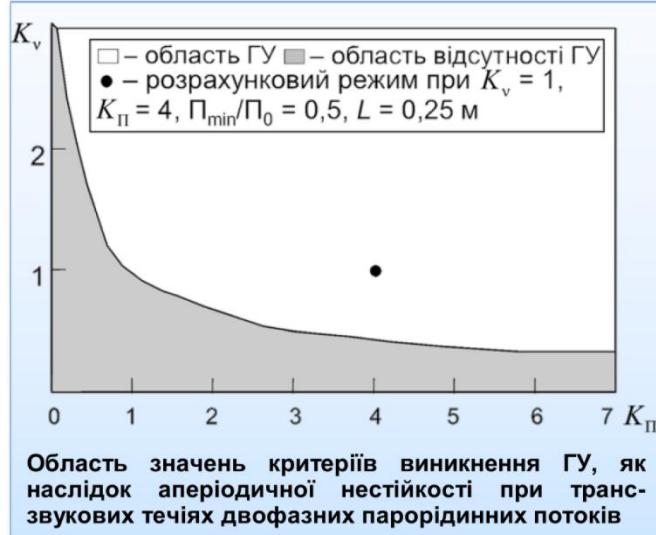
$$\text{Після перетворень:} \quad \frac{dP}{dt} = v; \quad \frac{dv}{dt} + K_1 v \frac{dP}{dt} = -\Delta P_g(t); \quad v \frac{dv}{dt} + \frac{K_1}{2} v^2 \frac{dP}{dt} + K_2 \frac{dP}{dt} = 0.$$

$$\text{за початкових умов:} \quad v(t=0) = \frac{a}{v_m} = v_{g0}; \quad P(t=0) = P_{g0}; \quad i(t=0) = i_{g0}.$$

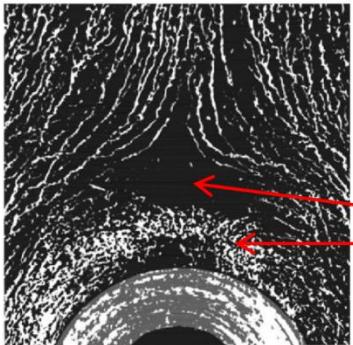
Поточна і максимальна відносні амплітуди гідродинамічного навантаження при трансзвукових режимах парорідинного потоку:

$$\Delta P_g(t) = \int_0^t v(\tau) d\tau; \quad \frac{dv}{dt} + \frac{K_1}{2} v + K_2 = 0; \quad v(t=0) = \frac{\rho_1 a_1}{P_0}.$$

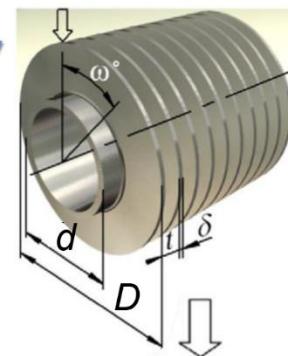
Достатня умова ГУ при трансзвукових режимах двофазного парорідинного потоку:  $\Delta P_g(t=1) \geq 1$



# ЗАКОНОМІРНОСТІ ПРОЦЕСІВ ТЕЧІЇ ТА ТЕПЛООБМІНУ В ПОПЕРЕЧНО-ОРЕБРЕНХ ПОВЕРХНЯХ НАГРІВАННЯ



Візуалізація течії на ділянці перед лобовою частиною труби, що несе оребрення:  
зона відриву потоку від поверхні ребра внаслідок зустрічі основної і вторинної течій;  
зона приєднання вторинної течії до поверхні ребра



## Візуалізація формування пари прикореневих підковоподібних вихорів в міжреберному просторі



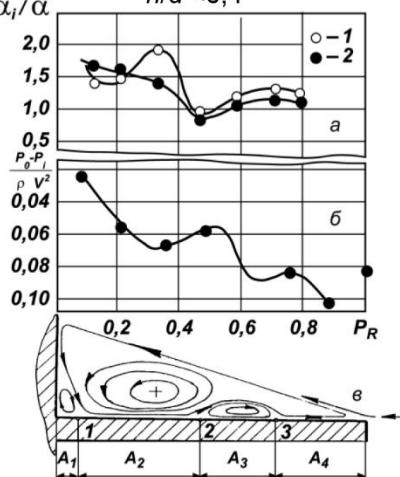
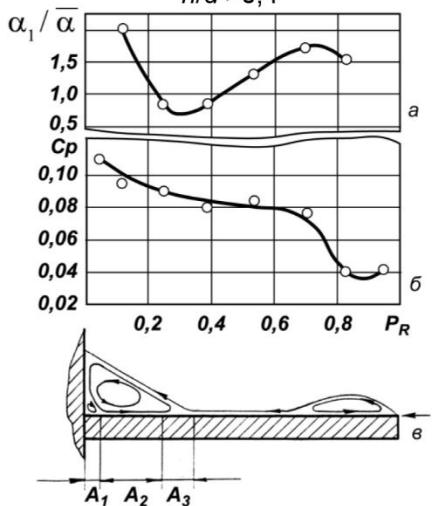
Діаграми розподілу відносної інтенсивності тепловіддачі  $\alpha_i/\bar{\alpha}$  по поверхні ребра труби при числі Рейнольдса  $Re = 2 \cdot 10^4$

- 1 –  $\alpha_i/\bar{\alpha} = 1,93 \dots 1,53$ ;
- 2 –  $\alpha_i/\bar{\alpha} = 1,53 \dots 1,14$ ;
- 3 –  $\alpha_i/\bar{\alpha} = 1,14 \dots 0,75$ ;
- 4 –  $\alpha_i/\bar{\alpha} = 0,75 \dots 0,36$ ;
- 5 –  $\alpha_i/\bar{\alpha} = 0,36 \dots 0,03$

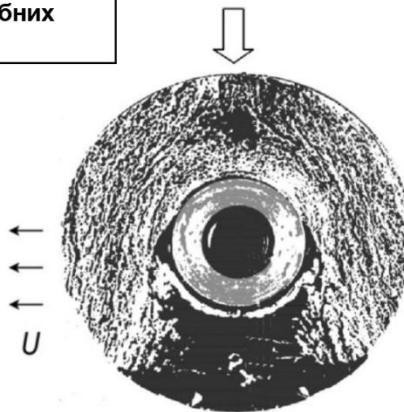
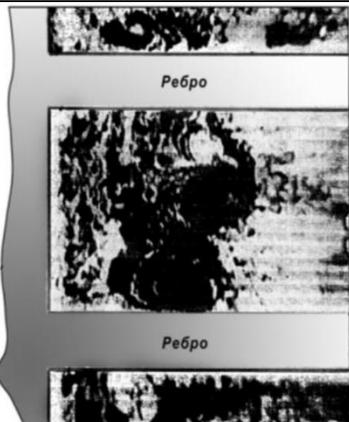


$$h = (D - d)/2$$

$$h/d < 0,4$$

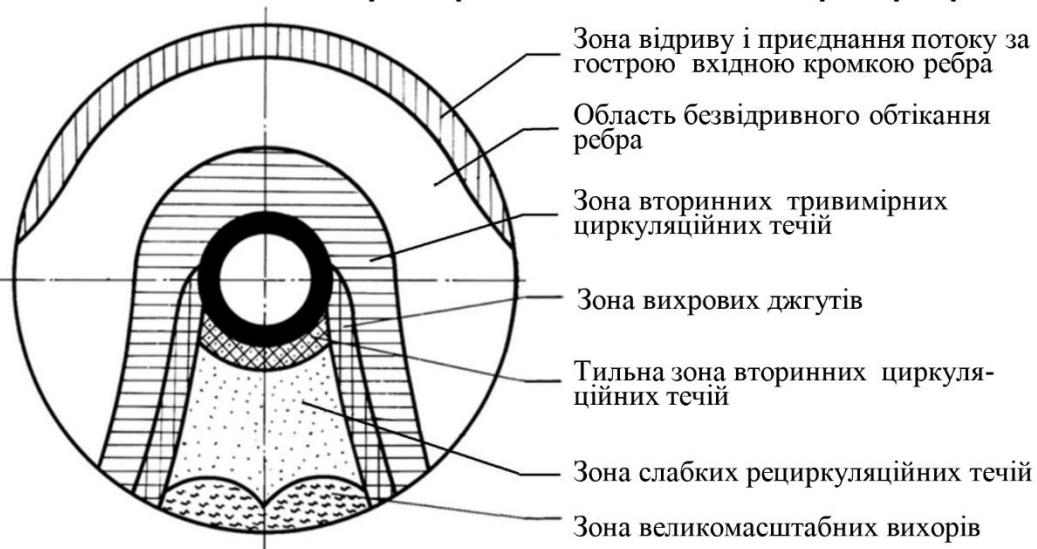


Розподіли по висоті ребра відносної інтенсивності тепловіддачі (а), коефіцієнтів статичного тиску (б) і схема течії (в) в площині симетрії ( $\omega = 0$ ) лобової частині ребристої труби при  $Re = 2 \cdot 10^4$ :  $A_1, A_3$  – ділянки відриву течії від поверхні ребра;  $A_2, A_4$  – ділянки приєднання

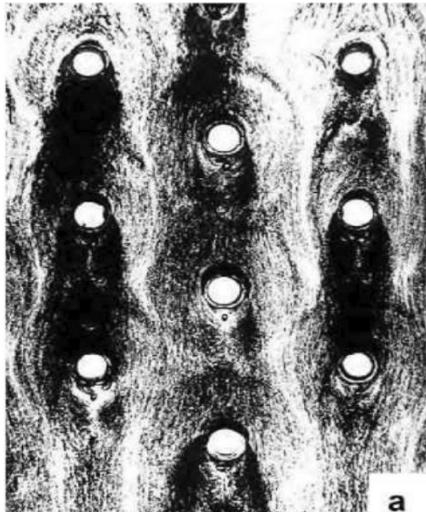


Візуалізація течії на поверхні круглого ребра з визначенням меж зони інтенсивних вторинних циркуляційних течій з  $h/d = 0,857$  при  $Re = 2,7 \cdot 10^4$

