

**РОЗРОБКА НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ  
УТИЛІЗАЦІЇ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ДВЗ В КОГЕНЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВКАХ.  
ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК**

*В. Г. Горобець, доктор технічних наук, професор*

*В. І. Троханяк, кандидат технічних наук, доцент*

*Є. О. Антипов, кандидат технічних наук, доцент*

*Ю. Г. Горобець, аспірант*

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

*E-mail: [gorobetsv@ukr.net](mailto:gorobetsv@ukr.net)*

**Анотація.** Запропоновано нову конструкцію теплообмінника для утилізації вихлопних газів двигуна внутрішнього згорання, що входить до складу когенераційної установки, яка відрізняється від традиційних конструкцій наявністю компактних пучків труб малого діаметра при відсутності проміжків між сусідніми трубами в повздовжньому напрямку руху газового теплоносія. Розроблена методика теплового розрахунку теплообмінника-утилізатора, яка дає можливість визначити розміри теплообмінника. Проведений аналіз отриманих результатів та показано, що нова конструкція теплообмінника-утилізатора має ряд переваг порівняно з відомими конструкціями теплообмінників кожухотрубного типу. Знайдено, що нова конструкція теплообмінника покращує масогабаритні показники теплообмінника-утилізатора порівняно з відомими конструкціями і може бути використана при розробці когенераційних установок на базі двигунів внутрішнього згорання.

**Ключові слова:** кожухотрубний теплообмінник, методика розрахунку, тепловий розрахунок, конструкція, когенераційна установка, трубний пучок

**Актуальність.** Розробка та вдосконалення когенераційних установок є одним із пріоритетних напрямків розвитку енергетики. Когенераційні установки набувають все більшого поширення, оскільки мають ряд переваг щодо ефективності, екологічності та інших факторів порівняно з традиційними джерелами теплової і електричної енергії, а саме ТЕЦ і котельними установками. Сучасні когенераційні установки використовуються і мають широкі перспективи впровадження в різних галузях промисловості, комунальному господарстві, агропромисловому комплексі завдяки високому ККД (90-95 %). Особливо актуальним є впровадження

когенераційних установок у нинішніх умовах, оскільки заміна в якості джерел теплових електростанцій когенераційними установками підвищує стійкість системи енергопостачання у воєнних умовах та є надійним джерелом теплової і електричної енергії для об'єктів критичної інфраструктури. Для воєнної галузі основним джерелом електричної енергії є дизель-генератори, але при цьому вони не продукують теплову енергію. Модернізація таких установок з використанням теплообмінників для отримання гарячої води за рахунок теплоти відпрацьованих газів ДВЗ є важливим фактором для опалення і гарячого водопостачання воєнних об'єктів.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Теплообмінники кожухотрубного типу, що входять до складу когенераційних установок, мають широке застосування в теплоенергетичних установках і системах, в технологічних процесах промислових підприємств, в комунальній енергетиці, у відновлювальній енергетиці, при енергопостачанні агрохолдінгів, фермерських господарств [1-3]. Велика кількість робіт експериментального і обчислювального характеру присвячена вивченню процесів гідродинаміки і теплообміну в теплообмінниках різної конструкції з метою покращення їх теплотехнічних характеристик і масогабаритних показників.

Ряд статей [4-8] присвячено дослідженню кожухотрубних теплообмінників з шаховим і коридорним розташуванням пучків труб.

Дослідженнями тісних поперечно обтічних пучків гладких труб циліндричної форми з їх коридорним розташуванням з метою визначення їх оптимальної конструкції займався З. Аїба [4, 5].

У статті [6] представлено огляд технологій рекуперації відхідного тепла дизельних двигунів та конструкцій теплообмінників, що використовуються для отримання теплової енергії. Запропоновано перспективні конструкції для збільшення рекуперації тепла з вихлопних газів дизельних двигунів.

В роботі [7] приведено експериментальне дослідження теплопередачі пучків плоскоовальних труб з шаховим розташуванням шляхом зміни їх поздовжнього та поперечного кроків. Проведено порівняння отриманих результатів з відомими

розрахунковими залежностями для пучків труб та визначена їх оптимальна конфігурація.

Значна кількість робіт [8-11] присвячена вивченню впливу структурних факторів на зменшення габаритних розмірів, підвищення теплової ефективності та зменшення гідравлічних втрат в теплообмінниках кожухотрубного типу, наприклад, з використанням перегородок, оребрення та інших факторів.

