

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства
та природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики
та гідравлічних машин

01-06-84М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи з навчальної дисципліни
«Тепломасообмін» для здобувачів вищої освіти першого
(бакалаврського) рівня за ОПП «Теплоенергетика»
спеціальності 144 «Теплоенергетика» галузі знань 14
«Електрична інженерія» усіх форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННІВГП
Протокол № 10 від 20 червня 2023 р.

Рівне – 2023

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з навчальної дисципліни «Тепломасообмін» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за ОПП «Теплоенергетика» спеціальності 144 «Теплоенергетика» галузі знань 14 «Електрична інженерія» усіх форм навчання / [Електронне видання] / Куба В. В. – Рівне : НУВГП, 2023. – 24 с.

Укладач: Куба В. В. – старший викладач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

Відповідальний за випуск – Рябенко О.А., д.т.н., професор, завідувач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

Керівник ОПП

Костюк О. П.

© В. В. Куба, 2023

© НУВГП, 2023

Вступ

Методичні вказівки відповідають силабусу з навчальної дисципліни «Тепломасообмін» для здобувачів вищої освіти першого рівня спеціальності 144 «Теплоенергетика».

Курсова робота являється самостійною роботою студента яка завершує вивчення однієї з основних дисциплін напряму підготовки.

Метою курсової роботи є: узагальнити і поглибити знання, що отриманні при вивченні курсу «Тепломасообмін»; закріпити навички студента з використання методів розрахунку тепломасообмінного обладнання.

Курсова робота складається з розрахунків окремих розділів (задач) які зв'язані між собою загальною схемою та розрахунковими значеннями.

1. Зміст курсової роботи

Завдання

Вступ

1 Розрахунок рекуперативного теплообмінного апарату

2 Розрахунок теплотраси

3 Розрахунок котла

Висновки

Література

2. Вихідні дані для розрахунку

Завдання в якому відображенні вихідні дані для розрахунку теплової мережі видає викладач згідно встановленої форми) для кожного студента з зазначенням дати видачі.

Студент виконує курсову роботу відповідно до виданого йому завдання, деякі параметри які входять в розрахунок, студент вибирає особисто.

Принципова схема розрахункової теплової мережі зображена на рис. 2.1.

На рисунку показано: **ТА** – теплообмінний апарат; **К** – котел; t_{11} ; t_{12} - температури гарячого теплоносія на вході та виході в ТА; t_{21} ; t_{22} - температури холодного теплоносія на вході та виході з ТА.

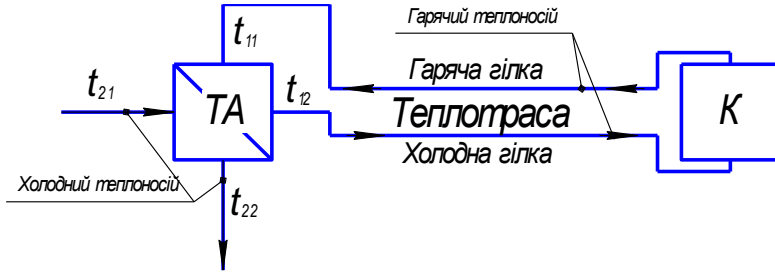


Рис. 2.1. Принципова схема теплової мережі

3. Розрахунок рекуперативного теплообмінного апарату (ТА)

Теплообмінними апаратами називаються пристрої, в яких відбувається процес передачі тепла від одного теплоносія до іншого.

Рекуперативними називаються теплообмінники, в яких гарячий і холодний теплоносії протікають одночасно і теплота передається через стінку, що їх розділяє (котли, підігрівачі, випаровувачі, конденсатори та ін.).

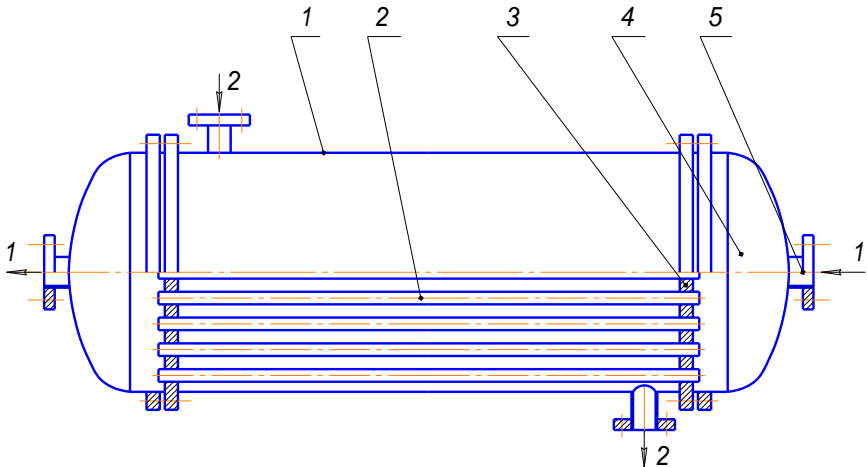


Рис. 3.1. Кожухотрубний, рекуперативний, одноходовий теплообмінний апарат безперервної дії.

1 – корпус або кожух; 2 – труби; 3 – трубні решітки; 4 – днища або кришки розподільчої камери; 5 – фланці.

1-1 – рух гарячого теплоносія; 2-2 – рух холодного теплоносія.

3.1. Вибір швидкості гарячого теплоносія в трубах

Приймаємо швидкість руху гарячого теплоносія рівною (1...5 з кроком 0,5 м/с ($\omega_{ГТ}$)).