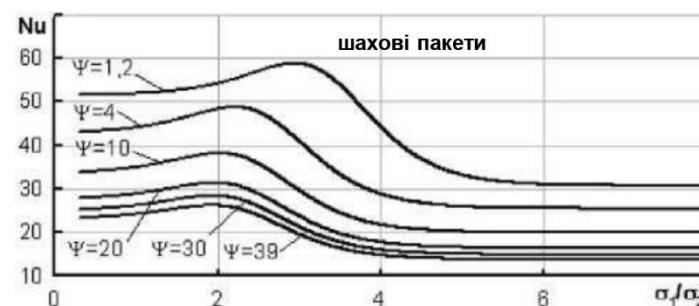
## Узагальнена схема характерних областей на поверхні ребра



Залежності інтенсивності тепловіддачі ( $Nu$ ) від крокових характеристик ( $\sigma_1, \sigma_2$ ), коефіцієнту оребрення ( $\psi$ ) і типу компонування пакетів оребрених труб при  $Re = \text{const}$



a



Застосування асимптотичної функції  $thX$  дозволило отримати єдину формулу для розрахунку теплообміну пакетів труб як з шаховим, так і з коридорним компонуванням (включаючи їх проміжні варіанти) в практично необмежених діапазонах геометрических характеристик

$$Nu = 1,13 C_q Re^m Pr^{0,33},$$

значення  $C_q$  і  $m$  в якій визначаються наступним чином:

для пакетів оребрених труб

$$m = 0,7 + 0,08 thX + 0,005\psi$$

$$C_q = (1,36 - thX) \left( \frac{1,1}{\psi + 8} - 0,014 \right)$$

$$X_{stg} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - \frac{1,26}{\psi} - 2 \quad X_{inl} = 4 \left( 2 + \frac{\psi}{7} - \sigma_2 \right)$$

для пакетів гладких труб

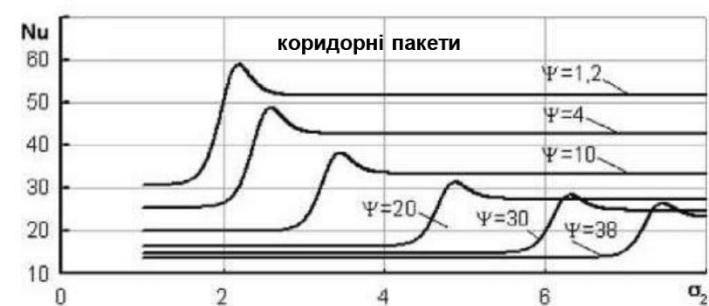
$$m = 0,68 + 0,08 thX$$

$$C_q = 0,124(1,31 - thX)$$

$$X_{stg} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - 3 \quad X_{inl} = 2(2 - \sigma_2)$$

Візуалізація течії в пакетах оребрених труб з  $\psi = 38,3$  при  $Re = 5,4 \cdot 10^4$ : a)  $\sigma_1/\sigma_2 = 2,42$ ; c)  $\sigma_1/\sigma_2 = 0,42$

Вперше показана наявність максимуму залежності інтенсивності теплообміну від крокових характеристик пакетів. Отримані формулі для визначення координат максимуму.

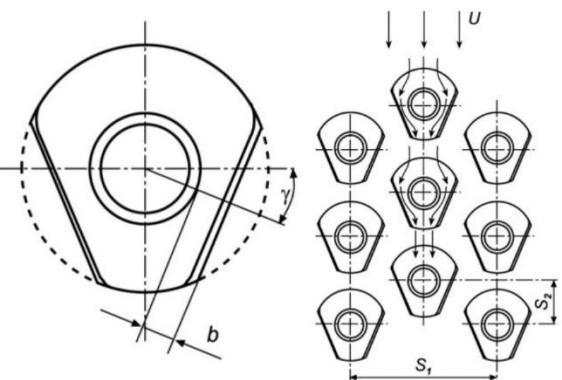


Узагальнена методика увійшла до керівних технічних та нормативних документів, які є обов'язковими для використання у проектних і конструкторських організаціях енергетичного профілю і застосовуються в багатьох країнах світу.

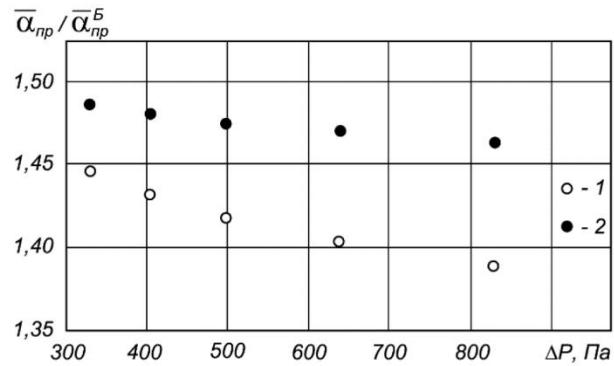




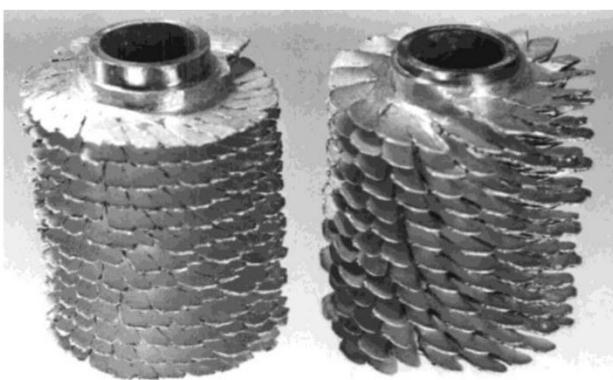
Труби з конфузорним підгином ребер



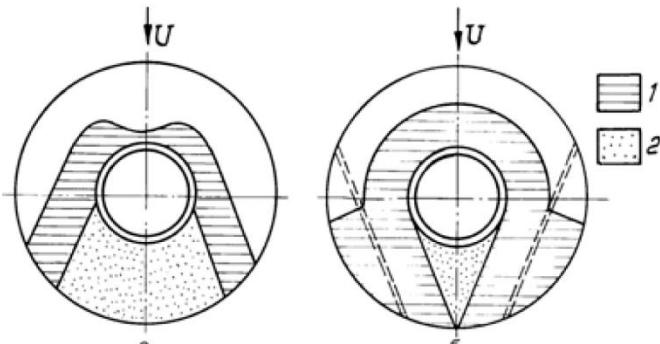
Пакет труб з конфузорно підгнутими ребрами



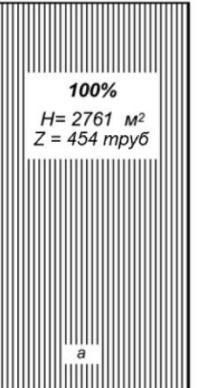
Співвідношення середньоповерхневих приведених коефіцієнтів тепловіддачі інтенсифікованих і базових пакетів при однакових аеродинамічних опорах: 1 –  $\sigma_1 = 3,21$ ;  $\sigma_2 = 1,29$ ; 2 –  $\sigma_1 = 2,64$ ;  $\sigma_2 = 1,29$

Візуалізація течії на поверхні звичайного шайбового (а) і підгнутого (б) ребер при  $Re = 5 \cdot 10^4$ 

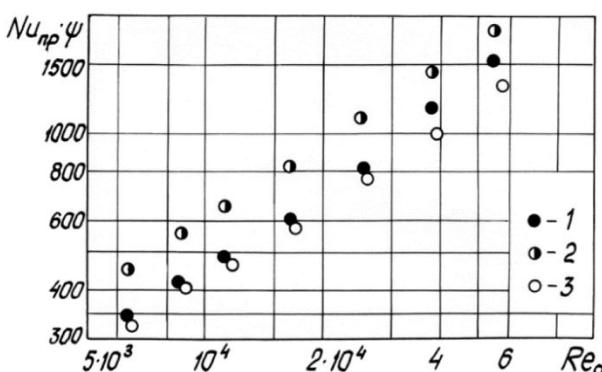
Труби з пелюстковим оребренням



Трансформація розмірів характерних областей на поверхні ребристої труби в глибині пакету з  $\sigma_1/\sigma_2 > 2$  в разі застосування конфузорного підгину ребер: а – звичайне ребро; б – підгнутие ребро (розгортка); 1 – область інтенсивних вторинних циркуляційних течій; 2 – кормова вихрова зона



Порівняння конструктивних характеристик випарного пакету котла – утилізатора  $Q = 8 \text{ МВт}$ ,  $G = 91 \text{ кг/с}$ , виконаного з труб зі звичайним гвинтовим (а) і конфузорно підгнутим (б) оребренням, при однаковому аеродинамічному опорі



Результати дослідження теплообміну труб з пелюстковими ребрами: 1 - труби з пелюстковими ребрами  $\theta_R = 0^\circ$ ; 2 - труби з пелюстковими ребрами  $\theta_R = 20^\circ$ ; 3 - труби зі звичайними гвинтовим ребрами

# ІНТЕНСИФІКОВАНІ ТЕПЛООБМІННІ ПОВЕРХНІ З ЧАСТКОВО ОРЕБРЕНІХ ТА ГЛАДКИХ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ

