

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового і дипломного проектування

«РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА»

для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» усіх форм навчання

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету
протокол № 3 від 12.10.2023 р.

Харків
НТУ «ХПІ»

2023

Методичні вказівки до курсового і дипломного проектування
«Розрахунок кожухотрубного теплообмінного апарата» для студентів
спеціальності 144 «Теплоенергетика» усіх форм навчання / уклад.:
М. О. Тарасенко, О. М. Тарасенко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2023. – 24 с.

Укладачі: М. О. Тарасенко
О. М. Тарасенко

Рецензент О.В. Круглякова

Кафедра теплотехніки та енергоефективних технологій

ВСТУП

Велика потреба в охолоджувачах і підігрівачах теплоносіїв та різноманітність вимог, що пред'являються до них за характеристиками і конструктивними особливостями, призводить до необхідності збільшення робіт по їх проектуванню і виготовленню.

Існує багато типів кожухотрубних теплообмінних апаратів, що широко застосовуються в промисловості, транспорті, енергетиці, комунальному господарстві і т. д. Більшість кожухотрубних апаратів стандартизовано та їх обирають за каталогами або згідно з ДСТУ.

Стандартами передбачено наступні типи кожухотрубних теплообмінників: ТН – з нерухомими трубними решітками; ТК – з температурним компенсатором на корпусі, ТП – з плаваючою головкою; ТУ – з U-подібними трубами.

Розрахунки теплообмінних апаратів поділяються на конструктивні та перевірочні. Метою конструктивного розрахунку теплообмінного апарату є визначення поверхні теплообміну, основних геометричних розмірів апарату та вибір конструкційних матеріалів, з яких буде вироблений теплообмінник. Без конструктивного розрахунку апарату неможливо визначити його гідравлічний опір, підібрати по каталогах насоси або вентилятори для транспортування теплоносіїв та вибрати обладнання для електропостачання.

При конструктивному розрахунку виконують тепловий, гідравлічний розрахунки та розрахунки на міцність окремих вузлів та деталей апарату. Перевірочний розрахунок теплообмінника проводиться для встановлення можливості застосування наявних (стандартних) апаратів для заданого технологічного процесу. Перевірочний розрахунок виконується для теплообмінника з відомою величиною поверхні теплообміну та геометричними характеристиками. Мета розрахунку полягає у визначенні дійсних значень температур теплоносіїв на виході з апарату та кількості теплоти, що передається.

У цих методичних вказівках розглядається, на прикладі маслоохолоджувача турбінної установки, методика конструктивного розрахунку і проектування кожухотрубного теплообмінного апарату з плаваючою головкою.

1 СХЕМА КОНСТРУКЦІЇ АПАРАТУ ТА ОПИС ЙОГО РОБОТИ

Технічні масла, нагріті в виконавчих механізмах, охолоджуються в спеціальних теплообмінних апаратах, маслоохолоджувачах. За конструктивними ознаками маслоохолоджувачі можна поділити на кожухотрубні (гладкотрубні, ребрістотрубні, з овальними трубками, з турбулізаторами), пластинчасті і спеціальні (спіральні, змієвикові). Найбільш широке застосування у вітчизняній промисловості мають апарати кожухотрубні. Пластинчасті та спеціальні маслоохолоджувачі, знаходять застосування в енергетичних установках спеціального призначення, для яких габарити та маса обладнання є визначальними факторами.

Маслоохолоджувач турбінної установки – це вертикальний кожухотрубний апарат, в якому вода рухається в трубках, а масло, що охолоджується, в міжтрубному просторі.

Апарат (рис. 1.1) складається з трубного пучка 1, утвореного латунними трубками, які закріплені в трубних решітках 2 і 3, виготовлених з вуглецевої сталі. Кріплення труб у трубних дошках здійснюється вальцюванням. Нижня трубна решітка 3 жорстко закріплена між фланцями водяний камери 4 і корпусу 5 апарату. Верхня трубна решітка 2 закрита зверху кришкою 6 і може вільно переміщатися щодо корпусу, в результаті чого трубний пучок і корпус розвантажені від термічних напруг. Маслоохолоджувачі такого типу виконують дво- або чотириходові по воді. У двоходових апаратах нижня водяна камера 4 має вертикальну перегородку 7. Вода, що надходить в камеру, проходить всередині трубок по половині трубного пучка вгору, а потім повертається вниз по другій половині трубного пучка і виходить з апарату. У чотириходових апаратах нижня водяна камера має Т-подібну перегородку, а верхня водяна камера 6 має вертикальну перегородку.

У міжтрубному просторі встановлені перегородки типу "диск" 8 і "кільце" 9, що дозволяють забезпечити поперечне обтікання трубного пучка і тим самим підвищити коефіцієнт тепловіддачі від масла до зовнішньої поверхні труб. Верхня частина апарату закрита кришкою 10.