3.2. Розрахунок масової витрати гарячого теплоносія

Запишемо рівняння теплового балансу ТА:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}), \quad (3.1)$$

де G_1 - масова витрата гарячого теплоносія, кг/с;

G_2 - масова витрата холодного теплоносія, кг/с;

c_{p1} - середня ізобарна теплоємність гарячого теплоносія, кДж/(кг·К);

c_{p2} - середня ізобарна теплоємність холодного теплоносія, кДж/(кг·К);

t_{11} - температура гарячого теплоносія на вході в ТА, °С;

t_{12} - температура гарячого теплоносія на виході з ТА, °С;

t_{21} - температура холодного теплоносія на вході в ТА, °С;

t_{22} - температура холодного теплоносія на виході з ТА, °С.

Визначаємо середньоарифметичне значення температури гарячого теплоносія, °С

$$t_{p1} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2}, \quad (3.2)$$

При цій температурі, методом інтерполювання, визначаємо фізичні властивості гарячого теплоносія, (c_{p1} ; ρ_{p1} ; λ_{p1} ; ν_{p1} ; Pr_{p1}).

З рівняння (3.1) знаходимо масову витрату гарячого теплоносія, кг/с

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12})}, \quad (3.3)$$

де Q - загальна теплова потужність тепломережі, кВт.

3.3. Розрахунок площі поперечного перерізу трубки для гарячого теплоносія

Масова витрата теплоносія з іншого боку буде записана через рівняння нерозривності потоку:

$$G_1 = \omega_{ГТ} \cdot f_1 \cdot \rho_{p1}, \quad (3.4)$$

де $\omega_{ГТ}$ - швидкість руху гарячого теплоносія, м/с (див. п. 3.1);

f_1 - площа поперечного перерізу трубки, м²;

ρ_{p1} - густина гарячого теплоносія, кг/м³.

З формули (3.4) площа поперечного перерізу трубки рівна:

$$f_1 = \frac{G_1}{\omega_{ГТ} \cdot \rho_{p1}}, \quad (3.5)$$

З [1, табл. 2.15, ст. 110] необхідно прийняти стандартні значення розмірів теплообмінної трубки.

Значення площі поперечного перерізу теплообмінної трубки визначається за формулою, m^2

$$f_{mp} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}. \quad (3.6)$$

3.4. Розрахунок кількості трубок в теплообмінному апараті

Теоретична кількість трубок в ТА рівна:

$$N_{теор} = \frac{f_1}{f_{mp}} \quad (3.7)$$

Згідно [1, табл. 2.13, ст. 107] приймаємо стандартну кількість трубок в ТА. Крок між трубками в трубній решітці визначається за формулою, m

$$S = (1,3 \div 1,6) \cdot d_{зоб} \quad (3.8)$$

Внутрішній діаметр кожуха ТА визначається за формулою, m

$$D_{вн} = 1,1 \cdot S \cdot \sqrt{N_{ст}}. \quad (3.9)$$

Округляємо отримане значення до стандартного значення згідно [1, ст. 108].

3.5. Розрахунок фактичної швидкості руху гарячого теплоносія

Фактична швидкість гарячого теплоносія визначається за формулою, m/c

$$\omega_{ГТ}^{\Phi} = \omega_{ГТ} \cdot \frac{N_{теор}}{N_{ст}}. \quad (3.10)$$

3.6. Розрахунок площі поперечного перерізу міжтрубного простору ТА

Площа поперечного перерізу міжтрубного простору ТА визначаємо за формулою, m^2

$$f_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{вн}^2 - N_{ст} \cdot d_{зоб}^2). \quad (3.11)$$

3.7. Розрахунок масової витрати холодного теплоносія

Визначаємо середньоарифметичне значення температури холодного теплоносія, $^{\circ}C$

$$t_{p2} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2}. \quad (3.12)$$

При цій температурі, методом інтерполювання, визначаємо фізичні властивості холодного теплоносія, $(c_{p2}; \rho_{p2}; \lambda_{p2}; \nu_{p2}; \text{Pr}_{p2})$.

З рівняння теплового балансу ТА масова витрата холодного теплоносія визначається за формулою, кг/с

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21})}. \quad (3.13)$$

З рівняння нерозривності потоку, швидкість руху холодного теплоносія визначається за формулою, м/с :

$$\omega_{XT} = \frac{G_2}{\rho_{p2} \cdot f_2}. \quad (3.14)$$

3.8. Розрахунок процесу теплообміну в теплообмінному апараті (перше наближення)

Окремо проводимо розрахунок теплообміну всередині трубок (гарячий теплоносіє – трубка) і зовні (трубка – холодний теплоносіє).

3.8.1. Розрахунок теплообміну в середині трубок

Для цього використаємо формулу для примусового руху рідини в середині круглих, гладких труб.

Для визначення режиму руху гарячого теплоносія необхідно визначити число Рейнольдса за формулою:

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega_{1T} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{p1}}. \quad (3.15)$$

Якщо $2300 < \text{Re} < 10^4$ то режим руху перехідний, тоді критерій Нусельта визначається:

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{p1}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{p1}}{\text{Pr}_{\text{cm1}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_{\text{Re}}, \quad (3.16)$$

Якщо $\text{Re} \geq 10^4$ то режим руху турбулентний, тоді критерій Нусельта визначається:

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{p1}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{p1}}{\text{Pr}_{\text{cm1}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (3.17)$$

де Pr_{p1} - число Прандтля гарячого теплоносія при середній температурі (див. п. 3.2);

Pr_{cm1} - число Прандтля гарячого теплоносія при температурі стінки;

ε_l - коефіцієнт, що враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі по довжині труби. Оскільки, $l \gg d$ то $\varepsilon_l = 1$.