У дослідженні [8] було запропоновано нову інноваційну конструкцію перегородок для зменшення втрат тиску з боку оболонки без шкоди для теплових характеристик теплообмінників. Для моделювання та візуалізації тривимірного поля турбулентного потоку з боку оболонки було використано обчислювальну гідродинаміку (CFD), щоб дослідити різні форми перегородок. Результати моделювання показали, що тризонна перегородка може бути кращою за кілька інших розглянутих конфігурацій. Було зроблено висновок, що тризональні перегородки покращили характеристики теплообмінників як з точки зору швидкості теплопередачі, так і з точки зору втрат тиску.

У роботі [9] проведено тривимірну обчислювальну динаміку рідини (CFD) для пучків труб різного профілю і гвинтових перегородок в кожухотрубних теплообмінниках з використанням комерційного програмного забезпечення ANSYS FLUENT. Показано, що використання таких конструкцій призводить до покращення термогідравлічних характеристик та до більш високих показників тепловіддачі в порівнянні з сегментарними перегородками. Вплив гладкого та рифленого оребрення на теплогідродинамічні характеристики компактних теплообмінників з овальними трубками досліджено в роботі [10].

У статті [11] при чисельному моделюванні процесів гідродинаміки і тепдопереносу визначалась ефективність кожухотрубних теплообмінників при використанні різних типах перегородок, таких як сегментний, подвійний сегментний, гвинтовий, дисковий і бубликовий, затискний антивібраційний та інші. У результаті досліджень проведені оцінки їхнього впливу на продуктивність теплообмінника за допомогою таких параметрів, як загальний коефіцієнт теплопередачі, перепад тиску і критерії оцінки ефективності.

У дослідженні [12] визначалась продуктивність теплопередачі, падіння тиску, коефіцієнт тертя, ексергії та критерії підвищення ефективності кожухотрубного теплообмінника через геометричні модифікації циліндричної оболонки. За допомогою програмного забезпечення SolidWorks було запропоновано три модифіковані конструкції оболонки: модель оболонки зі скрученим квадратом, модель оболонки із дзеркальним квадратом і модель оболонки з гофрованим квадратом. Результати досліджень показали, що найвищий коефіцієнт теплопередачі (з підвищенням на 24,4 % порівняно з іншими) отримано для оболонки у вигляді скрученого квадрата.

У роботі [13] були досліджені теплові та гідравлічні характеристики трьох різних кожухотрубних теплообмінників, включаючи режим гладкої труби, режим з ребристою трубою і оптимізований режим з ребристою трубою. У результаті запропоновано конструкцію оребреної поверхні з направляючим виступом, конфігурація якої має найвищу теплову ефективність порівняно з двома іншими конфігураціями.

У роботі [14] коефіцієнт тепловіддачі та перепад тиску на зовнішній поверхні пучка труб експериментально отримані для трьох різних типів мідних трубок (гладких, рифлених та при наявності мікроребер).

Було здійснено аналіз існуючих типів когенераційних установок на базі ДВЗ і конструкцій теплообмінних апаратів кожухотрубного типу, які використовуються для утилізації продуктів згоряння ДВЗ. Показано, що відомі конструкції теплообмінників вказаного типу використовують пучки труб великого діаметру з шаховим або коридорним їх розташуванням. Слід зауважити, що використання трубних пучків з шаховим і коридорним розташуванням, перегородок і оребрення різного типу може призводити до значних гідравлічних втрат, збільшення масових і габаритних показників теплообмінного обладнання. Однією із важливих вимог до теплообмінників-утилізаторів для когенераційних установок є необхідність їх невеликого гідравлічного опору по газового тракту, який обумовлений обмеженнями по втратам тиску для роботи ДВЗ в номінальному режимі. При значних гідравлічних втратах або перевищенні максимально допустимих значень

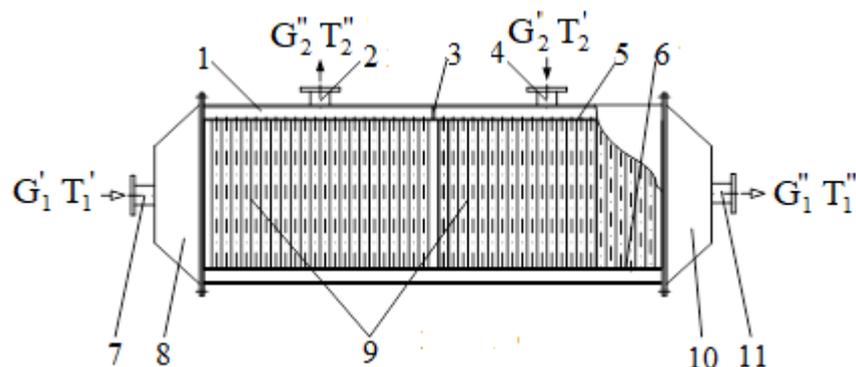
робота двигунів погіршується або призводить до їх зупинки. Виконання цієї умови при розробці теплообмінного обладнання обумовлює великі габарити і масу такого обладнання, а також призводить до значних економічних витрат на його виготовлення.