До конструкцій маслоохолоджувачів пред'являються такі вимоги: вода не повинна потрапляти в масло (для цього тиск масла має бути вищим за тиск води). Небажано попадання (просочування) масла у воду. Зазвичай для забезпечення щільності вальцювальних з'єднань їх пропаюють. Небезпека попадання масла у воду є однією з причин, через яку для охолодження масла не застосовують основний конденсат турбіни, а використовують

циркуляційну воду, хоча через це не тільки втрачається тепло масла, але й витрачається циркуляційна вода.

На кожен турбоагрегат в залежності від його потужності встановлюється 2 – 6 маслоохолоджувача з таким розрахунком, щоб мати можливість послідовно відключати один з них для чищення при повному навантаженні турбіни і температурі охолоджуючої води до 30 °С.

Температура турбінного масла на вході в маслоохолоджувач має не перевищувати 60 – 65 °С. На виході температура масла має бути 40 – 45 °С.

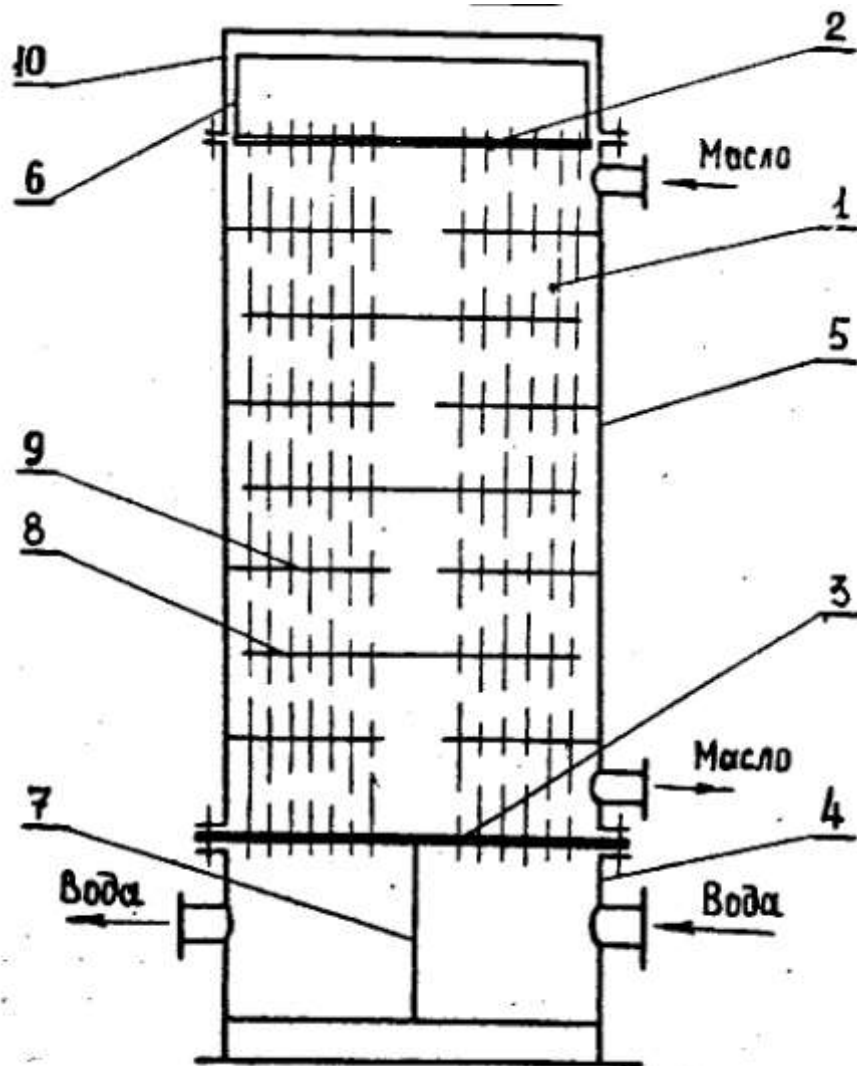


Рисунок 1 – Схема маслоохолоджувача:

1 – трубний пучок; 2,3 – трубні решітки; 4 – нижня водяна камера; 5 – корпус;
6 – верхня водяна камера; 7 – вертикальна перегородка; 8, 9 – перегородки типу «диск»
і кільце; 10 – кришка апарату.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК І ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ АПАРАТУ

Перед розрахунком апарата має бути задано (табл. Д1):

- теплова потужність апарату Q , кВт;
- температура масла на вході t_{m1} , °C;
- температура масла на виході t_{m2} , °C;
- температура води на вході t_{b1} , °C;
- кратність охолодження $K = 1,6 \pm 0,4$;
- марка масла.