ε_{Re} - коефіцієнт, що залежить від числа Рейнольдса. Знаходиться методом інтерполювання [додаток 1, табл. 1]

Для визначення числа Прандтля гарячого теплоносія при температурі стінки, приймаємо температуру внутрішньої поверхні стінки трубки, для першого наближення, °C

$$t_{cm1}^{(1)} = t_{p1} - 5. \quad (3.18)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до внутрішньої поверхні труби визначається за формулою, $\frac{Bm}{M^2 \cdot K}$

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_{p1}}{d_{\text{вн}}}, \quad (3.19)$$

де λ_{p1} - коефіцієнт теплопровідності гарячого теплоносія при середній температурі, $\frac{Bm}{M^2 \cdot K}$ (див. п. 3.2).

3.8.2. Розрахунок теплообміну зовні трубок

Для розрахунку процесу теплообміну від зовнішньої поверхні стінки труби до холодного теплоносія необхідно визначити число Рейнольдса за формулою:

$$Re_2 = \frac{\omega_{\text{HT}} \cdot d_{\text{екв}}}{\nu_{p2}}, \quad (3.20)$$

де ν_{p2} - коефіцієнт кінематичної в'язкості холодного теплоносія при середній температурі, $\frac{M^2}{c}$ (див. п. 3.2);

$d_{\text{екв}}$ - еквівалентний діаметр, м,

$$d_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot f_2}{P}, \quad (3.21)$$

де P - змочений периметр, м,

$$P = \pi \cdot D_{\text{вн}} + \pi \cdot N_{\text{см}} \cdot d_{\text{зов}}. \quad (3.22)$$

Так, як $Re_2 > 2300$, то режим руху холодного теплоносія турбулентний, тому число Нусельта визначається за формулою:

$$Nu_2 = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{p2}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{p2}}{Pr_{cm2}} \right)^{0,25} \cdot (1 - \exp(-A)), \quad (1.22)$$

де Pr_{p_2} - число Прандтля холодного теплоносія при середній температурі, (див. п. 3.7);

$Pr_{\text{стінки}}$ - число Прандтля холодного теплоносія при температурі стінки;

Для визначення числа Прандтля холодного теплоносія при температурі стінки, приймаємо температуру зовнішньої поверхні стінки трубки, для першого наближення, $^{\circ}C$

$$t_{cm2}^{(1)} = t_{p1} - 5. \quad (3.25)$$

$$A = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{S}{d_{306}} \right)^2 - 1, \quad (1.24)$$

де S – крок між трубної решітки, m , (див. п. 3.4)

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубки до холодного теплоносія визначимо за формулою, $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_{p2}}{d_{екв}}, \quad (1.25)$$

де λ_{p2} - коефіцієнт теплопровідності холодного теплоносія при середній температурі, $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$ (див. п. 1.7).

3.8.3. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі в ТА визначимо за формулою, $\frac{Bm}{m \cdot K}$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{вн}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{mp}} \cdot \ln \frac{d_{306}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{306}}}, \quad (1.26)$$

де λ_{mp} - коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубки при температурі стінки труби.

Самостійно, приймаємо матеріалу теплообмінної трубки, [2, табл. 7, ст. 261].

3.8.4. Розрахунок температури стіноки трубок

Температура внутрішньої поверхні стінки трубки визначимо за формулою, $^{\circ}C$

$$t_{cm1} = t_{p1} - (t_{p1} - t_{p2}) \cdot \frac{R_{l1}}{R_{\Sigma l}}, \quad (1.27)$$

де $R_{l1}^{(I)}$ - термічний опір внутрішньої поверхні стінки трубки, $\frac{M \cdot K}{Bm}$;

$R_{\Sigma l}^{(I)}$ - загальний термічний опір теплопередачі, $\frac{M \cdot K}{Bm}$,

$$R_{l1} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{вн}}} . \quad (1.28)$$

$$R_{\Sigma l} = \frac{1}{k} . \quad (1.29)$$

Температуру зовнішньої поверхні стінки труби визначимо за формулою, $^{\circ}C$

$$t_{\text{сб}2} = t_{p2} + (t_{p1} - t_{p2}) \cdot \frac{R_{l2}}{R_{\Sigma l}} , \quad (1.30)$$

де $R_{l2}^{(I)}$ - термічний опір зовнішньої поверхні стінки трубки, $\frac{M \cdot K}{Bm}$,

$$R_{l2} = \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{зов}}} . \quad (1.31)$$

Порівняємо отримані значення температур стінок з прийнятими за формулами, %

$$\left| \frac{t_{\text{cm1}}^{(I)} - t_{\text{cm1}}}{t_{\text{cm1}}^{(I)}} \right| \cdot 100\% < 1\% . \quad (1.32)$$

$$\left| \frac{t_{\text{cm2}}^{(I)} - t_{\text{cm2}}}{t_{\text{cm2}}^{(I)}} \right| \cdot 100\% < 1\% . \quad (1.33)$$

Отримане значення похибок, аналізуємо, і якщо температури стінки трубки відрізняється більш ніж на 1%, то необхідно перезадати температури внутрішньої та зовнішньої поверхонь стінки трубки і провести розрахунок з п. 3.8.

3.9. Розрахунок довжини теплообмінного апарату

Загальну довжину теплообмінного апарату знаходимо за формулою, m

$$L = \frac{Q}{\pi \cdot k \cdot \Delta t} , \quad (1.34)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі (див. п. 1.8.3.), $\frac{Bm}{M \cdot K}$;

Δt - середній логарифмічний температурний напір для прийнятої схеми руху теплоносіїв, $^{\circ}C$

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} \quad (1.35)$$

де $\Delta t_{\bar{o}}$, $\Delta t_{\bar{m}}$ - більше і менше значення температурного напору, $^{\circ}\text{C}$.