Водночас кількість робіт, присвячених дослідженню процесів теплопередачі та гідродинаміки в компактних гладкотрубних пучках, зокрема, з трубками малого діаметру, які утворюють ряди з мінімальними інтервалами між трубами, що дає можливість суттєво скоротити розміри і масу кожухотрубних теплообмінників, є недостатньо вивченою [15]. Крім того, важливим є розробка інженерних методик розрахунку теплообмінників нового типу, який дасть можливість розробникам теплообмінного обладнання освоїти інженерну методику розрахунку теплообмінників таких конструкцій.

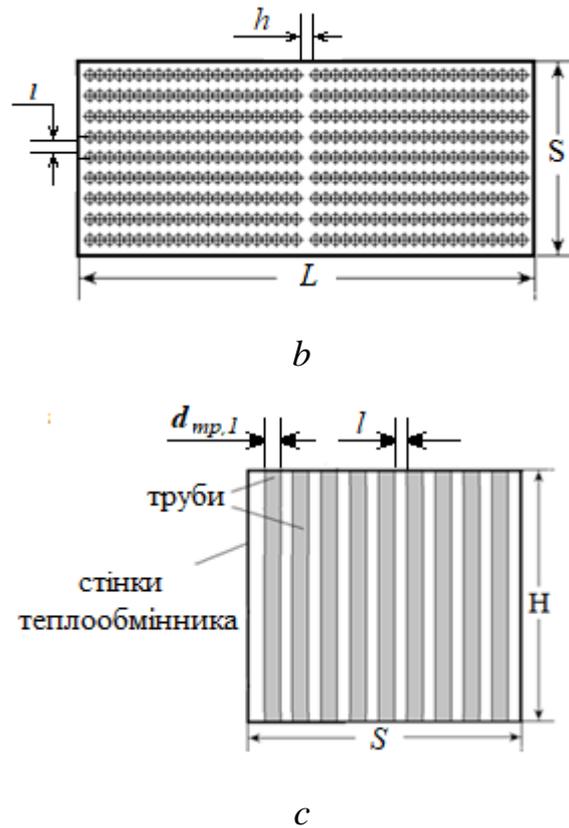
**Мета дослідження** - розробити методику теплового розрахунку нової конструкції кожухотрубного теплообмінника для отримання його масогабаритних характеристик та провести розрахунок теплообмінника-утилізатора для когенераційних установок.

#### **Матеріали та методи дослідження.**

*Розробка нової конструкції теплообмінника-утилізатора.* Запропоновано нову конструкцію кожухотрубного теплообмінника для утилізації продуктів згоряння ДВЗ, що входить до складу когенераційних установках. Загальна схема теплообмінного апарату наведена на рис. 1.



a



**Рис. 1. Загальна схема теплообмінника:**

*a* - переріз загального виду:  $G_1', T_1'$ ;  $G_1'', T_1''$  - параметри входу і виходу гарячого теплоносія (вихлопних газів);  $G_2', T_2'$ ;  $G_2'', T_2''$  - параметри входу і виходу холодного теплоносія (очищеної води); *b* – вигляд трубного пучка зверху; *c* – поперечний переріз трубного пучка

Теплообмінний апарат складається з горизонтального корпусу 1 та закріпленими в ньому трубними дошками 5 і 6 між якими встановлено вертикальний пучок 9 з коридорним розташуванням трубок, які торкаються між собою і утворюють ряди. У вертикальному та горизонтальному перерізі пучок 9 має форму прямокутника. Підведення охолоджуючої рідини в корпус здійснюється через патрубок 4, а відведення через патрубок 2. Пучок труб розділений на дві секції з певною кількістю трубок в кожній секції. У верхньому колекторі наявна перегородка 3, яка їх розділяє. При такій конструкції теплоносії спочатку входить в перший колектор з патрубком 4, далі через трубну дошку протікає в першій секції трубного пучка, виходить через нижню трубну дошку в нижній колектор, в якому перетікає в другу секцію пучка, виходить через трубну дошку в колектор з патрубком 4, який є вихідним патрубком для теплоносія. Корпус 1 являє собою

