

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

ГІДРАВЛІЧНИЙ 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

Анотація. Запропоновано нову конструкцію теплообмінника для утилізації вихлопних газів двигуна внутрішнього згоряння, що входить до складу когенераційної установки, яка відрізняється від традиційних конструкцій наявністю компактних пучків труб малого діаметра за відсутності проміжків між сусідніми трубами в повздовжньому напрямку руху газового теплоносія. Розроблена методика гідравлічного розрахунку теплообмінника-утилізатора, яка дає можливість визначити потужність димососа при видаленні продуктів згоряння і насоса для перекачування водяного теплоносія. Знайдено, що нова конструкція теплообмінника має суттєво менші втрати тиску в міжтрубному каналі теплообмінника-утилізатора порівняно з відомими конструкціями, визначені потужності димососа і водяного насоса, які можуть бути використані при виборі теплоенергетичного обладнання для когенераційних установок на базі двигунів внутрішнього згоряння.

Ключові слова: *теплообмінник, місцеві втрати тиску, втрати тиску за рахунок тертя, димосос, водяний насос*

Актуальність. Розробка та вибір теплоенергетичного обладнання для когенераційних установок є одним із важливих задач при їх конструюванні. Модернізація таких установок з використанням теплообмінників для отримання гарячої води за рахунок теплоти відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), а також вибір обладнання для перекачування теплоносіїв газовим і водяним трактами є важливим фактором при виборі такого обладнання.

Слід зауважити, що використання трубних пучків з шаховим і коридорним розташуванням, перегородок і оребрення різного типу може призводити до значних

гідравлічних втрат, збільшення потужності вентиляційного і водонасосного обладнання при перекачуванні гарячого і холодного теплоносіїв. Однією із важливих вимог до теплообмінників-утилізаторів для когенераційних установок є їх невеликий гідравлічний опір газового тракту, який є необхідним обмеженням для роботи ДВЗ в номінальному режимі [1]. При значних гідравлічних втратах або перевищенні максимально допустимих значень втрат тиску робота двигунів погіршується або призводить до їх зупинки. Виконання цієї умови при розробці теплообмінного обладнання обумовлює необхідність розробки таких конструкцій теплообмінників-утилізаторів, для яких аеродинамічні і гідравлічні втрати тиску будуть мінімальними.

При розробці нового теплоенергетичного обладнання для когенераційних установок необхідно розробити методику розрахунку втрат тиску в газовому і водяному трактах теплообмінника-утилізатора нової конструкції, що дасть можливість визначати необхідну потужність вентиляційного і водяного насосів при розробці такого обладнання.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У статті [1] було розроблено методику теплового розрахунку для нової конструкції кожухотрубного теплообмінника для утилізації продуктів згоряння ДВЗ, яка наведена на рисунку.

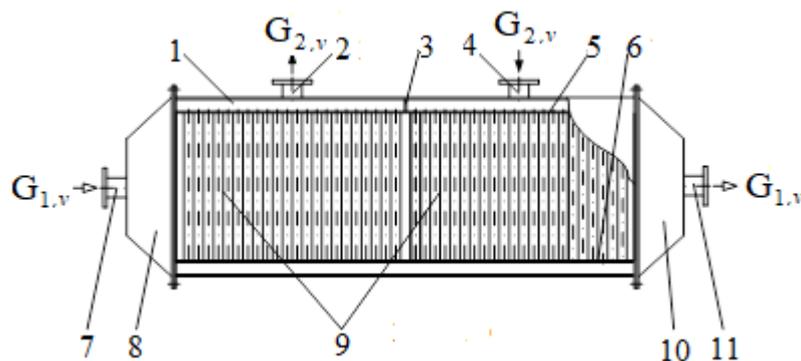


Рисунок. Загальна схема теплообмінника:

- 1 – зовнішній корпус теплообмінника; 2 – вихідний фланець водяного тракту; 3 – перегородка між колекторами водяного тракту у верхній частині теплообмінника;
- 4 - вхідний фланець водяного тракту; 5- трубна дошка у верхній частині теплообмінника; 6 - трубна дошка у верхній частині теплообмінника; 7 – фланець вхідного колектора газового тракту; 8 – вхідний колектор по газовому тракту; 9 –

трубний пучок; 10 – вихідний колектор по газовому тракту; 11 – вихідний фланець по газовому тракту; $G_{1,v}$, $G_{2,v}$ - об'ємні витрати газових продуктів згоряння і води відповідно.