При прямотоці:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_{11} - t_{21};$$

$$\Delta t_{\bar{m}} = t_{12} - t_{22}.$$

При протитоці:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_{11} - t_{22};$$

$$\Delta t_{\bar{m}} = t_{12} - t_{21}.$$

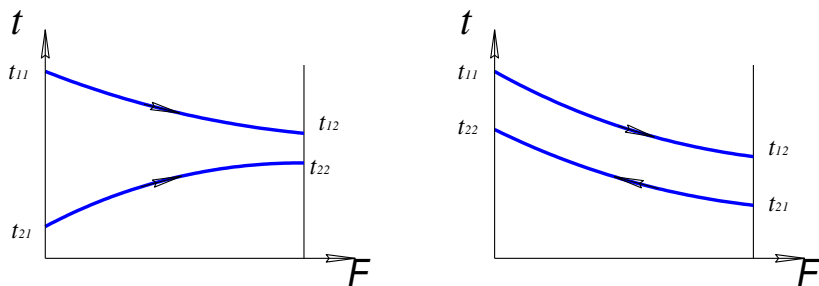


Рис. 3.2. Схеми до визначення середнього логарифмічного температурного напору.

Довжину однієї трубки теплообмінного апарату визначимо за формулою, m

$$l = \frac{L}{N_{cm}}. \quad (1.36)$$

Площу поверхні теплообміну визначимо за формулою, m^2

$$F = \pi \cdot N_{cm} \cdot l \cdot d_{cep} \quad (1.37)$$

де d_{cep} - середній діаметр трубки, m ,

$$d_{cep} = \frac{d_{зов} + d_{вн}}{2}. \quad (1.3)$$

4. Розрахунок теплотраси

Гаряча та холодна гілка теплотраси прокладена над землею. Поперечний розріз теплотраси зображений на рис. 4.1.

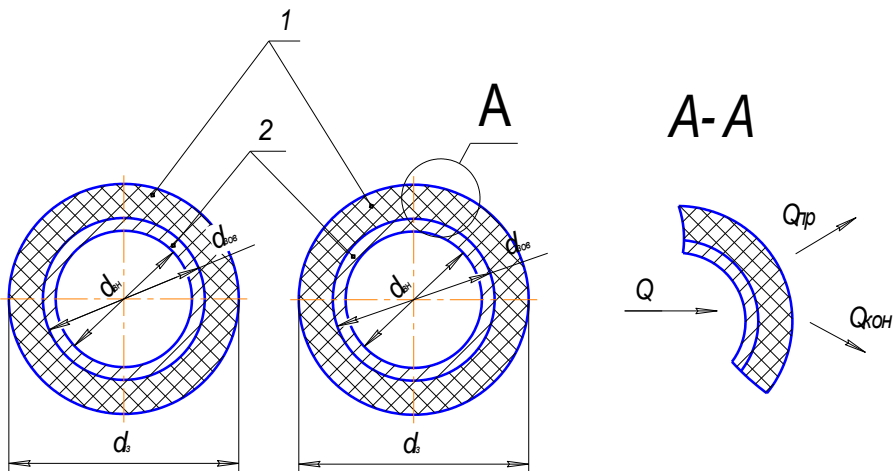


Рис. 4.1. Поперечний переріз теплотраси.
1 – шар ізоляції; 2 – труба.

4.1 Розрахунок гарячої гілки теплотраси

4.1.1 Розрахунок діаметру трубопроводу

З рівняння нерозривності потоку внутрішній діаметр трубопроводу визначимо за формулою, м

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\omega_1 \cdot \pi \cdot \rho_1}}, \quad (4.1)$$

де G_1 – масова витрата гарячого теплоносія, кг/с , (див. роз. 3, п. 3.2);

ρ_1 – густина гарячого теплоносія при температурі на вході в теплообмінний апарат, кг/м^3 ;

ω_1 – швидкість руху гарячого теплоносія в трубі гарячої гілки теплотраси, м/с .

Необхідно прийняти швидкість руху гарячого теплоносія в трубі гарячої гілки теплотраси рівною (0,5...2 з кроком 0,25) м/с .

Округляємо отримані значення діаметру до стандартного значення, згідно ГОСТ 9617-79.

Діаметр шару ізоляції труби визначається за формулою, м

$$d_{\text{із}} = d_{\text{зов}} + 2 \cdot \delta_{\text{із}}, \quad (4.2)$$

де $\delta_{\text{із}}$ – товщина шару ізоляції теплотраси, м;

$d_{зov}$ - зовнішній діаметр трубопроводу округлений до стандартного значення, м.

Фактична швидкість руху гарячого теплоносія всередині труби визначається за формулою, м/с

$$\omega_1^{\phi} = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_1 \cdot d_{вн}^2}. \quad (4.3)$$

4.1.2 Розрахунок втрат тепла з поверхні трубопроводу

Для першого наближення необхідно задати температуру поверхні ізоляції, °C

$$t_{із}^{(I)} = (3...15) + t_{нов}, \quad (4.4)$$

де $t_{нов}$ - температура повітря, °C.

Втрати тепла з гарячої гілки трубопроводу будуть складатися з втрат тепла променевим теплообміном та втрат тепла конвективним теплообміном.

Загальні втрати тепла з поверхні ізоляції визначаються за формулою, Вт

$$Q_{із} = Q_{np} + Q_{к}, \quad (4.5)$$

де Q_{np} - втрати тепла променевим теплообміном, Вт;

$Q_{к}$ - втрати тепла конвективним теплообміном, Вт.