Визначаємо масову витрату масла, кг/с:

$$G_m = \frac{Q}{c_{pm}(t_{m1} - t_{m2})},$$

де c_{pm} – теплоємність масла, кДж/кг · К. Визначається за табл. Д.3 – Д.5 в залежності від марки масла за середньої температурою масла $\bar{t}_m$.

Визначаємо масову витрату води, кг/с:

$$G_b = \frac{Q}{c_{pb} \cdot \Delta t_b},$$

де c_{pb} – середня теплоємність води (табл. Д.2 за середньої температурою води $\bar{t}_b$), кДж/кг · К.

Якщо задана кратність охолодження, то масова витрата води, кг/с:

$$G_b = K \cdot G_m.$$

При виборі розмірів труб слід враховувати, що їх внутрішній діаметр повинен бути не менше 12 мм для полегшення очищення, а зовнішній діаметр d_n – не більше 38 мм для отримання компактної конструкції.

Найбільш поширені діаметри латунних труб для теплообмінних апаратів 14; 16; 19 мм. Крок труб S зазвичай вибирають рівним $(1,25 \div 1,35) d_n$, але не менше $d_n + 5$ мм.

Швидкість охолоджуючої води всередині труб знаходиться зазвичай в межах $0,4 \div 2,0$ м/с.

Верхня межа швидкості обмежена стрімким зростанням гідравличного опору та явищами корозії і ерозії матеріалу, які посилюються з ростом швидкості.

В кожухотрубних охолоджувачах масла коефіцієнт теплопередачі обмежений, як правило, термічним опором по масляній стороні. Тому швидкість води w_b обирають в першому наближенні таким чином, щоб забезпечити розвинений турбулентний режим течії всередині труб ($Re \geq 10^4$).

Для маслоохолоджувача число ходів по воді z_b становить зазвичай 2 або 4. При виборі числа ходів z_b слід мати на увазі, що зі збільшенням z_b зростає кількість труб n і діаметр апарату, а довжина апарату зменшується.

У першому наближенні обираємо $z_b = 4$, яке уточнюється після визначення діаметра та довжини апарату.

Визначаємо число труб в апараті, шт:

$$n = \frac{4 \cdot G_b \cdot z_b}{\pi \cdot d_b^2 \cdot w_b \cdot \rho_b}$$

де ρ_b – густина води, кг/м^3 ;

d_b – внутрішній діаметр трубки, м.

Для маслоохолоджувачів розбивку труб на площині трубної решітки виконують, як правило по вершинах рівносторонніх трикутників (ромбічний пучок труб). Така розбивка дозволяє отримати найбільш компактний трубний пучок в порівнянні з розбивкою по концентричних колах або по вершинах квадратів.

У теплообмінному апараті з перегородками в міжтрубному просторі типу «диск» і «кільце» трубний пучок буде обмежений двома концентричними колами D і D_n (рис.2), де D – діаметр внутрішнього отвору перегородки «кільце», а D_n – зовнішній діаметр перегородки «диск».

Послідовність розбивки труб.

Розраховуємо діаметр отвору, м:

$$D'_o = \sqrt{\frac{4G_m}{\rho_m \cdot \pi \cdot w_m}},$$

де ρ_m – густина масла кг/м^3 ;

$w_m = 0,7 \div 1$ м/с – швидкість масла.

Округливши D'_o , виражене в мм до числа яке закінчується на 0 або 5, отримуємо D_o .