Слід зауважити, що в наведеному на рис. 1 теплообміннику є лише одна перегородка у верхньому колекторі по воді при наявності двох секцій в трубному пучку, через які відбувається прокачка водяного теплоносія. В загальному випадку при конструюванні теплообмінників такого типу кількість таких перегородок і секцій може бути більшою.

Мета дослідження – розроблення методики гідравлічного розрахунку теплообмінників для когенераційних установок.

Матеріали та методи дослідження. При розрахунку теплообмінника-утилізатора необхідно знати величину масових та об'ємних витрат теплоносіїв. Якщо відомі масові витрати газового і водяного теплоносіїв відповідно $G_{1,m}$, $G_{2,m}$

Можна визначити їх об'ємні витрати $G_{1,v} = \frac{G_{1,m}}{\rho_1}$, $G_{2,v} = \frac{G_{2,m}}{\rho_2} \left[\frac{M^3}{c} \right]$, де ρ_1 і ρ_2 - густина газового і водяного теплоносія. Крім того, необхідно також визначити такі теплофізичні властивості теплоносіїв: коефіцієнти динамічної і кінематичної в'язкості, відповідно, μ_1 , μ_2 і ν_1 , ν_2 [3]. Слід врахувати, що властивості теплоносіїв необхідно вибирати для середньої температури теплоносіїв \bar{T}_1 і \bar{T}_2 . При розрахунку втрат тиску газовим і водяним трактами теплоносію необхідно вибрати геометричні розміри фланців, кількість і розміри труб в пучку, кількість перегородок і секцій, а також визначити швидкість руху теплоносіїв у кожному елементі теплообмінника. Загальні втрати тиску складаються із місцевих втрат і втрат за рахунок тертя. Місцеві втрати тиску обумовлені зміною розмірів і геометрії каналів в окремих елементах теплообмінника (фланців, колекторів, трубних дошок, тощо), наявністю звужень і розширень в каналах, поворотів при русі теплоносія та інших факторів [2]. При розрахунку втрат за рахунок тертя необхідно враховувати режим течії теплоносія (ламінарний або турбулентний).

Матеріали та методи дослідження.

Аеродинамічний розрахунок втрат тиску газовим теплоносієм.

Сумарні місцеві втрати тиску знаходимо за формулою:

$$\Delta p_{\Sigma,м} = \sum_{i=1}^N \Delta p_{i,м} \quad (1)$$

де N – загальна кількість місцевих втрат.

Проводимо розрахунок цих втрат для кожного i -го елемента пучка по газовому тракту.

1) вхід в передню камеру (колектор):

$$\Delta p_{1,кол} = \xi_{кол} \frac{\rho_1 W_{1,фл}^2}{2} \quad (2)$$

де коефіцієнти місцевих втрат тиску визначаються експериментальним шляхом [4]

$\xi_{кол} = 1,0$, а швидкість газу у фланці $W_{1,фл}$ знаходимо за формулою:

$$W_{1,фл} = \frac{G_{1,в}}{S_{фл,1}}, \quad (3)$$

де $S_{фл,1} = \pi d_{фл,з}^2 / 4$ - площа поперечного перерізу фланця, $d_{фл,з}$ - внутрішній діаметр вхідного фланця за газовим теплоносієм;

2) втрати при вході в першу секцію трубного пучка:

$$\Delta p_{2,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_1 W_{1,гыз}^2}{2}, \quad (4)$$