11

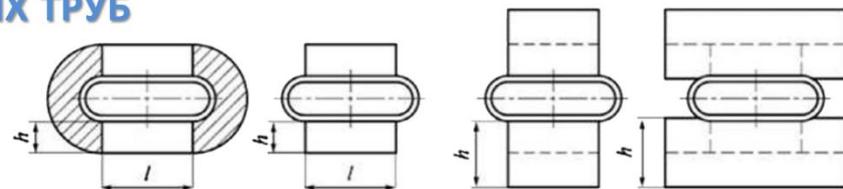
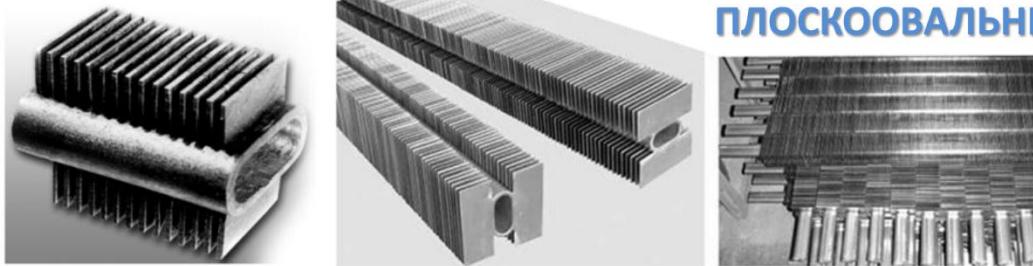
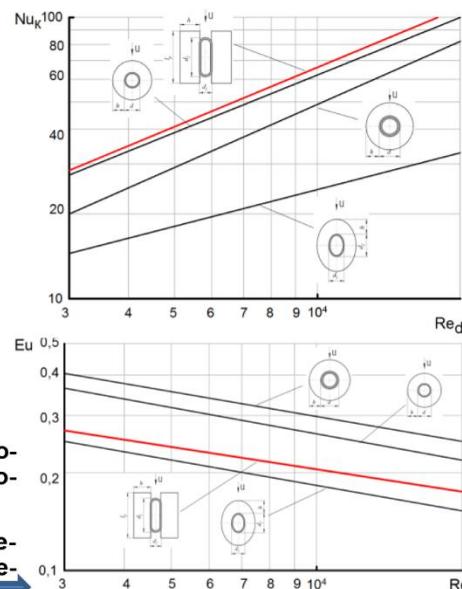
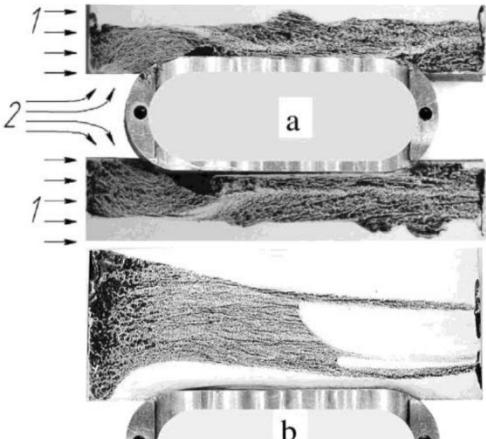
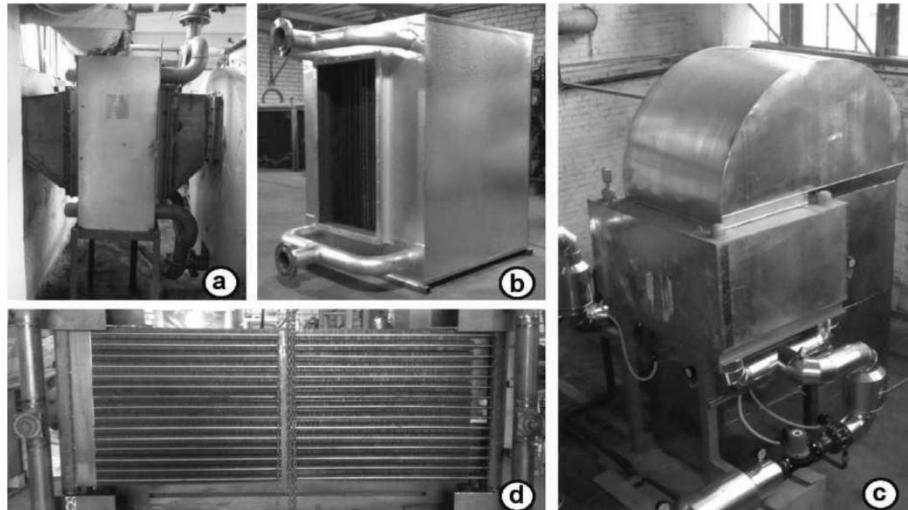


Схема формування неповного оребрення труб плоскоовального профілю

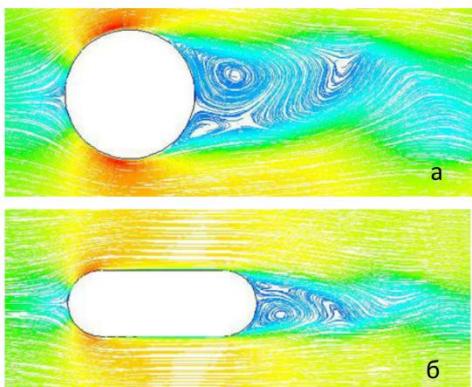


Візуалізація утворення інтенсивних вихрових структур на поверхні ребер плоскоовальних труб при  $Re = 2 \cdot 10^4$

Порівняння теплоаеродинамічних характеристик найбільш поширеніх типів оребрених труб

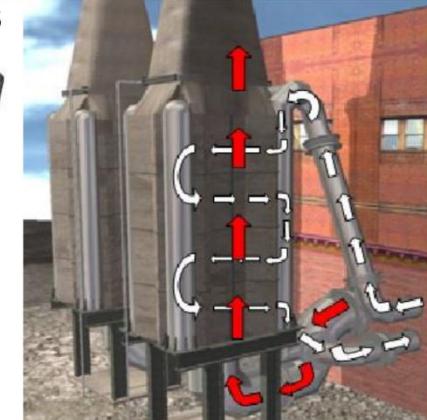


Компактні теплообмінники – утилізатори з частково оребрених плоскоовальних труб теплою потужністю : а - 51 кВт; б - 335 кВт; в - 490 кВт; д - 1400 кВт



Картини обтікання круглих (а) та плоскоовальних (б) труб

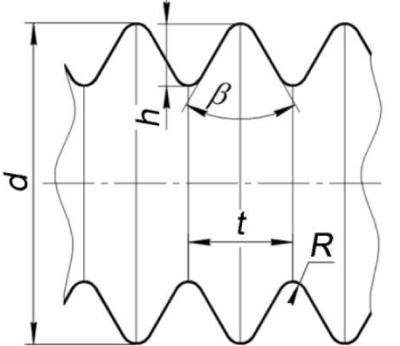
Модуль регенератора з плоскоовальних труб



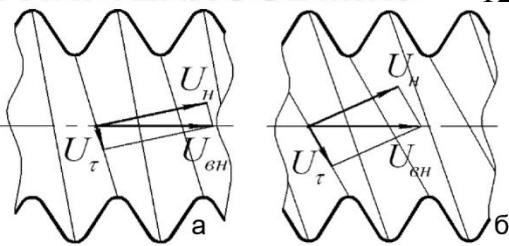
Регенератор ГТУ ГТК - 10

# РІВНОРОЗВИНЕНІ ТРУБЧАСТІ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ

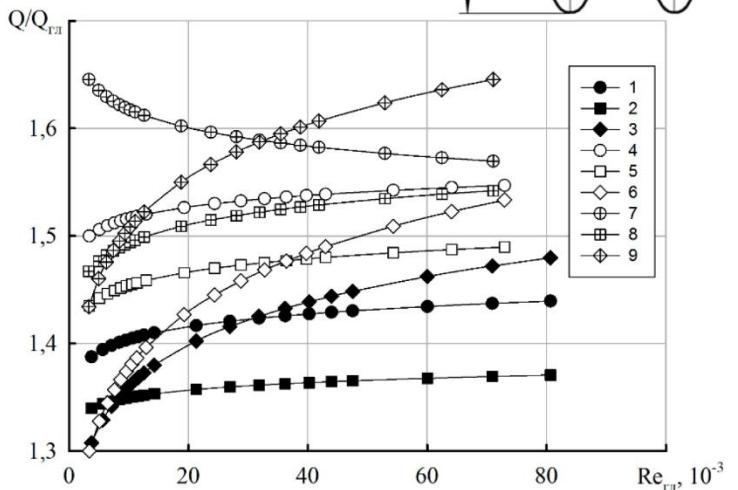
12



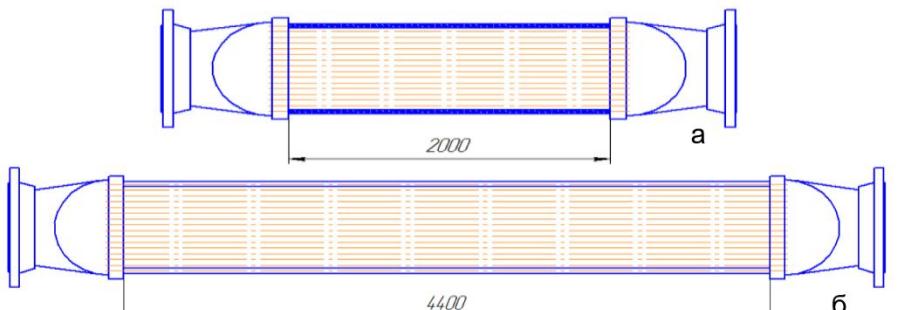
Ступінь розвинення поверхні  
при  $\beta = 60^\circ$   $\psi = 2\left(1 - \frac{h}{d}\right)$   
при  $\beta = 90^\circ$   $\psi = \sqrt{2}\left(1 - \frac{h}{d}\right)$