Втрати тепла променевим теплообміном визначаються за формулою, Вт

$$Q_{np} = \varepsilon \cdot c_O \cdot F_{1м} \cdot \left[\left(\frac{T_{із}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{нов}}{100} \right)^4 \right], \quad (4.6)$$

де ε - степінь чорноти поверхні ізоляції, приймаємо $\varepsilon = 0,3$;

c_O - коефіцієнт випромінювання абсолютного чорного тіла,

$$c_O = 5,67 \frac{Вт}{м^2 \cdot К^4};$$

$T_{із}$ - абсолютна температура поверхні ізоляції, К;

$T_{нов}$ - абсолютна температура повітря, К;

$F_{1м}$ - площа одного погонного метра труби, покритого ізоляцією, м²,

$$F_{1м} = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot d_{із}. \quad (4.7)$$

Втрати тепла конвективним теплообміном визначаються за формулою, Вт

$$Q_{к} = \alpha_k \cdot F_{1м} \cdot (t_{із} - t_{нов}), \quad (4.8)$$

де α_k - коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$,

$$\alpha_k = Nu \cdot \frac{\lambda_{нов}}{d_{із}} \quad (4.9)$$

де $\lambda_{нов}$ - коефіцієнт теплопровідності повітря при температурі повітря, [2, табл. 9, ст. 263].

Для визначання режиму руху повітря, що набігає на теплотрасу, необхідно визначити число Рейнольдса за формулою:

$$Re = \frac{w_{нов} \cdot d_{із}}{v_{нов}}, \quad (4.10)$$

де $w_{нов}$ - швидкість вітру, що набігає на теплотрасу, м/с;

$v_{нов}$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при температурі повітря, м²/с, [2, табл. 9, ст. 263].

Якщо $5 < Re < 10^3$ то режим руху ламінарний, тоді критерій Нусельта визначається:

$$Nu = 0,5 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,34} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_\varphi. \quad (4.11)$$

Якщо $10^3 \leq Re < 2 \cdot 10^5$ то режим руху перехідний, тоді критерій Нусельта визначається:

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,37} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_\varphi. \quad (4.12)$$

Якщо $Re \geq 2 \cdot 10^5$ то режим руху турбулентний, тоді критерій Нусельта визначається:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,37} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (4.13)$$

У формулах(4.11 – 4.13) Pr - число Прандтля для повітря при температурі повітря, [2, табл. 9, ст. 263];

Pr - число Прандтля для повітря при температурі поверхні ізоляції, [2, табл. 9, ст. 263];

ε_l - поправочний коефіцієнт, що враховує відстань між трубами, Приймається $\varepsilon_l = 1$;

ε_φ - поправочний коефіцієнт, що враховує кут набігання повітря на теплотрасу, [2, ст. 138].

4.1.3 Розрахунок температури поверхні ізоляції гарячої гілки теплотраси.

Рівняння теплового балансу матиме вид:

$$\frac{t_{11} - t_{нов}}{R_{із} + R_{сп}} = \frac{t_{11} - t_{із}}{R_{із}}. \quad (4.14)$$

З рівняння (4.14)

$$t_{i3} = t_{11} - \frac{R_{i3} \cdot (t_{11} - t_{ног})}{R_{i3} + R_{кр}}, \quad (4.15)$$

де R_{i3} - термічний опір ізоляції, $\frac{M \cdot K}{Bm}$,

$$R_{i3} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{i3}} \cdot \ln \frac{d_{i3}}{d_{3об}}, \quad (4.16)$$

де λ_{i3} - коефіцієнт теплопровідності ізоляції при середній температурі ізоляції, [2, табл. 5, ст. 260].

Середня температура ізоляції визначається за формулою, °C

$$\bar{t}_{i3} = \frac{t_{11} + t_{i3}^{(I)}}{2} \quad (4.17)$$

$R_{кр}$ - критичне значення термічного опору ізоляції,

$$R_{кр} = \frac{t_{i3}^{(I)} - t_{ног}}{Q_{i3}^{в.з}}. \quad (4.18)$$

Отримане значення температури поверхні ізоляції необхідно порівняти з прийнятим (див. п. 4.1.2), за формулою

$$\left| \frac{t_{i3}^{(I)} - t_{i3}}{t_{i3}^{(I)}} \right| \cdot 100\% < 0,5\%. \quad (4.19)$$

Отримане значення похибки, аналізуємо, і якщо температура поверхні ізоляції відрізняється більше ніж на 0,5%, то необхідно перезадати температуру поверхні ізоляції і провести розрахунок починаючи з п.4.1.2.

4.1.4 Втрати тепла з гарячої гілки теплотраси

Втрати тепла з гарячої гілки теплотраси визначаються за формулою, кВт

$$Q_{ГТ} = \frac{t_{11} - t_{i3}}{R_{i3}} \cdot L, \quad (4.20)$$

де L - довжина теплотраси, м.

4.1.5 Критичний діаметр ізоляції

Критичний діаметр ізоляції гарячої гілки теплотраси визначається за формулою, м

$$d_{i3}^{кр} = \frac{2 \cdot \lambda_{i3}}{\alpha_{к}}. \quad (4.21)$$

4.2 Розрахунок холодної гілки теплотраси

4.2.1 Розрахунок діаметру трубопроводу

З рівняння нерозривності потоку внутрішній діаметр трубопроводу визначається за формулою, m

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\omega_2 \cdot \pi \cdot \rho_2}}, \quad (4.22)$$

де ρ_2 - густина гарячого теплоносія при температурі на виході з теплообмінного апарату, $кг/м^3$;

ω_2 - швидкість руху гарячого теплоносія в трубі холодної гілки теплотраси, $м/с$.

Необхідно прийняти швидкість руху гарячого теплоносія в трубі холодної гілки теплотраси рівною (0,5...2 з кроком 0,25) $м/с$.

Отримані значення діаметру округляємо до стандартного значення, згідно ГОСТ 9617-79.

Діаметр шару ізоляції труби визначається згідно (4.2).

Фактична швидкість руху гарячого теплоносія всередині труби холодної гілки теплотраси визначається за формулою, $м$

$$\omega_2^{\phi} = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_2 \cdot d_{\text{вн}}^2}. \quad (4.23)$$

4.2.2 Розрахунок втрат тепла з поверхні трубопроводу

Для першого наближення необхідно задатись температурою поверхні ізоляції, $^{\circ}C$

$$t_{\text{із}}^{(1)} = (3...15) + t_{\text{нов}}, \quad (4.24)$$

де $t_{\text{нов}}$ - температура повітря, $^{\circ}C$.