де коефіцієнт місцевих втрат при вході в першу секцію трубного пучка $\xi_{тр} = 1$;

3) втрати при виході з першої секції трубного пучка:

$$\Delta p_{3,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_1 W_{1,гыз}^2}{2}, \quad (5)$$

де $\xi_{тр} = 1$;

4) вхід в міжтрубний канал, що знаходиться між першою і другою секціями трубного пучка:

$$\Delta p_{4,м} = \xi_{кан} \frac{\rho_1 W_{1,гыз}^2}{2}, \quad (6)$$

де $\xi_{кан} = 1$;

5) втрати при вході в другу секцію трубного пучка:

$$\Delta p_{5,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_1 W_{1,гыз}^2}{2}, \quad (7)$$

де $\xi_{тр} = 1$;

6) втрати при виході з другої секції трубного пучка:

$$\Delta p_{6,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_1 W_{1,гыз}^2}{2}, \quad (8)$$

де $\xi_{кан} = 1$;

7) вхід в міжтрубний канал, що знаходиться між другою і третьою секціями трубного пучка:

$$\Delta p_{7,м} = \xi_{кан} \frac{\rho_1 W_{1,гыз}^2}{2}, \quad (9)$$

де $\xi_{кан} = 1$;

8) за наявності довільної кількості секцій в трубному пучку методика розрахунку місцевих втрат тиску не міняється, втрати тиску при вході в i -ту секцію пучка:

$$\Delta p_{i,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_1 W_{1,гыз}^2}{2}, \quad (10)$$

де $\xi_{тр} = 1$;

9) втрати при виході з i -ої секції трубного пучка:

$$\Delta p_{i,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_1 W_{1,гыз}^2}{2}, \quad (11)$$

де $\xi_{кан} = 1$;

10) вхід в міжтрубний канал, що знаходиться між i -ою і $i+1$ -ою секціями трубного пучка:

$$\Delta p_{i,кан} = \xi_{кан} \frac{\rho_1 W_{1,гыз}^2}{2}, \quad (12)$$

де $\xi_{кан} = 1$; $i=1,2,\dots,N$; N – кількість секцій в трубному пучку;

11) після виходу газового теплоносія з останньої секції знаходимо втрати тиску при виході із задньої камери (колектора) і вході у вихідний фланець:

$$\Delta p_{2,фл} = \xi_{кол} \frac{\rho_1 W_{1,фл}^2}{2}, \quad (13)$$

де $\xi_{кол} = 1,0$, а швидкість газів у фланці розраховується за формулою (3).

Сумарний місцевий опір знаходимо при сумуванні окремих складових місцевих втрат тиску газовим трактом:

$$\Delta p_{\Sigma,м} = \Delta p_{1,фл} + \sum_{i=2}^{N+1} (2\Delta p_{i,тр} + \Delta p_{i,кол}) + \Delta p_{2,фл}. \quad (14)$$

Розрахунок втрат тиску за рахунок тертя за газом.

Основні втрати тиску за рахунок тертя мають місце при течії газу в каналах між сусідніми рядами труб.

Знаходимо втрати тиску за газом за рахунок тертя в каналах між сусідніми рядами труб в пучку для кожної секції за формулою:

$$\Delta p_{i,тер} = \xi_{тер} \frac{L_{i,сек}}{d_{1,екв}} \frac{\rho_1 W_{1,гвз}^2}{2}, \quad (15)$$

де $\xi_{тер}$ - коефіцієнт тертя, $L_{i,сек}$ - довжина каналу для i -ї секції в напрямку руху газового теплоносія.

Розрахунок коефіцієнта тертя $\xi_{тер}$ знаходиться експериментальним шляхом і залежить від режиму течії в трубах або каналах некругового перерізу.