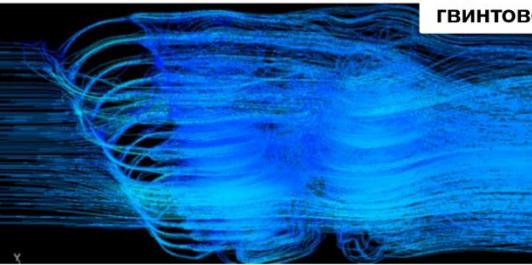
Труби з одним (а) та двома (б) заходами гвинтової впадини



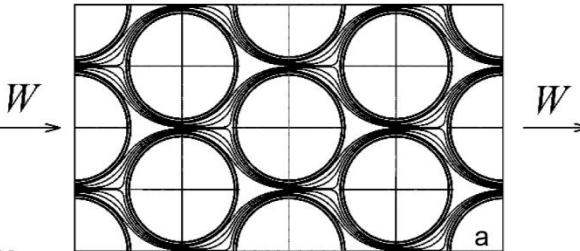
Збільшення теплої потужності пакетів рівнорозвинених труб (Q) по відношенню до теплої потужності відповідних за геометрією пакетів гладких труб ( $Q_{gl}$ ) при одинакових їх аеродинамічних опорах в залежності від числа Рейнольдса ( $S_1/D=1,1; S_2/D=0,96...1,46$ )



Зіставлення розмірів модулів регенератора з рівнорозвинених (а) та гладких (б) труб

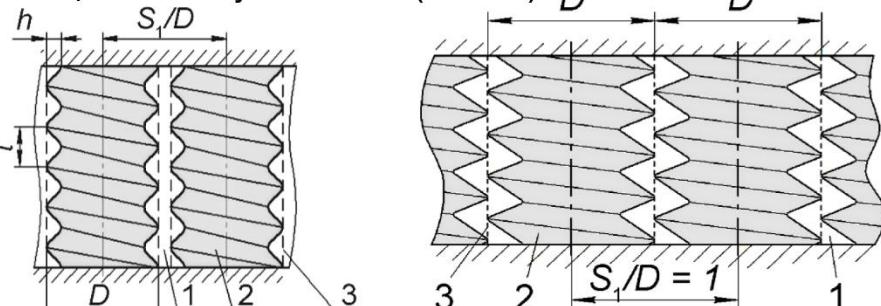


Утворення інтенсивних вихрових джгутів при зовнішньому обтіканні рівнорозвинутих поверхонь



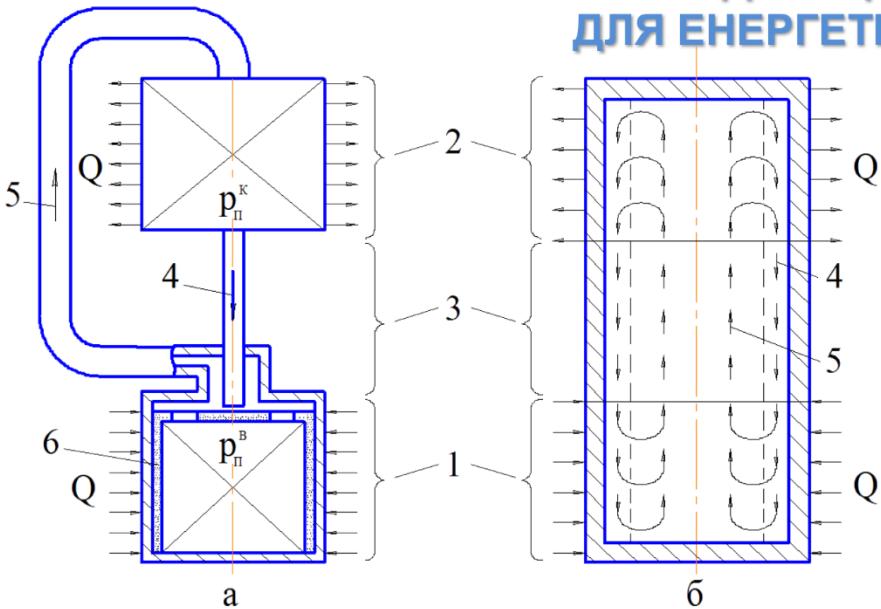
Порівняння характеру ліній току в щільному пакеті гладких (а) і рівнорозвинених (б) труб, що пояснює зменшення аеродинамічного опору останніх

Застосування труб з рівнорозвиненою поверхнею дозволяє реалізувати гранично щільні компонування пакетів ( $S/D \rightarrow 1$ )



Поперечні перетини пакетів труб: 1 – “живий” перетин; 2 – контур рівнорозвиненої труби; 3 – контур відповідної за діаметром гладкої трубы.

# ВИПАРОВУВАЛЬНО-КОНДЕСАЦІЙНІ СИСТЕМИ (ВКС) ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ



**Основні принципові схеми тепlopereдавальних пристрій випарувально-конденсаційного типу (ВКТ) з роздільними (а) та контактуючими (б) потоками пари і конденсату в транспортній зоні**

1 – випаровувальна зона; 2 – конденсаційна зона; 3 – транспортна зона; 4 – потік конденсату; 5 – потік пари; 6 – капілярна структура випаровувача

## Основні переваги ВКС тепlopereдачі

- Забезпечення просторового розділення джерела і стоку теплоти і, при цьому, високої ефективності тепlopereдачі від зони підведення до зони відведення теплоти.
- Забезпечення в широких межах трансформації теплового потоку (його концентрації або деконцентрації в зоні тепlopідведення відносно зони тепловідведення) і, зокрема, можливість перерозподілу довжин зон теплообміну тепlopereдавальних елементів (ТЕ) ВКТ.
- Можливість ефективного розвинення зовнішньої теплообмінної поверхні в зонах підведення і відведення теплоти.
- Можливість організації протитоку теплообмінних робочих середовищ.
- Суміщення функцій ефективного теплопроводу (з надвищою еквівалентною теплопровідністю) і ефективного радіатора з можливістю пасивного тепловідведення і при цьому відносно малі габарити і маса, висока надійність роботи при різній орієнтації в полі масових сил.
- Відсутність витрати енергії зовнішніх джерел на переміщення внутрішнього проміжного теплоносія.

## Основні теплофізичні характеристики ВКС:

- максимальна тепlopereдавальна здатність (ТПЗ);
- термічний опір в області нормального функціонування.

## Основні теплофізичні фактори, що обмежують ТПЗ низькотемпературних ВКС:

- умови підведення і відведення теплоти та сумарний термічний опір системи "джерело – стік теплоти", які визначають термодинамічне обмеження;
- втрата гідродинамічної стійкості поверхні розділення фаз при взаємодії потоків пари і конденсату, яка визначає обмеження за взаємодією фаз (як правило, для ВКС без капілярної структури);
- транспортні можливості капілярної структури по забезпеченням циркуляції теплоносія, які визначають обмеження по капілярному транспорту (для ВКС з капілярною структурою).

## Основні результати дослідження

1. Проаналізовано теплофізичні фактори, що обмежують ТПЗ систем тепlopereдачі ВКТ. Отримано закономірності і залежності для визначення величин максимальних теплових потоків, які відповідають кожному з обмежувальних факторів і є функціями конструктивних параметрів, режимних характеристик процесів, теплофізичних властивостей теплообмінних середовищ і проміжного теплоносія.

2. Проведене порівняння ТПЗ теплообмінників ВКТ і рекуперативних трубчатих теплообмінників показало значну перевагу теплообмінників ВКТ. Ступінь цієї переваги залежить від конструктивних характеристик і параметрів пакетів труб, схем течій середовищ, співвідношень характеристик інтенсивності теплообміну, термодинамічних характеристик процесів тепlopereдачі, теплофізичних властивостей середовищ і проміжного теплоносія.

3. Вирішено задачу оптимізації параметрів капілярної структури тепlopereдавального елемента ВКТ з метою мінімізації його термічного опору. Отримано функціональні залежності для визначення оптимального співвідношення довжин теплообмінних зон ТЕ ВКТ, при якому теплообмінна система має мінімальний термічний опір. Проаналізовано особливості проведення теплових розрахунків систем ВКТ.

4. Результати експериментальних досліджень розроблених зразків ТЕ ВКТ підтверджують відповідність їх ТПЗ рівно теплових навантажень для систем тепlopereдачі, тепловідведення і теплового захисту, які створені і можуть бути створені на основі таких та подібних елементів.

# ОСНОВНІ НАПРЯМИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ВКС В ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ

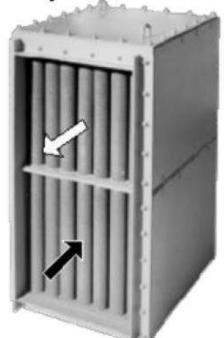
14

## 1. Створення і впровадження теплообмінних апаратів ВКТ в якості виносних хвостових теплообмінних поверхонь і теплоутилізаторів котлів, іншого енергогенеруючого та паливо- і енерговикористовуючого устаткування (реалізовано)

Зважаючи на вищезазначені переваги ВКС, найбільш ефективними теплообмінниками ВКТ є теплообмінники типу "газ-газ" ("газ-повітря") в якості повітропідігрівачів котлів, енергетичних рушайних установок та ін. Такі повітропідігрівачі на основі ТЕ ВКТ впроваджені на багатьох підприємствах різних галузей, в тому числі, енергетичного профілю в якості:

- додаткових хвостових теплоутилізаторів з суттєвим підвищенням ККД котлів;

- теплообмінних апаратів, які заміщують зношені штатні повітропідігрівачі з суттєвим економічним ефектом від зменшення капітальних та експлуатаційних витрат.