Втрати тепла з холодної гілки трубопроводу розраховуємо аналогічно п. 4.1.2.

4.2.3 Розрахунок температури поверхні ізоляції холодної гілки теплотраси.

Рівняння теплового балансу матиме вид:

$$\frac{t_{12} - t_{\text{нов}}}{R_{\text{із}} + R_{\text{кр}}} = \frac{t_{12} - t_{\text{із}}}{R_{\text{із}}}. \quad (4.25)$$

З рівняння (4.25)

$$t_{\text{із}} = t_{12} - \frac{R_{\text{із}} \cdot (t_{12} - t_{\text{нов}})}{R_{\text{із}} + R_{\text{кр}}}, \quad (4.26)$$

де $R_{\text{із}}$ - термічний опір ізоляції,

$$R_{iz} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d_{308}}, \quad (4.27)$$

де λ_{iz} - коефіцієнт теплопровідності ізоляції при середній температурі ізоляції, [2, табл. 5, ст. 260].

Середня температура ізоляції визначається за формулою, °C

$$t_{iz} = \frac{t_{12} + t_{iz}^{(1)}}{2} \quad (4.28)$$

$R_{кр}$ - критичне значення термічного опору ізоляції,

$$R_{кр} = \frac{t_{iz}^{(1)} - t_{ног}}{Q_{iz}^{х.г}}. \quad (4.29)$$

Отримане значення температури поверхні ізоляції необхідно порівняти з прийнятим (див. п. 4.2.2), за формулою

$$\frac{|t_{iz}^{(1)} - t_{iz}|}{t_{iz}^{(1)}} \cdot 100\% < 0,5\% . \quad (4.30)$$

Отримане значення похибки, аналізуємо, і якщо температура поверхні ізоляції відрізняється більше ніж на 0,5%, то необхідно перезадати температуру поверхні ізоляції і провести розрахунок починаючи з п.4.2.2.

4.2.4 Втрати тепла з холодної гілки теплотраси

Втрати тепла з холодної гілки теплотраси визначаються за формулою, кВт

$$Q_{ХГ} = \frac{t_{12} - t_{iz}}{R_{iz}} \cdot L, \quad (2.31)$$

де L - довжина теплотраси, м.

4.2.5 Критичний діаметр ізоляції

Критичний діаметр ізоляції холодної гілки теплотраси визначається за (4.21)

5 Розрахунок котла

Умовно приймаємо котел прямокутної форми зі стороною котла a , висота котла $2 \cdot a$. Втратами тепла зверху та знизу котла нехтуємо, а тому площі верхньої та нижньої стінок котла при розрахунку площі котла враховувати не будемо.

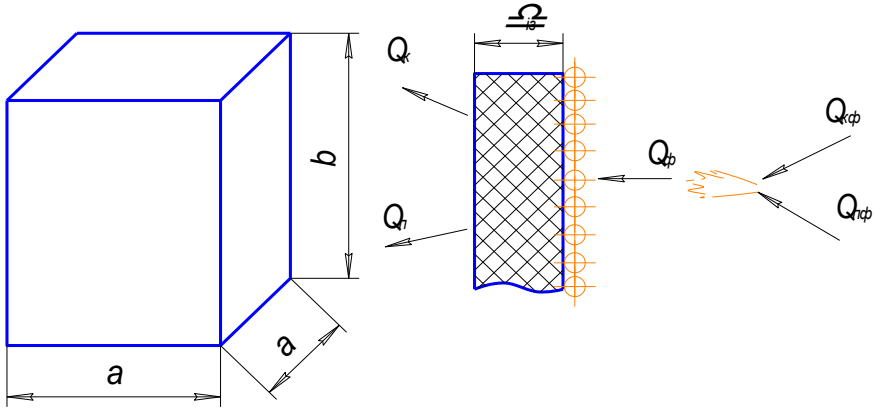


Рис. 3.1. Схема розрахунку котла

Необхідно задатися однією зі сторін котла: сторона котла $a=2 \dots 5$ м.
Висота котла визначається за формулою, м

$$b = 2 \cdot a. \quad (5.1)$$

Площа поверхні котла знаходиться за формулою, m^2

$$F_k = 8 \cdot a^2. \quad (5.2)$$

Об'єм котла визначається за формулою, m^3

$$V_k = 2 \cdot a^3. \quad (5.3)$$

5.1 Розрахунок втрат тепла з поверхні котла

Сумарні втрати тепла з поверхні котла складаються з втрат променевим та конвективним теплообміном та визначаються за формулою, Bm

$$Q_{iz} = Q_{np} + Q_{кон}, \quad (5.4)$$

Втрати тепла променевим теплообміном визначаються за формулою, Bm

$$Q_{np} = \varepsilon \cdot c_o \cdot F_k \cdot \left[\left(\frac{T_{нк}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{кот}}{100} \right)^4 \right], \quad (5.5)$$

де ε - степінь чорноти стінки котла ($\varepsilon = 0,8$);

$T_{нк}$ - абсолютна температура зовнішньої поверхні котла, K ;

$T_{кот}$ - абсолютна температура повітря в котельні, K .

Втрати тепла конвективним теплообміном визначаються за формулою, Bm

$$Q_{кон} = \alpha_k \cdot F_k \cdot (t_{нк} - t_{кот}), \quad (5.6)$$

де α_k - коефіцієнт тепловіддачі від поверхні котла до повітря,

$$\alpha_k = Nu \cdot \frac{\lambda_{нов}}{b}, \quad (5.7)$$

де $\lambda_{нов}$ - коефіцієнт теплопровідності повітря при температурі в котельні, [2, табл. 9, ст. 263];

b - висота котла, м.