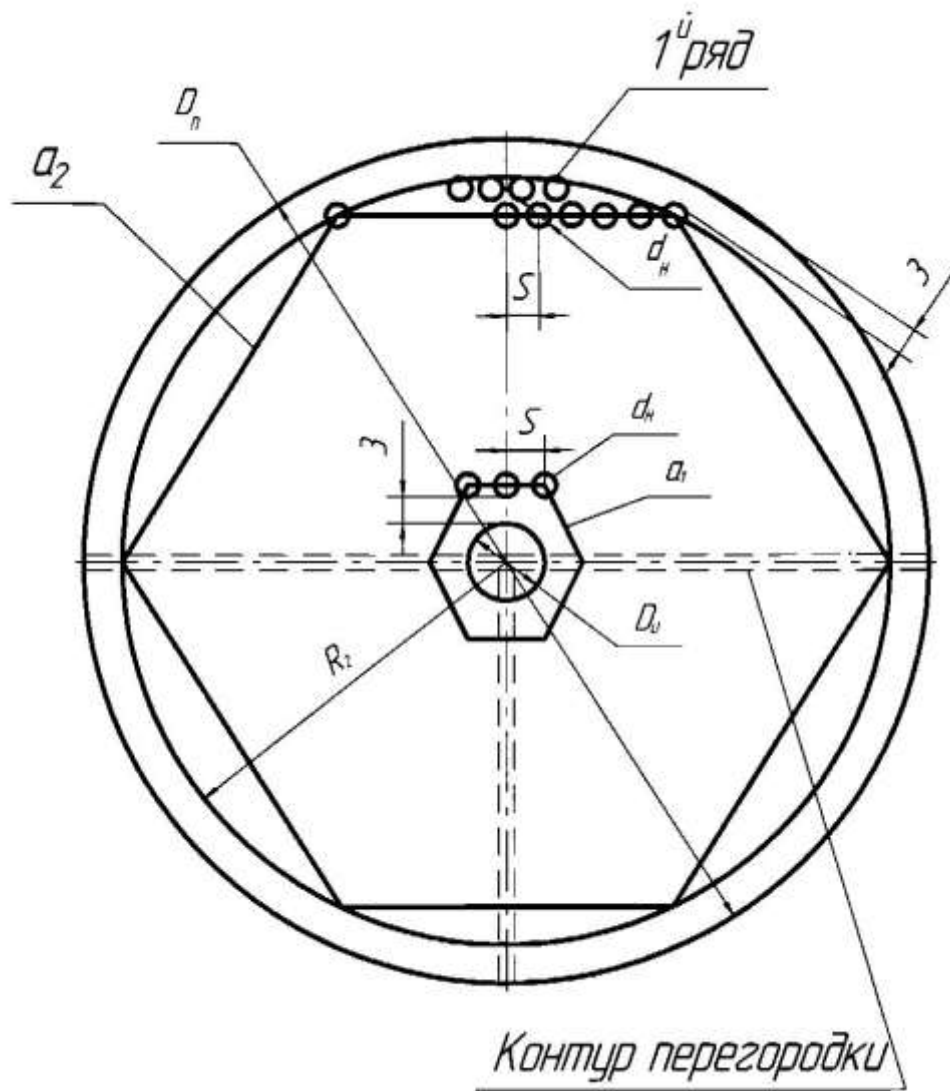


Рисунок 2 – Розбивка трубної решітки

Описуємо коло D_0 в масштабі 1:2 або 1:1 і навколо неї будуємо правильний шестикутник a_1 , радіус якого R_1 містить ціле число кроків ($R_1 = a_1 \cdot S$). На одній зі сторін цього шестикутника розміщуємо окружності d_H з кроком S .

Відстань від окружності d_H до кола D_0 має бути не менше 3 мм (див. рис. 2).

Визначаємо номер зовнішнього шестикутника a_2 , що обмежує трубний пучок:

$$1,05 \cdot n = 3 \cdot (a_2 + a_1) \cdot (a_2 - a_1 + 1) + 6 \cdot (n_1 + n_2 + \dots + n_i + \dots),$$

де $n_i = 2 \cdot \sqrt{a_2^2 - \frac{3}{4 \cdot (a_2 + i)^2 + 1}}$ – кількість труб, що розміщуються на i - тому ряду сегмента між шестикутником a_2 і описаної навколо нього колом (див. рис. 2).

Кількість труб n збільшуємо на 5 %, тому що частина з них потрапляє на перегородки водяних камер, а інша частина замінюється анкерними зв'язками, що підтримують перегородки в масляній порожнині.

Величина a_2 визначається методом послідовних наближень з урахуванням того, що a_2 – ціле число.

Після визначення a_2 , знаходимо радіус зовнішнього шестикутника:

$$R_2 = a_2 \cdot S.$$

На одній зі сторін цього шестикутника розміщуємо окружності d_n з кроком S .

Відстань від окружності d_n до кола D_n має бути не менше 3 мм, при цьому величина D_n виражена в мм, повинна закінчуватися на 0 або 5, тобто:

$$D_n \geq 2 \cdot a_2 \cdot S + d_n + 6.$$

Визначаємо периметр середнього ряду труб по шестикутнику, мм:

$$B = 6 \cdot R_{cp} = 3 \cdot (a_1 \cdot S + a_2 \cdot S)$$

Кількість рядів труб в радіальному напрямку n_p визначаємо підрахунком за кресленням (див. рис.2).

Визначаємо внутрішній діаметр корпусу апарату, м:

$$D_k = \sqrt{D_n^2 + \frac{4 \cdot G_m}{\rho_m \cdot w_m}},$$

де D_n – зовнішній діаметр перегородки «диск», м;

ρ_m – густина масла, кг/м³;

w_m – швидкість масла, м/с;

G_m – витрата масла, кг/с.