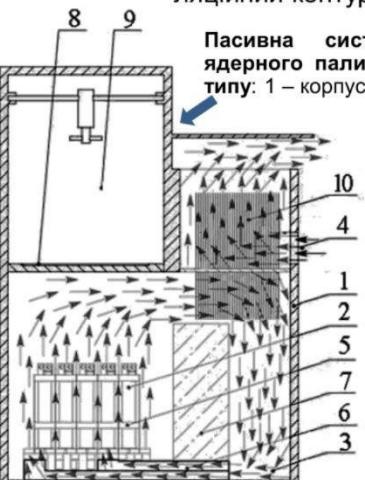


Повітропідігрівач ВКТ  
← потік повітря,  
що нагрівається  
→ потік гарячих  
димових газів



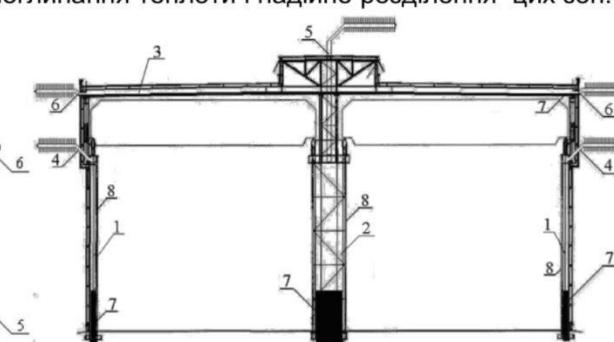
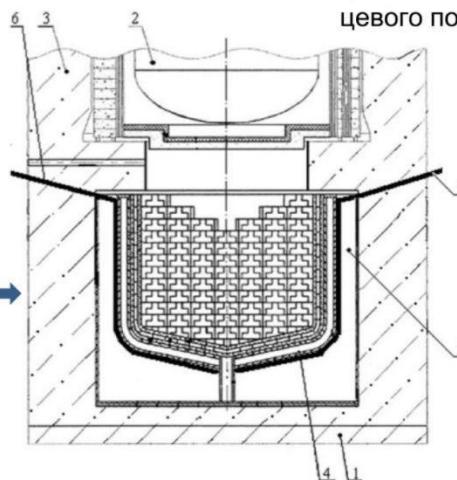
## 2. Створення і впровадження пасивних систем тепловідведення і теплового захисту ВКТ для підсилення бар'єрів безпеки в атомній енергетиці (запропоновано схемно - конструктивні рішення)

Комплекс вищезазначених переваг ВКС достатньо точно відповідає вимогам і умовам, що висуваються до пасивних систем тепловідведення і теплового захисту в атомній енергетиці. Зокрема, кожний тепlop передавальний пристрій ВКТ (окрім або у складі системи) являє собою автономний циркуляційний контур, який може забезпечити високоефективний пасивний теплоперенос із зони з радіоактивним середовищем в зону кінцевого поглинання теплоти і надійне розділення цих зон.



Пасивна система охолодження відпрацьованого ядерного палива (ВЯП) в модулі сховища камерного типу: 1 – корпус; 2 – пенал з ВЯП; 3, 4 – потоки проміжного газового теплоносія і атмосферного повітря; 5 – решітка для пеналів; 6 – система ходів природної циркуляції; 7 – перегородка; 8 – люк; 9 – зала; 10 – ТЕ ВКТ

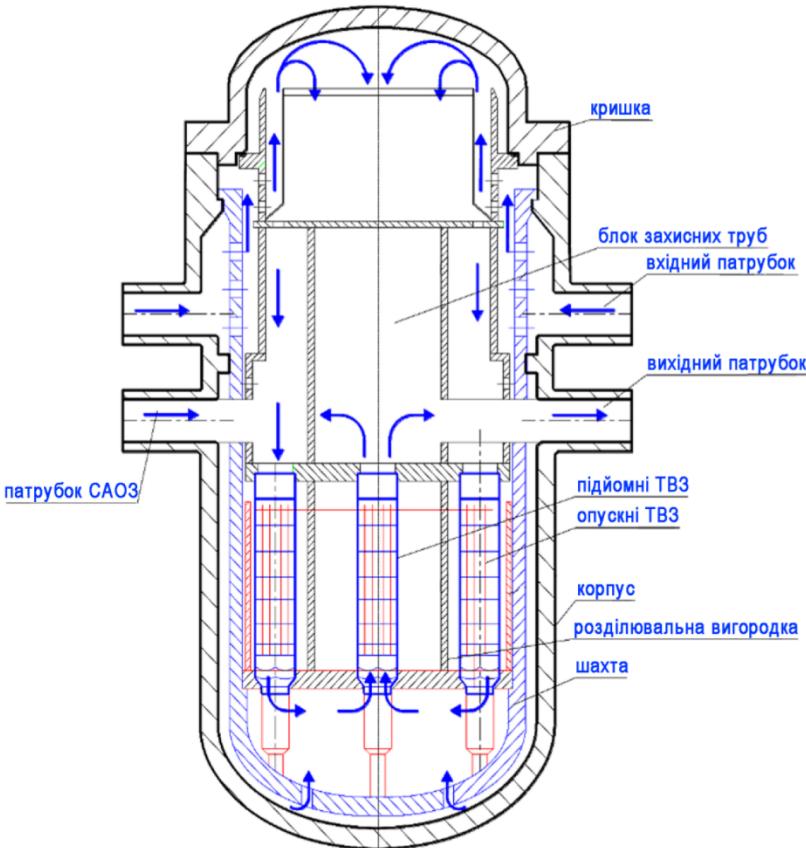
Пасивна система охолодження корпусу пристрію локалізації розплаву активної зони ядерного реактора:  
1 – захисна оболонка; 2 – корпус реактора; 3 – шахта; 4 – корпус пастки з жертовним матеріалом та захисними шарами; 5 – кільцевий проміжок; 6 – ТЕ ВКТ, що спрямовані до поглинача теплоти



Вогнестійкий каркас будівлі: 1 – крайні колони; 2 – центральна колона; 3 – ригель; 4, 5, 6 – трубчасті відведення; 7 - теплоносій ТЕ ТВК; 8 – вогнезахисне покриття

# ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ І ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ В КАНАЛАХ, ЩО ОХОЛОДЖУЮТЬСЯ ВОДОЮ ПРИ НАДКРИТИЧНИХ ПАРАМЕТРАХ (НКП)

Одноконтурний реактор ВВЕР- НКП з двозахисною АЗ



Очікувані переваги концепції ВВЕР-НКП:

- 1) збільшення ККД до 44...45 % замість теперішніх 33...34 %;
- 2) зменшення витрати теплоносія крізь активну зону (АЗ) через відсутність багатократної циркуляції і підігрівання теплоносія в АЗ на (250...300) °C в порівнянні з підігріванням на (30...35) °C в існуючих реакторах - у 8...10 разів скорочена кількість води, що перекачується через реактор, за рахунок використання теплоти псевдофазового переходу (біля 1400 кДж/кг);
- 3) прямоточна схема (відмова від парогенераторів та іншого устаткування другого контуру);
- 4) застосування освоєного серійного устаткування машзалів теплових електростанцій;
- 5) значно (приблизно на порядок) зменшенні об'єм захисної оболонки (контайнменту) та будівельні об'єми;
- 6) зменшенні експлуатаційні витрати.

Основні особливості теплогідралічних процесів в таких реакторах обумовлені значною і навіть екстремальною залежністю густини та теплоємності води при надкритичних параметрах ( $T_k = 374,1^{\circ}\text{C}$ ;  $P_k = 22,06 \text{ МПа}$ ) від її температури. Крім постійної проблеми забезпечення нормального тепловідведення від реактора і основного обладнання, що знаходиться в контайнменті, та надійного його охолодження в аварійних режимах, існує теплофізична проблема, пов'язана з можливістю погіршення тепловіддачі в АЗ з дуже небезпечними наслідками для цілісності тепловидільних збірок (ТВЗ).

МАГАТЕ в 2008 р. запустила першу Скоординовану Дослідницьку Програму «Аналіз і прогнозування теплогідралічних явищ, що мають місце в реакторах, які охолоджуються водою надкритичного тиску», до якої через три роки була залучена Україна, а саме КПІ ім. Ігоря Сікорського за багаторічний цикл його експериментальних досліджень.