нероз'ємну жорстку конструкцію і з торців закритий кришками 8 і 10. Кришка 8 має патрубок 7 для входу гарячого теплоносія, а кришка 10 патрубок 11 для його виходу. Слід зауважити, що в наведеному на рис. 1 теплообміннику є лише одна перегородка у верхньому колекторі по воді, який створює дві секції трубного пучка, через які відбувається прокачка водяного теплоносія. В загальному випадку при конструюванні теплообмінників кількість перегородок 3 і відповідно кількість секцій може бути більшою.

Особливість і відмінність запропонованої конструкції теплообмінника від традиційних конструкцій, в яких використовуються шахові або коридорні пучки труб великого діаметру, полягає в тому, що проміжки між сусідніми трубами в повздовжніх рядах відсутні, тобто вони дотикаються одна до одної. Крім того, в пучках використовуються труби малого діаметра. Така конструкція дає можливість зменшити розміри і масу теплообмінного апарату.

*Методика теплового розрахунку теплообмінників для когенераційних установок.* При розрахунку рекуператора необхідно знати дані про масові витрати

теплоносіїв  $G_{1,m}$  і  $G_{2,m}$   $\left[ \frac{кг}{с} \right]$ , загальну кількість теплоти, яку необхідно відвести  $Q$   $[Вт]$  або теплову потужність теплообмінника. Крім того, необхідно також знати теплофізичні властивості теплоносіїв – коефіцієнти теплопровідності  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$ , густину  $\rho_1$  і  $\rho_2$ , питому теплоємність  $c_{p1}$  і  $c_{p2}$ , коефіцієнти динамічної і кінематичної в'язкості  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  і  $\nu_1$ ,  $\nu_2$ , значення числа Прандтля для кожного теплоносія  $Pr_1$ ,  $Pr_2$ . Слід врахувати, що властивості теплоносіїв необхідно вибирати для середньої температури теплоносіїв  $\bar{T}_1$  і  $\bar{T}_2$ . Крім того, необхідно знати коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки  $\lambda_{СТ}$

При відомій тепловій потужності теплообмінника  $Q$ , яка знаходиться із рівняння теплового балансу по гарячому і холодному теплоносієві

$$Q_1 = G_{1,m} c_{p1} (T_1'' - T_1') \quad (1)$$

$$Q_2 = G_2 c_{P2} (T_2'' - T_2'), \quad (2)$$

знаходимо температуру гарячого і холодного теплоносіїв на виході

$$\begin{aligned} T_1'' &= T_1' - \frac{Q_1}{G_1 c_{P1}}, \\ T_2'' &= T_2' + \frac{Q_2}{G_2 c_{P2}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Потім знаходимо середню температуру теплоносіїв

$$\begin{aligned} \bar{T}_1 &= \frac{1}{2} (T_1' + T_1''), \\ \bar{T}_2 &= \frac{1}{2} (T_2'' + T_2'). \end{aligned} \quad (4)$$

Далі за цими значеннями із таблиць знаходимо значення теплофізичних характеристик теплоносіїв: густину  $\rho_1, \rho_2$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_1, \lambda_2$ ; коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_1, \nu_2$ ; число Прандтля  $Pr_1, Pr_2$ .

Потім вибираємо тип теплообмінника і визначаємо характер руху теплоносіїв – прямотік, протитік або перехресний тік.

Для теплообмінника, конструкція якого приведена на рис. 1, характер руху теплоносіїв – перехресний тік. Задаємо поперечні розміри кожуха  $S, H$ , зовнішній і внутрішній діаметр труб  $d_{mp,1}$  і  $d_{mp,2}$ , відстань між трубами в сусідніх рядах  $l$ . Покладаємо, що перший теплоносій (гарячі вихлопні гази) рухається в міжтрубному просторі, а другий теплоносій (холодна вода) протікає всередині трубного пучка.