При $Re_d < 2300$ величина коефіцієнта гідравлічного опору за рахунок тертя $\xi_{тер}$ визначається за формулою Пуазейля (ламінальний режим течії) [4]:

$$\xi_{тер} = \frac{64}{Re_d}, \quad (16)$$

при $Re_d > 2300$ втрати тиску визначаються за формулою Блазіуса (турбулентний режим течії) [4]

$$\xi_{тер} = 0,3164 Re_d^{-0,25}, \quad (17)$$

де число Рейнольдса знаходимо за формулою для каналів некругового поперечного перерізу:

$$\text{Re}_d = \frac{W_{\text{кан}} d_{\text{екв,кан}}}{\nu}, \quad (18)$$

де $W_{\text{кан}}$ - швидкість теплоносія в каналі, $d_{\text{екв,кан}}$ - еквівалентний діаметр каналу, ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості теплоносія.

В якості характерного розміру $d_{\text{екв,кан}}$ при розрахунку числа Рейнольдса береться еквівалентний діаметр каналу, який може мати довільну форму поперечного перерізу:

$$d_{\text{екв,кан}} = \frac{4F_{\text{кан}}}{P_{\text{кан}}}, \quad (19)$$

де $F_{\text{кан}}$ - площа поперечного перерізу каналу, $P_{\text{кан}}$ - периметр поперечного перерізу каналу.

Для газового теплоносія знаходимо число Рейнольдса в міжтрубному просторі:

$$\text{Re}_{1,d} = \frac{W_{1,\text{вуз}} d_{1,\text{екв}}}{\nu_1}, \quad (20)$$

де $W_{1,\text{вуз}}$ - швидкість газу у вузькому перерізі трубного пучка.

Знаходимо за формулою (19) еквівалентний діаметр каналу між сусідніми рядами труб $d_{1,\text{екв}}$, для яких $F_{1,\text{кан}} = H \cdot l$, $P_{1,\text{кан}} = 2(H + l)$ - площа поперечного перерізу каналу і його периметр, відповідно, де H - висота міжтрубного каналу, l - ширина каналу (відстань між сусідніми рядами труб).

Після розрахунку втрат тиску для окремих секцій за формулою (15) знаходимо сумарні втрати тиску за рахунок тертя:

$$\Delta p_{\text{з,тер}} = \sum_{i=1}^M \Delta p_{i,\text{тер}}, \quad (21)$$

де M - кількість секцій в трубному пучку.

Знаходимо загальні аеродинамічні втрати тиску в газовому тракті

$$\Delta p_{\text{газ}} = \Delta p_{\text{з,м}} + \Delta p_{\text{з,тер}}. \quad (22)$$

Визначаємо потужність вентилятора або димососа, необхідного для видалення відхідних газів для знайденого падіння тиску $\Delta p_{\text{газ}}$ за формулою:

$$N_{н,газ} = \Delta p_{газ} \frac{G_{1,v}}{\eta_n}, \quad (23)$$

де η_n - ККД вентилятора або димососа.

Гідравлічний розрахунок втрат тиску за водяним теплоносієм.

Розрахунок місцевих гідравлічних втрат.

Загальні місцеві втрати тиску у водяному тракту визначаються за формулою:

$$\Delta p_{в,м} = \sum_{i=1}^N \Delta p_{i,м}, \quad (24)$$

де $\Delta p_{i,м}$ - місцеві втрати тиску для окремого i -го елемента теплообмінника за водяним трактом, N – загальна кількість місцевих втрат.

Розглянемо ці втрати:

1) вхід у камеру (колектор) із вхідного фланця:

$$\Delta p_{1,фл} = \xi_{кол} \frac{\rho_2 W_{2,фл}^2}{2}, \quad (25)$$

де $W_{2,фл}$ - швидкість водяного теплоносія у фланці вхідного колектора. Коефіцієнт місцевих втрат ξ залежить від геометрії каналу, в якому протікає теплоносій [4], для входу в камеру(колектор) $\xi_{кол} = 1,0$.