Величина D_k в мм округляється до числа, що закінчується на 0 та 5. Для теплообмінників з верхньої плаваючою головкою повинно виконуватися співвідношення:

$$D_K - D_H \geq 50 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до охолоджувальної води при турбулентному режимі течії ($Re_{\text{ж}} \geq 10^4$) обчислюється за формулою:

$$Nu_B = 0,021 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_B}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l.$$

При використанні цієї формули, необхідно знати температуру стінки $t_{\text{ст}}$, яка залежить, в свою чергу, від коефіцієнта тепловіддачі. Тому розрахунок доводиться вести методом послідовних наближень. Для довгих труб $\left(\frac{l}{d} \geq 50 \right)$ при різниці температур $t_{\text{ст}} - \bar{t}_B$, що не перевищує 5°C , можна використовувати спрощену формулу:

$$Nu_B = 0,023 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,4}.$$

Критерій Рейнольдса Re характеризує відношення сил інерції до сил молекулярного тертя та його величина визначає характер руху рідини. Критерій Рейнольдса для води Re_B визначаємо за формулою:

$$Re_B = \frac{d_B \cdot w_B}{\nu_B},$$

де d_B – внутрішній діаметр труб, м;

ν_B – кінематична в'язкість води (табл. Д.2), $\text{м}^2/\text{с}$;

w_B – швидкість води, $\text{м}/\text{с}$.

Отже, коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до води можна визначити за формулою, $\text{Вт} / \text{м}^2 \text{ К}$:

$$\alpha_B = 0,023 \frac{\lambda_B}{d_B} \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,4}$$

де λ_B – коефіцієнт теплопровідності води, $\text{Вт} / \text{мК}$.

Pr_B – критерій Прандтля для води.

Теплофізичні властивості води (ν_B – кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$, λ_B – коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, Pr_B – критерій Прандтля) знаходимо з табл. Д.2 по середній температурі $\bar{t}_B = (t_{B1} + t_{B2})/2$.

Коефіцієнт тепловіддачі від масла до стінки труби α_M знаходимо з критеріального рівняння, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{ К}$:

$$\alpha_M = 0,54 \frac{\lambda_M}{d_H} \cdot \text{Re}_M^{0,517} \cdot \text{Pr}_M^{0,3}$$

де Re_M , Pr_M – критерії Рейнольдса і Прандтля для масла.

В якості визначального розміру береться зовнішній діаметр трубки – d_H .

Критерій Рейнольдса для масла Re_M визначаємо за формулою:

$$\text{Re}_M = \frac{d_H \cdot w_M}{\nu_M},$$

де d_H – зовнішній діаметр труб, м;

ν_M – кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$;

w_M – швидкість води, $\text{м}/\text{с}$.

Теплофізичні властивості масла (ν_M – кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$, λ_M – коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, Pr_M – критерій Прандтля) знаходимо з табл. Д.3 – Д.5 по середній температурі $\bar{t}_M = (t_{M1} + t_{M2})/2$.

Коефіцієнт теплопередачі від масла до води визначаємо без урахування термічного опору стінки труби, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{ К}$:

$$k = \frac{\alpha_M \cdot \alpha_B}{\alpha_B + \frac{d_H}{d_B} \cdot \alpha_M},$$

де α_M – коефіцієнт тепловіддачі від масла до стінки труби, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{ К}$;

α_B – коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до води, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{ К}$;

d_H , d_B – зовнішній і внутрішній діаметри трубок, м.

Розраховуємо середню різницю температур між теплоносіями:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t \cdot \psi,$$

де $\psi = f(P, R)$ – поправочний коефіцієнт, що залежить від схеми руху теплоносіїв.

$$\Delta t = \frac{(t_{M1} - t_{B2}) - (t_{M2} - t_{B1})}{\ln \frac{(t_{M1} - t_{B2})}{(t_{M2} - t_{B1})}}.$$

Коефіцієнт ψ визначається за графіком (рис.3) в залежності від величини P та R :