Тепловий розрахунок теплообмінника. Знаходимо швидкість руху для першого теплоносія (вихлопних газів) у вузькому перерізі міжтрубного каналу

$$W_{1,гуз} = \frac{G_{1,V}}{F_{ПЕР,1}}, \quad (5)$$

де  $G_{1,V} = \frac{G_{1,m}}{\rho_{1,V}}$  – об'ємна витрата першого теплоносія,  $F_{ПЕР,1} = H \cdot S - n_{mp} H \cdot d_{mp,1}$  –

площа поперечного перерізу в міжтрубному каналі,  $n_{mp} = S / (d_{mp,1} + l)$  – кількість

труб в одному ряді при поперечному перерізі пучка,  $d_{mp,1}$  – зовнішній діаметр труб,  $H, S$  – відповідно висота і ширина міжтрубного каналу в прямокутному кожусі,  $l$  – відстань між сусідніми трубами в повздовжніх рядах пучка (див. рис. 1б).

Знаходимо число Рейнольдса для першого теплоносія

$$Re_1 = \frac{W_{1,гыз} d_{mp,1}}{\nu_1}. \quad (6)$$

В якості характерної швидкості при розрахунку числа Рейнольдса використовується швидкість потоку у вузькому перерізі пучка  $W_{1,гыз}$ .

Знаходимо число Нуссельта для першого теплоносія, що визначається з критеріального рівняння, яке знайдене експериментальним шляхом [16]

$$Nu_1 = 0,399 Re_1^{0,655}, \quad (7)$$

де  $Nu_1 = \frac{\alpha_1 d_{mp,1}}{\lambda_1}$ ,  $Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1}$ .

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі із сторони першого теплоносія (продуктів згоряння)

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{mp,1}}. \quad (8)$$

Задаємо кількість рядів в одній секції трубного пучка  $N_{ряд,сек}$  і відповідно знаходимо кількість труб в одній секції  $N_{тр,сек} = N_{ряд,сек} n_{тр}$ .

Знаходимо швидкість руху для 2-го теплоносія (води) в трубах

$$W_2 = \frac{G_{2,v}}{F_{ПЕР,2}}, \quad (9)$$

де  $G_{2,v} = \frac{G_{2,m}}{\rho_{2,v}}$  – об'ємна витрата другого теплоносія,  $F_{ПЕР,2} = N_{тр,сек} \pi d_{mp,2}^2 / 4$  –

площа поперечного перерізу труб, в яких протікає другий теплоносієй,  $d_{mp,2}$  – внутрішній діаметр труб.

Знаходимо число Рейнольдса для 2-го теплоносія

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_{mp,2}}{\nu_2}. \quad (10)$$

Порівнюємо його з критичним числом Рейнольдса  $\text{Re}_{KP} = 2300$  і вибираємо режим руху другого теплоносія.

Обчислюємо число Нуссельта для другого теплоносія з критеріальних рівнянь, які справедливі для теплообміну в каналах і знайдені експериментальним шляхом [17]:

при  $\text{Re}_2 < \text{Re}_{KP}$  для ламінарного режиму течії

$$\text{Nu}_2 = 0.66 \text{Re}_2^{0.5} \text{Pr}_2^{0.43}; \quad (11)$$

при  $\text{Re}_2 \geq \text{Re}_{KP}$  для турбулентного режиму течії

$$\text{Nu}_2 = 0.021 \text{Re}_2^{0.8} \text{Pr}_2^{0.43}. \quad (12)$$

Знаходимо коефіцієнт тепловіддачі для другого теплоносія

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_{mp,2}}. \quad (13)$$

Знаходимо коефіцієнт теплопередачі на поверхні труб (вважаємо, що кривизна труб не має суттєвого впливу на теплообмін)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (14)$$

Якщо відомо, що в процесі експлуатації теплообмінна поверхня має забруднення, додаємо до термічного опору стінки  $\frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}}$  термічний опір шару

забруднень на внутрішній і зовнішній поверхні труб  $\frac{\delta_{3,1}}{\lambda_{3,1}}, \frac{\delta_{3,2}}{\lambda_{3,2}}$ , тобто маємо

$\frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{\delta_{3,1}}{\lambda_{3,1}} + \frac{\delta_{3,2}}{\lambda_{3,2}}$ . Якщо дані величини невідомі, задаємо  $K_{\text{эф}}=0,8K$  (деякий запас теплової потужності теплообмінника).

Знаходимо середньологарифмічний температурний напір між теплоносіями (для випадку протитоку і перехресного току)

$$\Delta\bar{T} = \varepsilon \frac{\Delta T_{\delta} - \Delta T_M}{\ln \frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_M}}, \quad (15)$$

де  $\Delta T_{\delta} = T_1' - T_2''$ ,  $\Delta T_M = T_1'' - T_2'$  для протитоку,  $\varepsilon$  - поправочний коефіцієнт для перехресного току (для протитоку  $\varepsilon = 1$ ) [18].