Для знаходження критерію Нусельта використаємо рівняння тепловіддачі при природній конвекції біля вертикальних плоских поверхонь розміром $a \times b$ Якщо $a < b$.

Число Грасгофа визначається за формулою:

$$Gr = \frac{g \cdot b^3 \cdot \Delta t \cdot \beta}{\nu_{нов}^2}, \quad (5.8)$$

де g - прискорення вільного падіння;

Δt - температурний напір між стінкою котла та повітрям, $^{\circ}C$;

β - коефіцієнт температурного розширення, $\frac{1}{E}$;

$\nu_{нов}$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при температурі в котельні, m^2/c , [2, табл. 9, ст. 263];

$$\Delta t = |t_{нк} - t_{ком}|, \quad (5.9)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{кот}} \quad (5.10)$$

Якщо $Gr \cdot Pr \geq 10^9$, то критерій Нусельта визначається за формулою:

$$Nu = 0,15 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,33}, \quad (5.11)$$

Якщо $Gr \cdot Pr < 10^9$, то число Нусельта визначається за формулою:

$$Nu = 0,76 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} \quad (5.12)$$

5.2 Визначення товщини ізоляції котла

Кількість теплоти, що передається через ізоляцію визначається за формулою, Bm

$$Q_{із} = \frac{\lambda_{із}}{\delta_{із}} \cdot F_k \cdot (\bar{t}_{cm} - t_{нк}), \quad (5.13)$$

\bar{t}_{cm} - середньоарифметична температура стінки екранів котла, $^{\circ}C$,

$$\bar{t}_{cm} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2}, \quad (5.14)$$

де t_{11} , t_{12} - температура гарячого теплоносія на вході та виході з теплообмінного апарату, $^{\circ}C$.

Температуру поверхні ізоляції котла визначається за формулою, $^{\circ}C$

$$\bar{t}_{i3} = \frac{t_{нк} + \bar{t}_{cm}}{2}. \quad (5.15)$$

Визначаємо коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції при температурі ізоляції \bar{t}_{i3} , [2, табл. 5, ст. 260].

Із (5.13) товщина ізоляції визначається за формулою, m

$$\delta_{i3} = \frac{\lambda_{i3} \cdot F_k}{Q_{i3}} \cdot (\bar{t}_{cm} - t_{нк}). \quad (5.16)$$

5.3 Внутрішній баланс котла

Внутрішній баланс котла рівний:

$$Q_{нф} = Q_{кф} + Q_{нф}, \quad (5.17)$$

де $Q_{нф}$ - тепло, що утворилося при згорянні палива, MBm ;

$Q_{кф}$ - тепло, що втрачається за рахунок конвективного теплообміну, MBm ;

$Q_{нф}$ - тепло, що втрачається за рахунок променевого теплообміну, MBm .

5.3.1 Знаходження конвекційної складової балансу

$$Q_{кф} = \alpha_{кф} \cdot F_k \cdot (t_{ф} - \bar{t}_{cm}), \quad (5.18)$$

де $\alpha_{кф}$ - середньо інтегральне значення коефіцієнта тепловіддачі від димових газів до стінок екранів котла;

$t_{ф}$ - температура факелу, $^{\circ}C$.

При температурі факелу необхідно визначити фізичні властивості димових газів ($\lambda_{Г}$; $\nu_{Г}$; $Pr_{Г}$), [2, табл. 16, ст. 270-271].

$$\lambda_{ГАЗ} = \lambda_{Г} \cdot M_{\lambda}. \quad (5.19)$$

$$\nu_{ГАЗ} = \nu_{Г} \cdot M_{\nu}. \quad (5.20)$$

$$Pr_{ГАЗ} = Pr_{Г} \cdot M_{Pr}. \quad (5.21)$$

де M_{λ} , M_{ν} , M_{Pr} - поправочні коефіцієнти, що враховують відхилення об'ємного складу продуктів згорянні від середнього, вибираються з графіків в залежності від температурі факелу та об'ємної долі водяної пари (r_{H_2O}), з [4].

Для визначення режим руху димових газів всередині котла, необхідно визначити число Рейнольдса, що визначається за формулою:

$$Re = \frac{w_{ГАЗ} \cdot b}{V_{ГАЗ}}, \quad (5.22)$$

де $w_{ГАЗ}$ - швидкість руху димових газів, що омивають внутрішню поверхню котла, м/с.

Необхідно прийняти $w_{ГАЗ} = (2...15) \frac{м}{с}$ з кроком $1 \frac{м}{с}$.

Якщо $Re \leq 5 \cdot 10^5$ то режим руху ламінарний, тоді критерій Нусельта визначається:

$$Nu = 0,66 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr_{ГАЗ}^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_{ГАЗ}}{Pr_{cm(ГАЗ)}} \right)^{0,25}. \quad (5.23)$$

Якщо $Re > 5 \cdot 10^5$ то режим руху турбулентний, тоді критерій Нусельта визначається:

$$Nu = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{ГАЗ}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ГАЗ}}{Pr_{cm(ГАЗ)}} \right)^{0,25}. \quad (5.24)$$

У формулах(5.23 – 5.24) $Pr_{cm(ГАЗ)} = Pr_{cm} \cdot M_{Pr}$ - число Прандтля димових газів при температурі стінки екранів котла з урахуванням , [2, табл. 9, ст. 263];

ε_l - поправочний коефіцієнт, що враховує відстань між трубами, Приймається $\varepsilon_l = 1$;

ε_ϕ - поправочний коефіцієнт, що враховує кут набігання повітря на теплотрасу, [2, ст. 138].

$$Nu = 0,0296 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{ГАЗ}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ГАЗ}}{Pr_{cm(ГАЗ)}} \right)^{0,25}, \quad (3.23)$$

де $Pr_{cm(ГАЗ)}$ число Прандтля димових газів при температурі t_{cm} , [2, табл. 16, ст. 270-271].