Швидкість руху води у вхідному фланці визначається за формулою:

$$W_{2,фл} = \frac{G_{2,v}}{S_{фл,2}}, \quad (26)$$

де $S_{фл,2} = \pi d_{фл,е}^2 / 4$ - площа поперечного перерізу фланця, $d_{фл,е}$ - внутрішній діаметр вхідного фланця по водяному теплоносію;

2) вхід у верхню трубну дошку для першої секції:

$$\Delta p_{2,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (27)$$

де W_2 - швидкість водяного теплоносія в трубах, коефіцієнт місцевих втрат при вході в трубну дошку, $\xi_{тр} = 1,0$;

3) вихід із нижньої трубної дошки для першої секції:

$$\Delta p_{3,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (28)$$

де $\xi_{тр} = 1,0$;

4) вхід в нижній колектор і поворот:

$$\Delta p_{4,м} = \xi_{кол} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (29)$$

де $\xi_{кол} = 1,5$;

5) вхід у нижню трубну дошку для другої секції:

$$\Delta p_{5,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (30)$$

де $\xi_{тр} = 1,0$;

6) вихід із верхньої трубної дошки для другої секції:

$$\Delta p_{6,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (31)$$

де $\xi_{тр} = 1,0$;

7) вхід у верхній колектор і поворот:

$$\Delta p_{7,кол} = \xi_{кол} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (32)$$

де $\xi_{кол} = 1,5$;

8) за наявності кількох секцій процедура розрахунку повторюється, вхід у верхню трубну дошку для i -ї секції:

$$\Delta p_{i,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (33)$$

де $\xi_{тр} = 1,0$;

9) вихід із нижньої трубної дошки для i -ї секції:

$$\Delta p_{i,м} = \xi_{тр} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (34)$$

де $\xi_{тр} = 1,0$;

10) вхід у нижній колектор і поворот для i -ї секції:

$$\Delta p_{i,кол} = \xi_{кол} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (35)$$

де $\xi_{кол} = 1,5$;

11) вихід із верхнього колектора у фланець для останньої секції:

$$\Delta p_{2,фл} = \xi_{кол} \frac{\rho_2 W_{2,фл}^2}{2}, \quad (36)$$

де $\xi_{кол} = 1,0$, $W_{2,фл}$ - швидкість водяного теплоносія у фланці вихідного колектора, який розраховується за формулою (3), $i=2,3, \dots, M, M+1$; де M – кількість секцій в трубному пучку.

Загальний місцевий опір знаходимо при сумуванні складових місцевих втрат тиску:

$$\Delta p_{в,м} = \Delta p_{1,фл} + \sum_{i=1}^{M+1} (2\Delta p_{i,мп} + \Delta p_{i,кол}) + \Delta p_{2,фл}. \quad (37)$$

Гідравлічні втрати тертя по воді.

Основні втрати за рахунок тертя будуть при протіканні води в пучку труб для кожної секції, які знаходимо за формулою:

$$\Delta p_{i,тер} = \xi_{тер} \frac{L_i}{d_{мп,2}} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (38)$$

де $\xi_{тер}$ - коефіцієнт тертя в трубах, L_i – довжина труби в i -й секції, $d_{2,мп}$ - внутрішній діаметр труб.

При розрахунку коефіцієнта тертя $\xi_{тер}$ за формулами (16)- (19) для течій в трубах круглого поперечного перерізу $d_{екв,кан} = d_{мп,2}$, де $d_{мп,2}$ - внутрішній діаметр труб в пучку.

Після розрахунку втрат тиску за рахунок тертя для кожної i -ї секції пучка знаходимо загальні втрати тиску за рахунок тертя по воді:

$$\Delta p_{в,тер} = \sum_{i=1}^M \Delta p_{i,тер} \quad (39)$$

де M – кількість секцій в трубному пучку..