Знаходимо площу теплообмінної поверхні (площу поверхні труб)

$$F_{\text{ПОВ}} = \frac{Q}{K_{\text{эф}} \cdot \Delta\bar{T}} \left[ \text{м}^2 \right]. \quad (16)$$

Знаходимо загальну довжину труб в пучку

$$L_{\text{ТР}} = \frac{F_{\text{ПОВ}}}{P_{\text{ТР}}}, \quad (17)$$

де  $P_{\text{ТР}} = \pi d_{\text{тр},1}$  - зовнішній периметр однієї труби в пучку.

Знаходимо кількість труб в пучку теплообмінника

$$N_{\text{ТР}} = \frac{L_{\text{ТР}}}{H}, \quad (17)$$

де  $H$  – довжина однієї труби в пучку по висоті кожуха. З врахуванням кількості труб в одній секції  $N_{\text{тр,сек}}$  знаходимо кількість секцій в трубному пучку

$$N_{\text{сек}} = N_{\text{ТР}} / N_{\text{тр,сек}}. \quad (18)$$

Слід врахувати, що отримане значення не є цілим числом, тому його величину округлюємо до цілого в сторону збільшення. Це дає можливість збільшити кількість труб в пучку, підвищити потужність теплообмінника та покращити його характеристики під час експлуатації.

Враховуючи, що повздовжній крок між сусідніми рядами труб рівний  $d_{\text{тр},1}$  і приймаючи до уваги величину проміжків між секціями і розміри кришок колекторів по газовому тракту, можна визначити довжину теплообмінника:

$$L_{\text{ТЕП}} = N_{\text{ряд}} d_{\text{тр},1} + (N_{\text{сек}} - 1)h + 2L_{\text{кр}}, \quad (19)$$

де  $N_{ряд} = N_{TP} / n_{mp}$  - кількість рядів в пучку,  $n_{mp}$  - кількість труб в кожному повздовжньому ряді,  $h$  - відстань між сусідніми секціями,  $L_{кр}$  - розміри кришок колектора в повздовжньому напрямі руху газового теплоносія (див. рис.1) .

Таким чином, в результаті проведених розрахунків можна визначити розміри теплообмінника в умовах поперечного обтікання трубного пучка, розробити реальну конструкцію і виготовити теплообмінник для теплоенергетичних установок різного призначення.

**Результати досліджень та їх обговорення.** Використовуючи наведену вище методику проведено розрахунок теплообмінника-утилізатора відпрацьованих газів ДВЗ когенераційної установки. Вибираємо такі вихідні теплофізичні і геометричні параметри теплообмінника.

Масова витрата продуктів згоряння ДВЗ  $G_{1,m}=0,74$  кг/с і води  $G_{2,m}= 0,117$  кг/с; температури теплоносіїв – газового теплоносія на вході  $T_1' = 500$  °С, води на вході  $T_2' = 12$  °С, води на виході  $T_2'' = 80$  °С.

Теплофізичні властивості теплоносіїв: коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_1=0.0454$  Вт/(м °С) і  $\lambda_2=0.57$  Вт/(м °С), густина  $\rho_1=0,727$  кг/м<sup>3</sup> і  $\rho_2=1000$  кг/м<sup>3</sup>, питома теплоємність  $c_{p1}=1,23$  кДж/(кг°С) і  $c_{p2}= 4.1878$  кДж/(кг°С), коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_1=23,2 \times 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с,  $\nu_2=1,519 \times 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с, число Прандтля для кожного теплоносія  $Pr_1=0,4471$ ,  $Pr_2=11.337$ .

Вибираємо розміри кожуха  $L_{кож}=0,22$  м,  $H_{кож}=0,2$  м, причому розміри міжтрубного каналу, в якому знаходиться трубний пучок з врахуванням геометричних розмірів водяних колекторів будуть рівними  $L=0,2$  м,  $H=0,2$  м, зовнішній і внутрішній діаметр труб  $d_{mp,1} = 0,012$  м і  $d_{mp,2} = 0,01$  м, відстань між сусідніми рядами труб  $l=0,005$  м (див. рис. 1). Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб, які виготовлені з нержавіючої сталі, складає  $\lambda_{mp} = 16,2$  Вт/(м °С).