$$P = \frac{t_{B2} - t_{B1}}{t_{M1} - t_{B1}},$$

$$R = \frac{t_{M1} - t_{M2}}{t_{B2} - t_{B1}}.$$

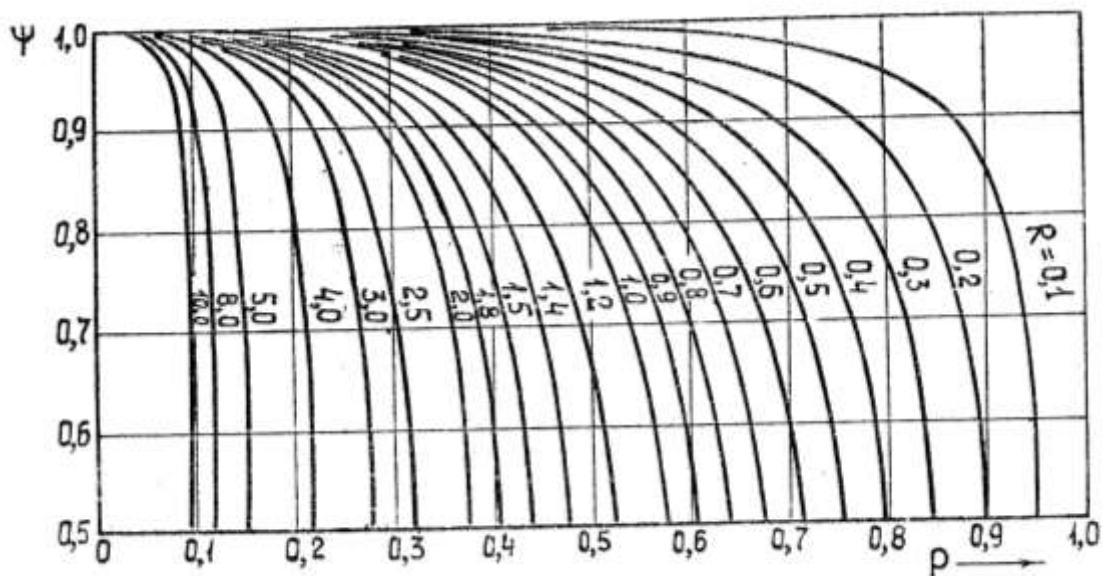


Рисунок 3 – Поправочний коефіцієнт для визначення температурного напору

Поверхня теплообміну апарату, м^2 :

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}},$$

де Q – теплова потужність апарату, кВт;
 k – коефіцієнт теплопередачі від масла до води, $\text{Вт} / \text{м}^2 \text{ К}$;
 Δt_{cp} – середня різниця температур між теплоносіями.

Знаходимо активну довжину трубного пучка, м:

$$L_{\text{ак}} = \frac{F_{\text{н}}}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot n}.$$

Повинна виконуватись умова $L_{\text{ак}} \geq 2D_{\text{к}}$. Остаточна для трубного пучка і діаметр корпусу визначаються в залежності від кількості ходів по воді і заданих обмежень по довжині і діаметру апарату. Якщо умова $L_{\text{ак}} \geq 2D_{\text{к}}$ не виконується, то повторюємо тепловий розрахунок змінюючи при цьому швидкість води і кратність охолодження.

Визначаємо відстань між перегородками в масляній полості, м:

$$h = \frac{G_{\text{м}} \cdot S}{\rho_{\text{м}} \cdot w_{\text{м}} \cdot B(S - d_{\text{н}})}$$

де $G_{\text{м}}$ – витрата масла, кг / с;

S – крок труб, м;

$\rho_{\text{м}}$ – густина масла, кг / м³;

B – периметр середнього ряду труб по шестикутнику, м;

$d_{\text{н}}$ – зовнішній діаметр трубки, м;

$w_{\text{м}}$ – швидкість масла, м / с.

Визначаємо кількість ходів масла $z_{\text{м}}$ і кількість перегородок типу «диск» $n_{\text{д}}$ та «кільце» $n_{\text{к}}$:

$$z_{\text{м}} = \frac{L_{\text{ак}}}{h}; \quad n_{\text{д}} = \frac{z_{\text{м}}}{2} - 1; \quad n_{\text{к}} = \frac{z_{\text{м}}}{2}.$$

Величину $z_{\text{м}}$ округляємо до більшого цілого числа. Товщина перегородок в масляній полості $\delta_{\text{н}}$ обирається в межах 3 ÷ 5 мм.

Уточнюємо активну довжину труб, м:

$$L_{\text{ак.ут.}} = h \cdot z_{\text{м}} + \delta_{\text{н}}(n_{\text{д}} + n_{\text{к}}).$$

3 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК АПАРАТУ

Метою гідравлічного розрахунку є визначення сумарного гідравлічного опору (втрати напору) під час руху теплоносія та вибір насоса, який має подолати цей опір.

Гідравлічний опір ΔP визначаємо як суму окремих опорів, Па:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{м}},$$

де $\Delta P_{\text{тр}}$ – втрати напору на подолання тертя, Па;

$\sum \Delta P_{\text{м}}$ – сумарні втрати напору на подолання місцевих опорів, Па.

3.1 Визначення гідравлічного опору порожнини води, що охолоджує.

Втрати напору через тертя під час руху води по трубах, Па

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{т}}}{d_{\text{в}}} \cdot \frac{w_{\text{в}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot z_{\text{в}} \cdot L,$$

де $\lambda_{\text{т}} = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}$ – коефіцієнт опору тертя для технічно гладких труб при турбулентному русі води;

$L = L_{\text{ак.ут}} + 2S_{\text{р}}$ – повна довжина труб, м;

$S_{\text{р}}$ – товщина трубної решітки, м.

Втрати напору при вході води в трубний пучок і на виході з нього, Па:

$$\Delta P_{\text{в1}} = 2 \cdot z_{\text{в}} \cdot \xi_1 \cdot \frac{w_{\text{в}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{в}},$$

де $\xi_1 = 1$ – коефіцієнт місцевого опору.