Загальні гідравлічні втрати по воді обчислюємо за формулою:

$$\Delta p_{вод} = \Delta p_{в,м} + \Delta p_{в,тер} \cdot \quad (40)$$

Потужність насоса для прокачки води через теплообмінник знаходимо за формулою:

$$N_{н,вод} = \Delta p_{вод} \frac{G_{2,v}}{\eta_n}, \quad (41)$$

де $G_{2,v}$ – об'ємні витрати водяного теплоносія, η_n – ККД перекачувального насоса.

У результаті проведених розрахунків встановлюється потужність димососа і водяного насоса, яка необхідна для прокачки теплоносіїв в газовому і водяному тракці теплообмінника.

Результати досліджень та їх обговорення. Використовуючи наведену вище методичку, проведений гідравлічний розрахунок теплообмінника-утилізатора відпрацьованих газів ДВЗ когенераційної установки. Теплофізичні і геометричні параметри теплообмінника-утилізатора знайдені при тепловому розрахунку, який наведений у роботі [1].

Масова витрата продуктів згоряння $G_{1,m}=0,74$ кг/с і води $G_{2,m}= 0,117$ кг/с, густина $\rho_1=0,727$ кг/м³ і $\rho_2=1000$ кг/м³, об'ємна витрата відповідно складає $G_{1,v}=0,11$ м³/с. $G_{2,v}= 0,000117$ м³/с, коефіцієнт кінематичної в'язкості для продуктів згоряння і води відповідно рівний $\nu_1=23,2 \times 10^{-6}$ м²/с і $\nu_2=1,519 \times 10^{-6}$ м²/с.

Розміри теплообмінника-утилізатора знайдені при тепловому розрахунку, який наведений в роботі [1]: ширина $L_{кож}=0,22$ м, висота $H_{кож}=0,2$ м, довжина $L_{ТЕП}=0,528$ м, зовнішній і внутрішній діаметр труб $d_{ТР,1}=0,012$ м і $d_{ТР,2}=0,01$ м, відстань між сусідніми повздовжніми рядами труб $l=0,005$ м, розміри міжтрубного каналу, в якому знаходиться трубний пучок, ширина $L_i=0,2$ м, висота $H=0,2$ м, довжина міжтрубного каналу, в якому розміщений трубний пучок $L_{кан,між} = 0,108$ м (див. рисунок).

У теплообміннику згідно тепловому розрахунку, який наведений в [1], наявний трубний пучок налічує 99 труб довжиною 0,2 м кожна, які розміщені в трьох секціях, де кожна секція має 3 поперечні ряди труб, які розташовані перпендикулярно до напрямку газового потоку, в кожному ряді налічується 11

труб, що складає 33 труби в кожній секції, довжина міжтрубного каналу для кожної секції $L_{i,сек} = 36$ мм, а величина відстані (зазору) між сусідніми секціями складає $h=10$ мм.

У водяному тракті наявні вхідний і вихідний колектор з фланцями, внутрішній діаметр яких складає $d_{фл,в} = 20$ мм, а також два поворотні колектори. У газовому тракті наявні вхідний і вихідний колектор з фланцями, внутрішній діаметр яких складає $d_{фл,г} = 100$ мм, а також міжтрубний канал, в якому продукти згоряння ДВЗ обтікають трубний пучок в умовах перехресного току водяного і газового теплоносіїв (рисунок).

Далі наведений гідравлічний розрахунок теплообмінника згідно методики, яка викладена вище.

Слід врахувати, що при розрахунку місцевих втрат по водяному теплоносію необхідно провести розрахунок його швидкості у вхідному і вихідному фланці $W_{фл}$, який залежить від його діаметра. Розрахунок показує, що при величині внутрішнього діаметра вхідного і вихідного фланця $d_{фл,в} = 20$ мм швидкість води у фланцях складає $W_{фл} = 0,37$ м/с. По газовому теплоносію при діаметрі вхідного і вихідного фланця $d_{фл,г} = 100$ мм швидкість газів у фланцях буде рівною $W_{л,фл} = 13,98$ м/с. Результати гідравлічного розрахунку теплообмінника-утилізатора приведені в таблиці.