За формулами (1), (2) враховуючи, що  $Q_1 \approx Q_2$  (теплові втрати від поверхні ізолюваного кожуха мінімальні), знаходимо потужність теплообмінника-утилізатора  $Q = 33,318$  кВт. За формулою (3) визначаємо температуру відхідних газів на виході з теплообмінника  $T_2'' = 161,5$  °С. Далі проводимо тепловий розрахунок теплообмінника згідно методики, яка викладена вище.

Результати теплового розрахунку теплообмінника-утилізатора приведені в табл. 1.

### 1. Значення параметрів, отриманих в тепловому розрахунку

Теплоносій	Швидкість теплоносія, W, м/с	Число Рейнольдса, Re	Число Нуссельта, Nu	Коефіцієнт теплообміну $\alpha$ Вт/(м <sup>2</sup> °С)	Коефіцієнт теплопередачі K, Вт/(м <sup>2</sup> °С)
Продукти згоряння	8.09	4184.5	83.46	291.36	247.8
Вода	0.045	297.5	32.34	1843.18	

Загальна площа теплообмінної поверхні трубного пучка складає  $F_{ПОВ} = 0,64$  м<sup>2</sup>. Загальна довжина труб в трубному пучку  $L_{ТР} = 16,98$  м. Кількість труб в пучку  $N_{ТР} = 85$  шт. Задана кількість рядів в одній секції трубного пучка  $N_{ряд,сек} = 3$ . Кількість труб в одній секції  $N_{тр,сек} = 33$ . Відповідно кількість секцій в трубному пучку  $N_{сек} = 3$ . При цьому підвищується кількість труб в пучку  $N_{ТР} = 99$  шт. Враховуючи величину відстань між сусідніми секціями  $h = 0,01$  м і розмір кришок колекторів по газовому тракту  $L_{кр} = 0,2$  м знаходимо розміри теплообмінника  $L_{ТЕП} = 0,528$  м.

Порівняння масогабаритних показників нової конструкції кожухотрубного теплообмінника з компактним пучком труб малого діаметра показує, що його розміри в 1,7-2 рази, маса на 15-20 % менша порівняно з теплообмінниками відомих конструкцій з шаховим і коридорним розташуванням трубного пучка.

### **Висновки і перспективи.**

1. Розроблена методика теплового розрахунку кожухотрубного теплообмінника нової конструкції з кожухом прямокутного поперечного перерізу при поперечному обтіканні компактного пучка труб малого діаметра, що дає можливість визначити його габаритні характеристики при розробці конкретних теплообмінних апаратів для теплоенергетичного обладнання різного призначення.

2. Використовуючи розроблену методику проведено розрахунок теплообмінника-утилізатора для когенераційної установки, до складу якої входить двигун внутрішнього згоряння. Визначено теплова потужність теплообмінника, отримані температурні характеристики продуктів згоряння і водяного теплоносія, його загальні розміри, площу теплообмінної поверхні і кількість труб в трубному пучку.

3. Проведено порівняння характеристик теплообмінника-утилізатора нової конструкції з теплообмінниками відомих конструкцій при шаховому і коридорному розташуванні труб в пучку. Показано, що теплообмінник нової конструкції має розміри в 1,7-2 рази меншу, а масу на 15-20 % меншу порівняно з традиційними конструкціями.

### **References**

1. Zukauskas A. (1987). Heat transfer from tubes in crossflow. *Adv. Heat Transf.*, 18, 87-159.
2. J.E. Hesselgreaves, R. Law, D. Reay (2016). *Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation* Hesselgreaves. Butterworth-Heinemann, United Kingdom.
3. Taler D. (2019). *Numerical Modelling and Experimental Testing of Heat Exchangers*. Springer, Berlin-Heidelberg.
4. S. Aiba, T. Ota, M. Tsuchida (1980). Heat transfer of tubes closely spaced in an in-line bank. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 21, 311-319.
5. Aiba S. (1990). Heat transfer around a tube in in-line tube banks near a plane wall. *J. of Heat Transfer*, 112, 933-938.
6. M. Hatami, D.D. Ganji, M. Gorji-Bandpy (2014). A review of different heat exchangers designs for increasing the diesel exhaust waste heat recovery. *Renewable and sustainable energy reviews*, 37, 168-181
7. E.N. Pis'mennyi, V.A. Kondratyuk, Yu.V. Zhukova, A.M. Tereh (2011). Convective heat exchange of cross-washing straggle packs of flat-oval tubes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2/8 (50), 4-8.