Нижче представлени результати експериментальних досліджень, основними з яких є:

**нові методики як визначення, так і розрахунку теплогідралічних характеристик потоку води при надкритичних параметрах в трубах, кільцевих каналах та тепловидільних збірках (3- і 7- стрижневий пучки, зібрани у ТВЗ з трикутною решіткою, які використовуються на українських АЕС), що імітують твели за формою та гідралічним діаметром;**

**емпірична залежність для прогнозування максимально припустимого теплового навантаження твелів, вище якого при певному тепловому стані охолоджувальної води однозначно виникне погіршення тепловіддачі.**

# ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ПРИ НАДКРИТИЧНИХ ПАРАМЕТРАХ ВОДИ В КАНАЛАХ І СТАТИСТИЧНИЙ ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ДЛЯ ЇЇ РОЗРАХУНКУ

16

Теплове навантаження каналу вище певного рівня призводить до погрішенні тепlop передачі (ПТП), при якому температура стінки  $t_w$  стрімко зростає, інколи сягаючи максимального значення в одному або кількох перерізах каналу. В обох випадках  $\alpha$  може в декілька разів відрізнятись від «нормального» коефіцієнту тепlop передачі, яким він був при відсутності екстремальної залежності тепlop фізичних параметрів від температури. Для отримання фізично найбільш обґрутованої залежності між параметрами, що визначають рівень тепlop передачі при НКП, використана ідея Петухова Б.С. про застосування аналогії між тепловими і гідравлічними процесами (аналогія Рейнольдса) в явній формі для розрахунку тепlop передачі в каналах:

$$Nu_0 = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr_f}{1 + \frac{900}{Re} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left( \Pr_f^{2/3} - 1 \right)},$$

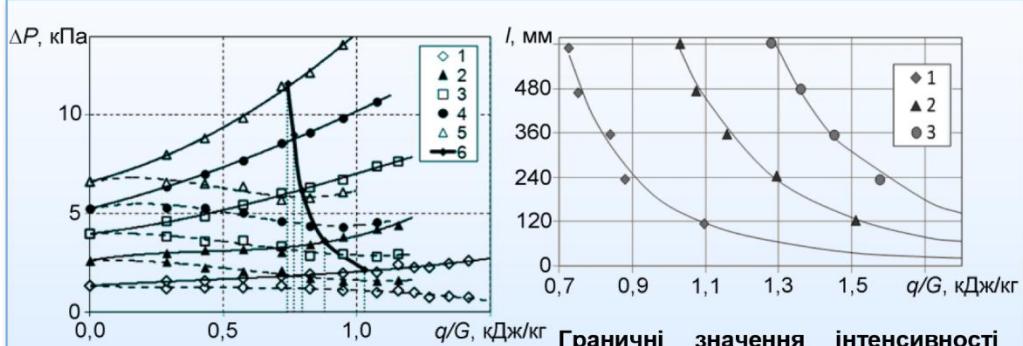
де знаменник можна розглядати як певний коефіцієнт аналогії Рейнольдса, що характеризує суму термічних опорів в'язкого пристінного примежового шару і турбулентного ядра потоку;  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$  – критерії Нуссельта, Рейнольдса та Прандтля, відповідно.

$$\xi_0 = \left( 1,82 \cdot \lg \frac{Re_f}{8} \right)^{-2}$$

- коефіцієнт опору тертя ізотермічного потоку при середній температурі теплоносія в каналі.

## РЕЗУЛЬТАТИ, ОТРИМАНІ «МЕТОДОМ ДВОХ ПЕРЕПАДІВ»

Сімейство ліній  $I_b = f(q/G)_b$  апроксимовано з розкидом  $\pm 25\%$  емпіричною залежністю  $(q/G)_b = 0,04(l/d)^{-0,25} \Delta h^{0,7}$ , кДж/кг, де  $\Delta h = h_m - h_{in}$  ( $h_m$  – енталпія, яка відповідає псевдокритичній температурі при даному тиску;  $h_{in}$  – енталпія на вході в канал).



Залежність повного гідравлічного опору і опору тертя від інтенсивності теплового потоку  $h_{in} = 1800$  кДж/кг;  $I$ , мм: 1 – 120; 2 – 240; 3 – 360; 4 – 480; 5 – 600; 6 – лінія  $\Delta P_{ac} = \Delta P_{fr}$ ; суцільні лінії –  $\Delta P$ ; штрихові лінії –  $\Delta P_{fr}$

Границі значення інтенсивності теплового потоку  $(q/G)_b$  як функція довжини каналу і вхідної енталпії  $t_{in}$ , °C ( $h_{in}$ , кДж/кг): 1 – 369,2 (1800); 2 – 345,7 (1600); 3 – 312,7 (1400)

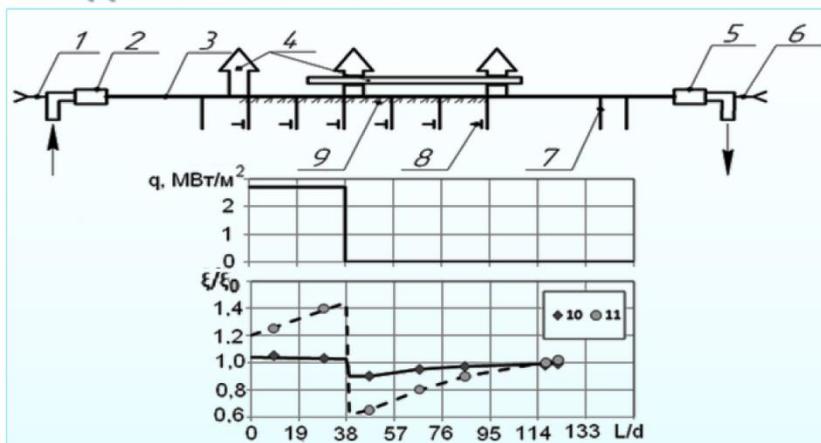
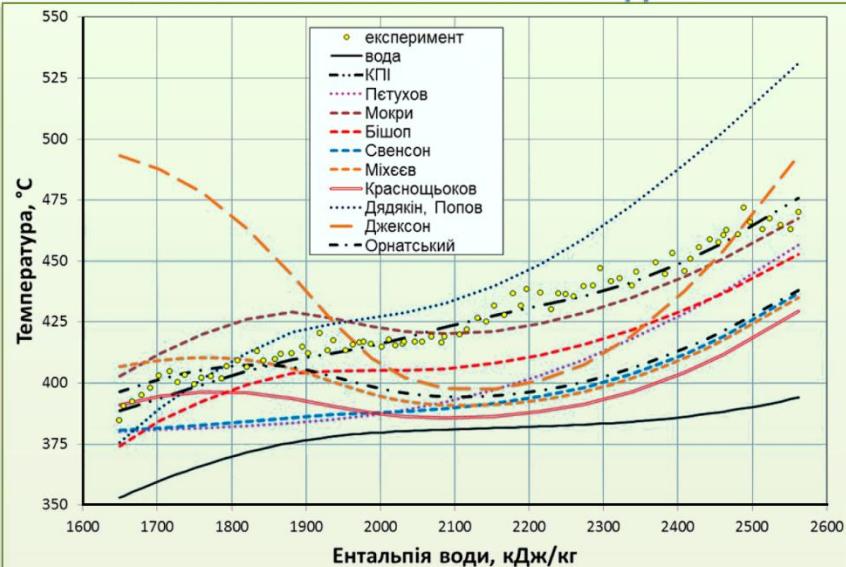


Схема експериментальної ділянки і результати методичних вимірювань адіабатичного гідравлічного опору 1, 6 – вхідна і вихідна термопари; 2, 5 – камери змішування; 3 – канал; 4 – струмопідводи; 7 – імпульсні лінії; 8 – відбори напруги; 9 – поверхневі термопари;  $h_{in}$ , кДж/кг: 10 – 1490; 11 – 1690

## ТЕСТУВАННЯ ПОШИРЕНІХ КОРЕЛЯЦІЙ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

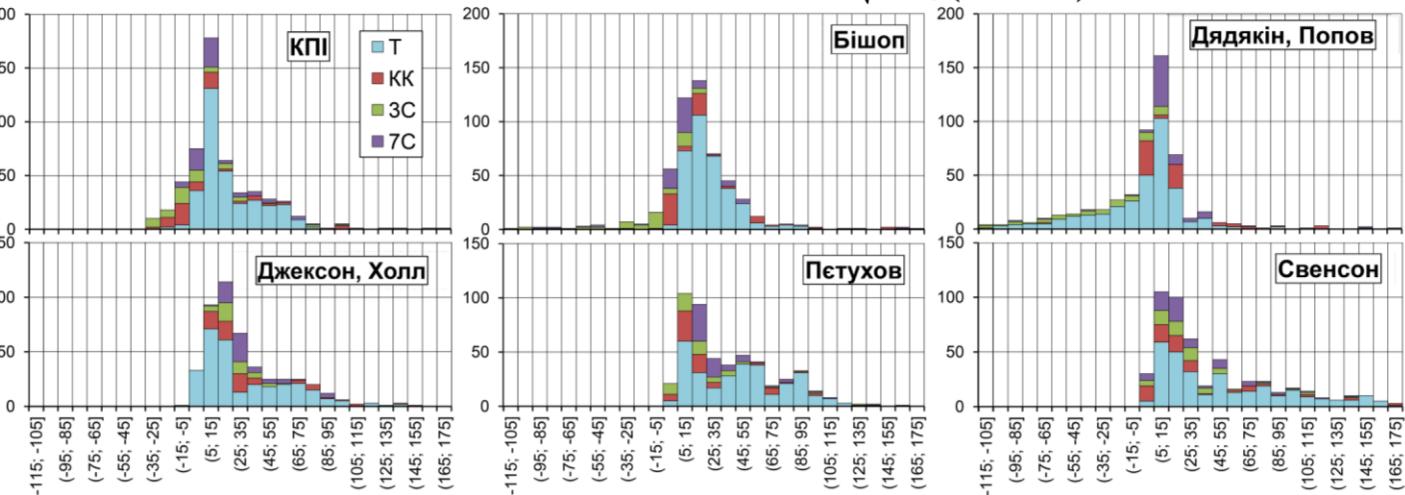


Порівняння найвідоміших кореляційних залежностей з експериментом на трубі довжиною 4 м і діаметром 10 мм (П.Л.Кириллов та ін.)

$$P_{in} = 24,1 \text{ МПа}; G = 1500 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}); q = 884 \text{ кВт}/\text{м}^2; t_{in} = 351 \text{ °C}$$

Масив даних для температури труб діаметром від 3 до 10 мм при  $q/G \geq 0,5 \text{ Дж}/\text{кг}$  вдалось узагальнити з розкидом  $\pm 25\%$  системою залежностей

$$\text{Nu} = \frac{0,81 \left( \xi_{fr}/8 \right) \text{RePr}}{1,07 + 12,7 \sqrt{\xi_{fr}/8} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left( \overline{C_p}/C_{pi} \right)^{0,63} \quad \text{та} \quad \xi_{fr} = \xi_0 \left( \frac{\mu_w}{\mu_f} \right)^{0,15} \left( \frac{\rho_w}{\rho_f} \right)^{0,1}, \quad \text{де} \quad \overline{C_p} = \frac{h_w - h_f}{t_w - t_f}$$