Коефіцієнт тепловіддачі визначаємо за формулою,

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda_{ГАЗ}}{b}, \quad (3.24)$$

Середньо інтегральне значення коефіцієнта тепловіддачі визначимо за формулою,

$$\alpha_{кф} = 1,25 \cdot \alpha. \quad (3.25)$$

5.3.2 Розрахунок степеня чорноти димових газів

Визначаємо ефективну довжину факелу всередині топки котла:

$$l_{\phi} = 3,6 \cdot \frac{V_k}{F_k}. \quad (3.26)$$

Розраховуємо парціальні тиски двоокису вуглецю і водяної пари:

$$P_{CO_2} = P_k \cdot r_{CO_2}, \quad (3.27)$$

$$P_{H_2O} = P_k \cdot r_{H_2O}, \quad (3.28)$$

де P_k - тиск димових газів в котлі, МПа;

r_{CO_2}, r_{H_2O} - відповідно об'ємна доля двоокису вуглецю та водяної пари в факелі (див. завдання).

Визначаємо степінь чорноти двоокису вуглецю та водяної пари при заданій температурі факелу t_{ϕ} , [3, ст. 388-389]:

Знаходимо граничне значення степенів чорноти двоокису вуглецю та водяної пари при температурі факелу t_{ϕ} , [3, ст. 390]:

Знаходимо граничне значення степенів чорноти двоокису вуглецю та водяної пари при температурі стінки котла t_{cm} , [3, ст. 390]:

Визначаємо степінь чорноти газу:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \varepsilon_{CO_2} \cdot \varepsilon_{H_2O}. \quad (3.29)$$

Гранична степінь чорноти газу рівна:

$$\varepsilon_{\Gamma}^{\infty} = \varepsilon_{CO_2}^{\infty} + \varepsilon_{H_2O}^{\infty} - \varepsilon_{CO_2}^{\infty} \cdot \varepsilon_{H_2O}^{\infty}. \quad (3.30)$$

Гранична степінь чорноти стінки котла рівна:

$$\varepsilon_{cm}^{\infty} = \varepsilon_{cmCO_2}^{\infty} + \varepsilon_{cmH_2O}^{\infty} - \varepsilon_{cmCO_2}^{\infty} \cdot \varepsilon_{cmH_2O}^{\infty}. \quad (3.31)$$

Визначаємо приведену степінь чорноти газу:

$$\varepsilon_{np} = \frac{\varepsilon_{\Gamma}^{\infty}}{\varepsilon_{\Gamma}} + \frac{1}{\varepsilon_0} - 1, \quad (3.32)$$

де ε_0 - степінь чорноти внутрішньої поверхні стінки котла. Приймаємо $\varepsilon_0 = 0,80 \dots 0,90$.

5.3.3 Розрахунок променевої складової балансу

Кількість теплоти, втрачена за рахунок випромінювання, МВт

$$Q_{np} = C_0 \cdot F_k \cdot \left(\frac{\varepsilon_{\Gamma}^{\infty} \cdot T_{\phi}^4 - \varepsilon_{cm}^{\infty} \cdot \bar{T}_{cm}^4}{\varepsilon_{np}} \right) \cdot 10^{-8}, \quad (3.33)$$

де $C_0 = 5,67 \frac{Вт}{м^2 \cdot К^4}$ - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

T_{ϕ} ; \bar{T}_{cm} - відповідно абсолютні температури факелу та стінки котла, K .

5.4 Розрахунок фактичних розмірів котла

Необхідна потужність факелу, $MВт$

$$Q_{\phi} = Q_c + Q_{ГТ} + Q_{ХТ} + Q_{із}, \quad (3.34)$$

де Q_c - загальна потужність системи, $MВт$, (див. завдання);

$Q_{ГТ}$ - втрати тепла з гарячої гілки теплотраси, $MВт$, (див. п. 2.1.3);

$Q_{ХТ}$ - втрати тепла з холодної гілки теплотраси, $MВт$, (див. п. 2.2.3);

$Q_{із}$ - втрати тепла з поверхні ізоляції котла, $MВт$, (див. п. 3.1).

Фактичну площу котла визначимо за формулою, $м^2$

$$F_k^{\phi} = F_k \cdot \frac{Q_{\phi}}{Q_{нф}}. \quad (3.35)$$

Фактична довжина котла, $м$

$$a_{\phi} = \sqrt{\frac{F_k^{\phi}}{8}}. \quad (3.36)$$

Порівнюємо отриману довжину котла з прийнятою. Повинна виконуватись умова:

$$\frac{|a^{(l)} - a_{\phi}|}{a^{(l)}} \cdot 100\% < 1\%.$$

Отримане значення похибки, аналізуємо, і якщо довжина котла відрізняється від прийнятої більше ніж на 1%, то необхідно перезадати довжину і провести розрахунок спочатку.

Література

1. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / под общ. Ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. М. : Энергоатомиздат, 1983. 552 с., ил.
2. Красночоков Е. А., Сукомел А. С. Задачник по теплопередаче / изд. 4-е перераб. и доп. М. : «Энергия», 1980. 288 с., ил.
3. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача / изд. 2-е М., «Энергия», 1969. 440 с., ил.
4. Сборник задач по технической термодинамике и теплопередаче / под общ. ред. Б. Н. Юдаева, 2-е изд. перераб. и доп. М. : Высшая школа, 1968. 373 с.
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В 3-х т., т. 3; 5-е изд. перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1979. 557 с.

Додаток 1.

Таблица 1

$\varepsilon_{Re} = f(Re)$							
Re	2300	3000	4000	5000	6000	8000	10000
ε_{Re}	0,4	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1