Втрати напору при повороті потоку охолоджувальної води між ходами в кришці апарату, Па:

$$\Delta P_{\text{в2}} = (z_{\text{в}} - 1) \cdot \xi_2 \cdot \frac{w_{\text{в}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{в}},$$

де $\xi_2 = 2,5$ – коефіцієнт місцевого опору при повороті потоку на 180° .

Втрати напору в патрубках входу та виходу охолоджувальної води, Па:

$$\Delta P_{в3} = 2 \cdot \xi_3 \frac{w_B^2}{2} \cdot \rho_B ,$$

де $\xi_3 = 1,5$ – коефіцієнт місцевого опору для вхідної, вихідної камери.
Сумарний гідравлічний опір порожнини охолоджувальної води, Па

$$\Delta P_B = \eta_3 (\Delta P_{тр} + \Delta P_{в1} + \Delta P_{в2} + \Delta P_{в3}),$$

де $\eta_3 = 1,1 \div 1,2$ – коефіцієнт, що враховує можливе забруднення поверхонь труб.

Потужність приводу водяного насоса, кВт:

$$N_B = \frac{G_B \cdot \Delta P_B}{\rho_B \cdot 1000 \cdot \eta_H \cdot \eta_e} ,$$

де G_B – витрата води, кг/с;
 ΔP_B – сумарний гідравлічний опір порожнини води, що охолоджує, Па;
 ρ_B – густина води, кг/м³;
 $\eta_H = 0,7 \div 0,75$ ККД насоса;
 $\eta_e = 0,95$ – ККД електродвигуна.

3. 2 Визначення гідравлічного опору масляної порожнини.

Втрати напору при поперечному обтіканні труб між перегородками, Па:

$$\Delta P_{м1} = \xi_{\pi} \frac{\rho_M \cdot w_M^2}{2} z_M ,$$

де $\xi_{\pi} = \frac{3 \cdot n_p}{Re_M^{0,2}}$ – коефіцієнт гідравлічного опору при поперечному обтіканні трубного пучка;
 ρ_M – густина масла, кг/м³;
 z_M – кількість ходів по маслу;
 w_M – швидкість масла, м/с.

Втрати напору при протіканні масла через отвір перегородок типу «кільце» з поворотом на 180°, Па:

$$\Delta P_{m2} = \xi_k \cdot \frac{\rho_m \cdot w_m^2}{2} \cdot n_k,$$

де $\xi_k = 1,5$ – коефіцієнт гідравлічного опору.

Втрати напору при проходженні потоком масла перегородки типу «диск», Па:

$$\Delta P_{m3} = \xi_d \cdot \frac{\rho_m \cdot w_m^2}{2} \cdot n_d,$$

де $\xi_d = 1,5$ – коефіцієнт гідравлічного опору.

Втрати напору при вході в трубний пучок і на виході з нього, Па:

$$\Delta P_{m4} = (\xi_{вх} + \xi_{вих}) \cdot \frac{\rho_m \cdot w_m^2}{2},$$

де $\xi_{вх} = 1,5$, $\xi_{вих} = 1,0$ – коефіцієнти місцевих опорів.

Втрати напору в патрубках входу та виходу, Па:

$$\Delta P_{m5} = 2 \cdot \xi_b \cdot \frac{\rho_m \cdot w_m^2}{2},$$

де $\xi_b = 1,5$ – коефіцієнт місцевого опору.

Сумарний гідравлічний опір масляної порожнини, Па:

$$\Delta P_m = \eta_3 (\Delta P_{m1} + \Delta P_{m2} + \Delta P_{m3} + \Delta P_{m4} + \Delta P_{m5}),$$

де $\eta_3 = 1,1 \div 1,2$ – коефіцієнт, що враховує можливе забруднення поверхонь труб.

Потужність приводу масляного насоса, кВт:

$$N_m = \frac{G_m \cdot \Delta P_m}{\rho_m \cdot 1000 \cdot \eta_n \cdot \eta_e},$$

де G_m – витрата масла, кг/с;

ΔP_m – сумарний гідравлічний опір масляної порожнини, Па;
 ρ_m – густина масла, кг/м³;
 $\eta_n = 0,7 \div 0,75$ ККД насоса;
 $\eta_e = 0,95$ – ККД електродвигуна.

4 ВИБІР МАТЕРІАЛІВ ТА РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

Завданням розрахунку є забезпечення міцності апарату в робочих умовах. Основними технічними параметрами кожухотрубчатих теплообмінних апаратів є товщина стінок корпусу та кришки.

Розрахунковий тиск P_p приймається, як правило, рівним робочому тиску. Під робочим тиском слід розуміти максимально надлишковий тиск у порожнині апарата без урахування допустимого короточасного підвищення тиску під час дії запобіжного пристрою. Якщо в порожнині апарату діє гідростатичний тиск, що перевищує на 5 % робоче, воно має бути враховано при виборі розрахункового тиску. Для литих елементів апарату, що працюють при тиску 0,2 МПа, розрахунковий тиск становить 0,2 МПа.