Гістограми розподілу відхилень формул, протестованих на відповідність даним для труб, кільцевих каналів, 3- та 7-стрижневої ТВЗ (T – труби; KK – кільцеві канали; 3С – 3-стрижнева і 7С – стрижнева збірки)

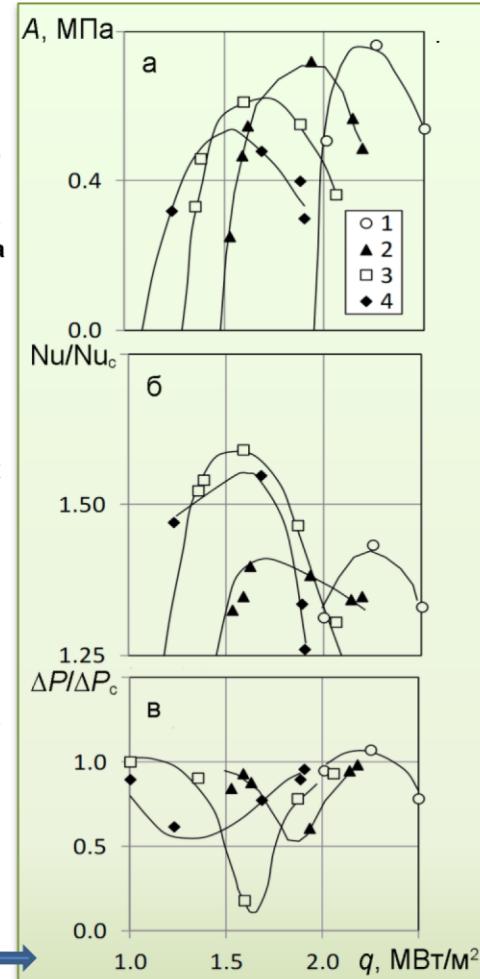
### ВПЛИВ ТЕРМОАКУСТИЧНИХ КОЛІВАНЬ ПОТОКУ НА ТЕМПЕРАТУРНИЙ РЕЖИМ В ТРУБАХ І КІЛЬЦЕВИХ КАНАЛАХ

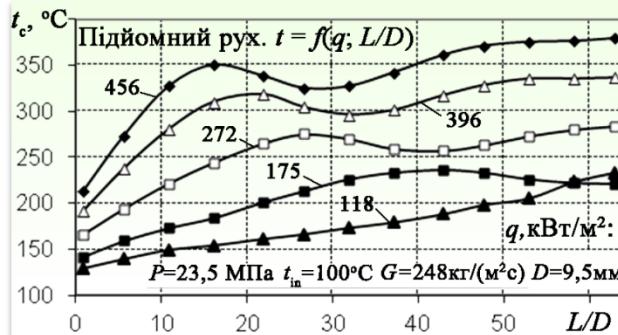
Значні вільна конвекція і термічне прискорення потоку, які призводять до покращення або до погіршення тепlop передачі при певних умовах, найбільш загальними з яких є  $t_w > t_m > t_f$ , часто співпадають з виникненням термоакустичних коливань тиску (ТАК), амплітуда яких може сягати 2,5 МПа. Не дивлячись на важливість проблеми ТАК, це явище слабо вивчено взагалі і в кільцевих каналах, як проміжній формі між трубами і ТВЗ при надкритичній температурі води, зокрема. В попередніх роботах було виявлено, що амплітуда коливань залежить від співвідношення отриманої енергії та її дисипації, тоді як їх частота залежить від пластичних властивостей теплоносія і геометрії каналу.

**Головна мета дослідження** – визначення області існування ТАК в круглих та кільцевих каналах і вплив виду обігріву (внутрішньої або зовнішньої поверхні вертикального кільцевого каналу) при підйомному русі води НКТ і наступних параметрах: масова швидкість  $G = 50 \dots 3000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ; входна температура  $t_{in} = 20 \dots 379^\circ\text{C}$ ; тепловий потік  $q \leq 4 \text{ МВт}/\text{м}^2$ . Канали: 1) труби внутрішнім діаметром  $ID = 4,4$  та  $3,3$  мм і обігрівною довжиною  $l_h = 960, 535$  та  $255$  мм; 2) кільцевий канал з  $ID = 10 \times 6$  мм (кільцевий проміжок 2 мм) і  $l_h = 300$  мм. При певних умовах у зазначеному діапазоні параметрів виникали коливання з частотою від 100 до 500 Гц. Їх амплітуда у більшості експериментів зі зростанням теплового потоку проходила через максимум, величина якого зменшувалась зі зростанням температури води на вході в канал. Сторона обігріву (внутрішня або зовнішня) слабко впливалась на амплітуду, однак область існування ТАК при внутрішньому обігріві пересувалась в бік більших теплових потоків. Експериментальні результати **переконливо продемонстрували**, що ТАК виникають при інтенсивності тепlopідведення  $q/G$ , яка значно (в 2...3 рази) нижча, ніж  $(q/G)_b$ , котра є межею між нормальнюю і погіршеною тепловіддачею.

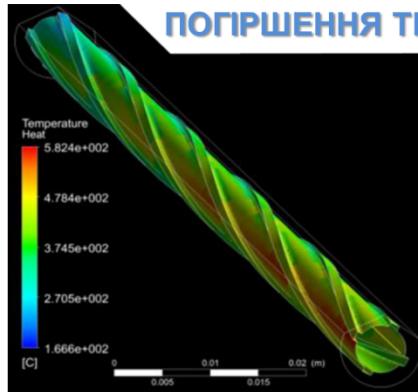
Амплітуда коливань тиску (а), зведені тепlop передача (б) і гідравлічний опір кільцевого каналу (в) як функції теплового потоку.  $G = 2000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;  $t_{in}, ^\circ\text{C}: 1 - 184; 2 - 225; 3 - 250; 4 - 270$

Тобто, запропоновано систему двох ітераційних рівнянь, спільне рішення яких автоматично узгоджує теплові і гідравлічні параметри каналу і, тим самим, найкраще серед відомих залежностей для Nu відтворює температурний режим каналу навіть і при псевдокритичному стані води.

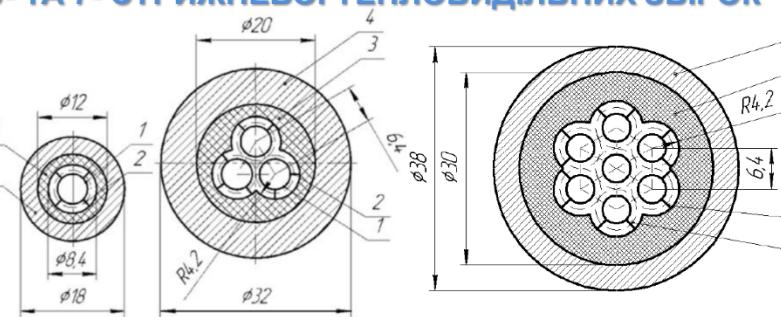




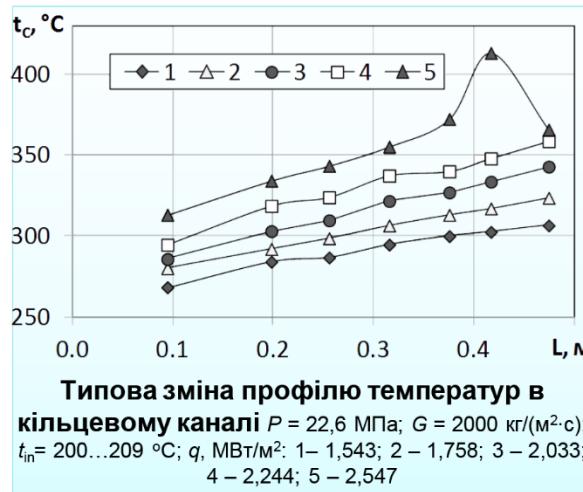
Вперше встановлено, що «пік» температури відповідає координаті закінчення формування вхідного термічного примежового шару, який вимагає витрати певної кількості теплової енергії. Цей висновок пояснює природу добре відомого «вхідного піка» температури і дає можливість розрахувати його місце в конкретному каналі, що й було зроблено в роботі. Виявилось, що погіршення тепловіддачі має місце не тільки при підйомному, а й при опускному русі потоку, хоча і не таке значне. Максимальна різниця в рівнях тепловіддачі може сягати 3 і більше разів.



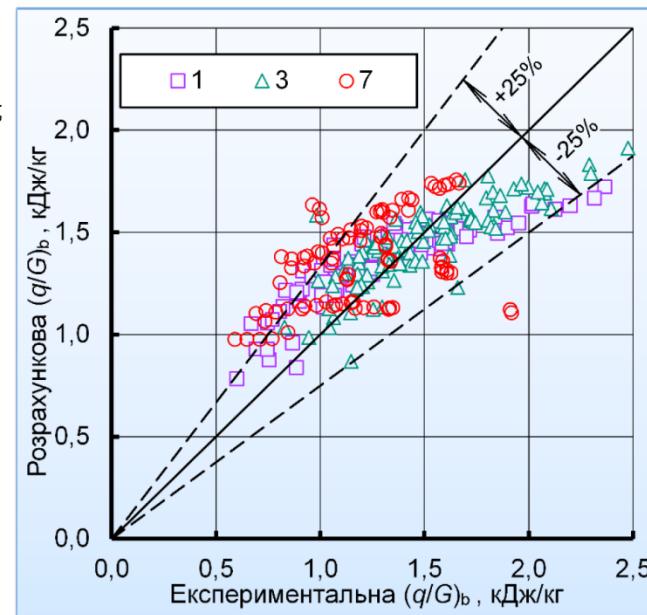
3D зображення моделі твела



Поперечний переріз кільцевого каналу, 3- і 7-стрижневої ТВЗ  
1 - твель; 2 - дистанціювальне ребро; 3 - діелектричний витискувач;  
4 - оболонка



Дослідження теплогідралічних характеристик імітаторів ТВЗ з трикутною решіткою виконувались в рамках Скоординованих Наукових Програм МАГАТЕ 2008-2019 років «Аналіз і прогнозування теплогідралічних явищ, що мають місце в реакторах, які охолоджуються водою надкритичного тиску (SCWRs)» та « Особливості тепlopпередачі і тестування теплогідралічних кодів для SCWRs», їх результати включені в звітні документи МАГАТЕ (IAEA-TECDOC-1746 та IAEA-TECDOC-1900) і вже використовуються при тестуванні CFD моделей турбулентності для прогнозування температурних режимів ТВЗ при проектному і проміжних та аварійних навантаженнях реакторів 4-го покоління.