1. Значення параметрів, отриманих при гідравлічному розрахунку

Теплоносій	Швидкість теплоносія, W, м/с	Місцеві втрати тиску, Па	Втрати тиску за рахунок тертя, Па	Загальні втрати тиску, Па	Потужність вентилятора, насоса, Вт
Продукти згоряння	8.09	356,25	10,71	366,96	41,85
Вода	0.0452	148,02	1256,47	1404,49	0,21

Аналіз результатів розрахунку втрат тиску по газовому теплоносію показує значно менші втрати порівняно з втратами, які мають місце при використанні кожухотрубних теплообмінників з коридорним і шаховим розташуванням трубного пучка. Крім того, величина цих втрат суттєво менша граничних втрат тиску в

теплообмінному обладнанні когенераційних установок, які забезпечують роботу ДВЗ в номінальному режимі. Це дає можливість використовувати нову конструкцію теплообмінників в когенераційних установках з використанням ДВЗ.

Висновки і перспективи.

1. Розроблена методика гідравлічного розрахунку теплообмінників-утилізаторів нової конструкції, що використовують компактні пучки труб малого діаметру, які можуть бути рекомендовані при розробці теплообмінного обладнання для когенераційних установок на базі двигунів внутрішнього згоряння.

2. Показано, що втрати тиску по газовому теплоносію в запропонованих теплообмінниках значно менші порівняно з відомими конструкціями кожухотрубних теплообмінників з шаховими і коридорними трубними пучками.

3. Розроблена методика гідравлічного розрахунку може бути використана інженерами при розробці нового теплоенергетичного обладнання для когенераційних установок.

Список використаних джерел

1. Горобець В.Г., Богдан Ю.О., Троханяк В.І. Теплообмінне обладнання для когенераційних установок: монографія. Київ: «ЦП «Компринт». 2017. 216 с.
2. Горобець В.Г., Троханяк В.І., Антипов Є.О., Горобець Ю.Г. Розробка нової конструкції теплообмінника для утилізації відхідних газів ДВЗ в когенераційних установках. Тепловий розрахунок. Енергетика і автоматика. 2025. №5.
3. Співак О.Ю., Резидент Н.В. Тепломасообмін. Ч.1. Вінниця: ВНТУ, 2021. 112 с.
4. Горобець В.Г. Теплоенергетичні установки і системи. Київ: ЦП «КОМПРИНТ», 2023. 623 с.

References

1. Gorobets, V.G., Bogdan, Yu.O., Trokhanyak, V.I. (2017). Heat exchange equipment for cogeneration plants: monograph. Kyiv: «CPU «Komprint», 216.
2. Gorobets, V.G., Trokhanyak, V.I., Antipov, I.O., Gorobets, Yu.G. (2025). Development of a new design of a heat exchanger for the utilization of exhaust gases of internal combustion engines in cogeneration plants. Thermal calculation. Power engineering and automation, 5.
3. Spivak, O.Yu., Resident, N.V. (2021). Heat exchange. Part 1. Vinnytsia: VNTU, 112.
4. Gorobets, V.G. (2023). Heat power plants and systems. Kyiv: «CPU «Komprint», 623.

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

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

Abstract. *New design of heat exchanger for utilization of exhaust gases of an internal combustion engine, which is part of cogeneration plant, is proposed. This design differs from traditional designs by the presence of compact bundles of small diameter pipes in the absence of gaps between adjacent pipes in the longitudinal direction of gas coolant. Method of hydraulic calculation of heat exchanger-utilizer has been developed, which makes it possible to determine the power of smoke exhauster when removing combustion products and pump for pumping water coolant. It was found that new design of heat exchanger has significantly lower pressure losses in the intertube channel of heat exchanger-utilizer compared to known designs. Capacities of smoke exhauster and water pump have been determined, which can be used when selecting heat energy equipment for cogeneration plants based on internal combustion engines.*

Key words: *heat exchanger, local pressure losses, pressure losses due to friction, smoke exhauster, water pump*