8. N. Biçer, T. Engin, H. Yaşar, E. Büyükkaya, A. Aydın, A. Topuz (2021). Design optimization of a shell-and-tube heat exchanger with novel three-zonal baffle by using CFD and taguchi method. International Journal of Thermal Sciences, 155. 106417. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106417>.

8a. Omar Hossin, Alfarami Suliman, El-sawi Azeldin, Zeo Mohammed. Numerical Simulation (2021). Cross Flow in In-Line Square Tube Array to Estimate the Convective Heat Transfer Coefficient/ American Journal of Energy Research, 9 (2), 84-91. DOI: 10.12691/ajer-9-2-2

9. A. A. Bhuiyan, Islam Akms (2016). Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment Int. J. Heat Mass Transf., 101, 38-59. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.022>

10. H. Bayram, G. Sevilgen (2017). Numerical Investigation of the Effect of Variable Baffle Spacing on the Thermal Performance of a Shell and Tube Heat Exchanger Energies, 10(8), 19. Available at: <https://doi.org/10.3390/en10081156>

11. A.M. Mohammadzadeh, Bahram Jafari, Khashayar Hosseinzadeh (2024). Comprehensive numerical investigation of the effect of various baffle design and baffle spacing on a shell and tube heat exchanger. Applied Thermal Engineering, 49, 15 July 123305. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123305>

12. Ahmed Mahmoud Abdelmoety, Mohammed W Muhieldeen, Wah Yen Tey, Xin Yin, Nour Eldin Beit (2024). Numerical investigations on optimised shell designs of a U-tube heat exchanger. Thermal Science and Engineering Progress, 47, 102327. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.102327>

13. Yasin Maghsoudali, Ali Rastegarkoutenaie, Masoud Sahami, Mofid Gorji Bandpy. (2022). Investigation of the effect of using the finned tubes on the performance of shell and tube heat exchanger by 3D modeling. Journal of Energy Storage, 56 B, 10, 106031. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.106031>

14. R. Hosseini, A. Hosseini-Ghaffar, M. Soltani (2007). Experimental determination of shell side heat transfer coefficient and pressure drop for an oil cooler shell-and-tube heat exchanger with three different tube bundles. Applied Thermal Engineering, 27(5-6), 1001-1008. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.023>

15. Bacellar D. (2014). CFD-based correlation development for air side performance of finned and finless tube heat exchangers with small diameter tubes. Proc. of 15th Int. Refrigeration and Air Conditioning Conf. at Purdue. Paper 1410 from Available at: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1410>. – West Lafayette, Indiana, USA, July 14-17.

16. V.G. Gorobets, Yu.O. Bogdan, V.I. Trokhanyak (2017). Teploobminne obladnannia dlia koheneratsiinykh ustanovok [Heat exchange equipment for cogeneration plants]. Kyiv. «CPU «Komprint», 216.

17. Gorobets V.G. (2023). Teploenerhetychni ustanovky i systemy [Heat and power plants and systems] Kyiv. CPU «Komprint», 623.

18. O.Yu. Spivak, N.V. Resident (2021). Teplomassoobmin. Ch.1 [Heat and mass exchange]. Part 1 Vinnytsia: VNTU, 112.

**DEVELOPMENT OF NEW HEAT EXCHANGER DESIGN FOR THE USE OF EXHAUST GASES OF ICE IN COGENERATION PLANTS. HEAT CALCULATION**

*V. Gorobets, V.I. Trokhanyak, I. Antipov, Yu Gorobets*

**Abstract.** *A new design of a heat exchanger for the use of exhaust gases of an internal combustion engine, which is part of a cogeneration plant, is proposed. This exchanger differs from traditional designs by the presence of compact bundles of small diameter pipes with no gaps between adjacent pipes in the longitudinal direction of the gas coolant movement. A method of heat calculation of heat exchanger-utilizer has been developed, which makes it possible to determine the dimensions of heat exchanger. The results obtained have been analyzed and it has been shown that the new design of heat exchanger-utilizer has a number of advantages compared to the known designs of shell-and-tube heat exchangers. It has been found that the new design of heat exchanger improves the mass-dimensional indicators of heat exchanger-utilizer compared to known designs and can be used in the development of cogeneration plants based on internal combustion engines.*

**Key words:** *shell-and-tube heat exchanger, method calculation, heat calculation, design, cogeneration plant, tube bundle*