Точність прогнозування  $(q/G)_b$  в дослідженіх моделях ТВЗ (1, 3 і 7 – кількість «паливних» стрижнів)



**За тематикою роботи опубліковано 17 монографій ( з них 5 видано за кордоном),  
9 підручників і навчальних посібників, 520 наукових статей ( в тому числі, 76 – в англомовних  
виданнях з імпакт-фактором), отримано 18 патентів України на винахід (з них 1 є діючим),  
3 закордонних патенти, 6 патентів на промисловий зразок, 93 патенти на корисну модель. Загальна  
кількість посилань на публікації авторів / h-індекс роботи згідно баз даних складають відповідно:  
Scopus – 183/6, Web of Science – 41/4, Google Scholar – 1000/13. За даною тематикою захищено**

**9 докторських і 34 кандидатських дисертацій.**



З метою підвищення ефективності, надійності і безпеки експлуатації енергетичних установок виконано комплекс фундаментальних і прикладних досліджень і розробок за тематикою, яка включає: процеси в парорідинних потоках, в тому числі, термоакустичні явища та теплогідродинамічну нестійкість; теплогідрравлічні процеси при надкритичних параметрах теплоносія в тепловидільних збірках активних зон перспективних атомних реакторів; конвективний теплообмін в розвинених теплообмінних поверхнях; високоефективні системи теплопередачі випаровувально-конденсаційного типу; оптимізацію ефективних стратегій управління надійністю енергообладнання.

- Вперше розглянута динаміка гетерогенного двофазного потоку в снарядно-пробковому режимі. Показано, що швидкість звуку в ньому, на відміну від гомогеного потоку, визначається не взаємодією молекул, а макровзаємодією парових снарядів і рідких пробок. Ці дослідження дозволили розробити оригінальні рішення для зниження вібрації дренажних трубопроводів і уникнення системної нестійкості течії конденсату.
- Вперше встановлені фізичні умови виникнення кризи течії, які дозволили пояснити роботу пароводяних інжекторів, розробити основи системи діагностики течії верхнього блоку корпусних реакторів.
- На основі закономірностей течії двофазного потоку розроблено шнековий завихрювач з безударним входом для ліквідації вібрації та ерозійно-корозійного зносу трубопроводів електростанцій.
- Вперше встановлені режими течії закрученого двофазного потоку, що дозволило розробити відцентровий деаератор для деаерації теплоносія в трубопроводах теплових мереж.
- Розроблено комбіновану турбіну Тесла-Лаваля для аварійного підживлення парогенератора власною парою в режимі холодного пуску при повному знестирумленні енергоблоку.
- Розроблено систему контролю протікання фланців верхньої кришки корпусу реактора ВВЕР-1000.
- Розроблено оперативний спосіб виявлення дефектних ТВЗ, який забезпечує значну економічну ефективність.
- Вперше отримано критерій, який дозволяє діагностувати пошкодження та контролювати герметичність енергетичної арматури при вхідному контролі та після ремонту.
- Отримала розвиток теорія конвективного теплообміну в пакетах оребрених і гладких труб, що забезпечило підвищення ефективності і надійності теплообмінного обладнання енергетичних установок. Вперше створено фізичну модель процесів течії і теплообміну на поверхні ребристих труб. Отримано універсальні узагальнюючі залежності для визначення характеристик інтенсивності теплообміну і аеродинамічного опору в пакетах оребрених і гладких труб в діапазонах геометричних і режимних параметрів, що відповідають вимогам існуючих і можливих потреб.
- На основі виявлених закономірностей запропоновано нові методи інтенсифікації теплообміну в пакетах оребрених труб і нові типи розвинутих поверхонь - плоскоovalальні труби з неповним поперечним оребренням, труби з конфузорно підігнутими ребрами, труби з накатним пелюстковим оребренням та гвинтоподібні труби з рівнорозвиненими зовнішньою і внутрішньою поверхнями. Запропоновані і досліджені нові типи розвинених поверхонь дозволяють покращити масогабаритні показники теплообмінного обладнання на 30–50 %, знизити аеродинамічний опір в 2–2,5 рази, підвищити його надійність і поліпшити експлуатаційні характеристики.
- Виявлено та проаналізовано теплофізичні переваги високоефективних теплообмінників ВКТ, що обумовлюють актуальність і доцільність їх створення і впровадження в енергетичних установках. Комплекс цих переваг достатньо точно відповідає вимогам і умовам, що висуваються до пасивних систем тепловідведення і теплового захисту в атомній енергетиці, а також забезпечує створення високоефективних теплообмінних апаратів для енергетичних і енергозберігаючих технологій.

- Проаналізовано теплофізичні фактори, що обмежують теплопередавальну здатність систем теплопередачі ВКТ. Отримано закономірності і залежності для визначення величин максимальних теплових потоків, які відповідають кожному з обмежувальних факторів. Вирішено актуальні задачі оптимізації конструктивних параметрів ВКС з метою мінімізації термічного опору. Результати експериментальних досліджень розроблених ТЕ ВКТ підтверджують відповідність їх ТПЗ рівню теплових навантажень для систем теплопередачі, тепловідведення і теплового захисту, які створені і можуть бути створені на основі таких і подібних елементів.
- На основі результатів проведених теплофізичних досліджень запропоновані нові технічні рішення зі створення пасивних систем ВКТ для аварійного відведення теплоти в ядерних енергетичних установках, охолодження відпрацьованого ядерного палива, протипожежного теплового захисту металоконструкцій будівель теплових і атомних електростанцій. Такі рішення підвищують надійність і безпеку функціонування енергогенеруючих об'єктів, а їх реалізація є менш вартісною внаслідок конструктивного спрощення і можливості відмови від притаманного активним системам дублювання обладнання.
- Досліджено теплогідралічні характеристики 3- та 7- стрижневих моделей ТВЗ активної зони реакторів 4-го покоління, яка має охолоджуватись водою НКП. Частина досліджень виконувалась в рамках двох міжнародних програм SCWR МАГАТЕ і їх результати включені в звітні документи МАГАТЕ 2014 і 2019 років.
- Розроблено методику розрахунку теплогідралічних характеристик потоку води НКП в трубах, кільцевих та технологічних каналах, які імітують твели за формою та гіdraulічним діаметром. Досліджені режимні параметри відповідають або номінальним, або проміжним (аварійним) параметрам одного з вірогідних проектів (наприклад, ВВЕР-НКП).
- Доведено можливість і визначено умови погіршення тепловіддачі, здатного зруйнувати ТВЗ або порушити їх герметичність і цим вивести з ладу енергоблок.
- Запропоновано фізично обґрутовану залежність між геометричними і режимними параметрами теплоносія та рівнем прогнозованого погіршення тепловіддачі ТВЗ. Отримані експериментальні дані узагальнено співвідношенням для прогнозування припустимих теплових навантажень обігрівних каналів безпосередньо за допомогою їх геометричних і режимних параметрів.
- Створено унікальну базу даних ПТН в широкому діапазоні режимних параметрів для зазначених ТВЗ, яка дозволяє екстраполювати значення коефіцієнта ПТВ на ТВЗ з більшою кількістю твелів, а також вдосконалювати комп’ютерні моделі турбулентності, розвиток яких стримується гострою нестачею експериментальних даних.
- Запропонована нова методика розрахунку теплових режимів, з системою двох ітераційних співвідношень для коефіцієнтів гіdraulічного опору тертя та тепловіддачі виявилася найточнішою для прогнозування режимів, за якими зараз тестиються відомі емпіричні залежності.
- Розроблено інженерні методики розрахунку теплообміну і аеродинамічного опору трубчастих поперечно-oreбрених конвективних поверхонь, що стали основою Керівного технічного матеріалу РТМ 108.030.140-87 «Розрахунок і рекомендації по проектуванню поперечно-oreбрених конвективних поверхонь нагрівання стаціонарних котлів» і розділів останньої редакції «Нормативного методу теплового розрахунку котлів», які є обов’язковими для використання у проектних і конструкторських організаціях енергетичного профілю і застосовуються в багатьох країнах світу.
- За результатами виконаних досліджень і розробок створені та впроваджені в різних секторах енергетики повітропідігрівачі, економайзери, котли-утилізатори газотурбінних і парогазових установок та інші високоефективні теплообмінні апарати, які забезпечують суттєве підвищення показників енергоефективності основного устаткування. На даний час майже 450 теплообмінних апаратів ефективно функціонують протягом кількох років на об’єктах ряду галузей, забезпечуючи реальну річну економію природного газу на рівні 20 млн. м<sup>3</sup>.
- Економічний ефект від впровадження тільки частини результатів роботи в атомній енергетиці України складає 773,2 млн. грн.