Допустима напруга $\sigma_{\text{доп}}$ визначається по формулі, МПа:

$$\sigma_{\text{доп}} = \eta \cdot \sigma^*,$$

де η – коефіцієнт запасу ($\eta = 0,9$ для апаратів, де знаходяться вибухонебезпечні та отруйні речовини; $\eta = 1$ для всіх інших апаратів);

$\sigma^* = 134$ МПа – нормативна напруга, що допускається.

Коефіцієнт міцності зварного шва ϕ залежить від типу шва та способу зварювання: для стикових з'єднань з проварюванням вручну з одного боку $\phi = 0,8 \div 0,9$; для стикового шва з проваром з двох сторін під шаром флюсу $\phi = 1,0$; для швів у нахлест з проваром з двох сторін $\phi = 0,8$; для стикового шва при автоматичному зварюванні під шаром флюсу $\phi = 0,8 \div 0,9$.

Надбавка на корозію C береться не більше 0,5 – 1 мм для матеріалів із проникністю 0,05 – 0,1 мм/рік. Для маслоохолоджувачів $C = 0$. Для особливо агресивних середовищ допускається давати додаткове збільшення C_1 .

Виконавча товщина циліндричної обичайки, що працює під внутрішнім тиском, визначається за формулою, мм:

$$S_{\text{об}} = \frac{P_p \cdot D}{2\phi \cdot \sigma_{\text{доп}} - P_p} + C + C_1.$$

Отримана товщина округляється у більшу сторону до найближчої товщини листа, що випускається промисловістю.

Фактична товщина повинна бути більшою за розрахункову і забезпечувати жорсткість обічайки. Мінімальна товщина циліндричних обічайок без збільшення на корозію та ерозію становить 2 мм при діаметрі корпусу апарата до 400 мм, 3 мм при діаметрі до 1000 мм і 4 мм при діаметрі до 2000 мм.

Плоскі круглі днища апарату, що працюють під внутрішнім тиском, розраховуються за такою формулою, мм:

$$S_1 = \frac{K}{K_o} \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P_p}{\sigma_{\text{доп}}}}.$$

Тут S_1 – конструктивна товщина днища, мм; D – діаметр днища, мм.

Коефіцієнт K залежить від конструкції днища. В нашому випадку приймаємо $K = 0,55$. Коефіцієнт K_o враховує ослаблення днища отворами. За відсутності отворів $K_o = 1$.

Товщина трубної решітки визначається за формулою, мм:

$$S_p = \frac{D_o}{2} \cdot \sqrt{\frac{P_p \cdot \psi}{\phi_p \cdot \sigma_{\text{доп}}}} + C.$$

Тут D_o – діаметр кола, на яке спирається (або по якому закріплюється трубна решітка); ϕ_p – коефіцієнт, що залежить від форми та способу кріплення трубної решітки (для трубних решіток, не підкріплених анкерними зв'язками, $\phi_p = 0,5$; ψ – коефіцієнт, що залежить від ослаблення трубної решітки; $\sigma_{\text{доп}}$ – допустима напруга на вигин матеріалу трубної решітки, що обчислюється при значенні коефіцієнта $\eta = 0,6$.

Найменша товщина трубної решітки за умовами вальцювання трубок повинна бути не меншою за зовнішній діаметр трубки, тобто $S_p > d_n$.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Які теплотехнологічні процеси протікають в теплообмінних апаратах?
2. Дайте визначення рекуперативного, контактного і регенеративного теплообмінника?
3. Провести порівняльну оцінку газового, рідкого і парового теплоносіїв.
4. Навіщо влаштовують ходовість у трубному та міжтрубному просторах кожухотрубчастих апаратах?
5. За якою формулою розраховують швидкості теплоносіїв у штуцерах, трубках, міжтрубному просторі теплообмінника?
6. При якому відносному русі теплоносіїв середній температурний напор буде найбільшим?
7. Викласти порядок теплового розрахунку поверхневих теплообмінників.
8. Викласти порядок конструктивного і гідродинамічного розрахунку поверхневих теплообмінників.
9. Які засоби компенсації температурних подовжень у поверхневих теплообмінниках ви знаєте?
10. Які фактори впливають на інтенсивність теплообміну (коефіцієнт теплопередачі) у поверхневих теплообмінниках?
11. Які параметри впливають на гідравлічний опір трубного та міжтрубного простору?
12. Яку швидкість рідини рекомендується приймати під час руху всередині труб? На підставі чого вибрано цей діапазон швидкості?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Мінаковський В.М. Теплотехнологічні процеси та установки: посіб. /В. М. Мінаковський. – Київ.: НТУУ «КПІ», 2019. – 128 с.
2. Процеси та апарати хімічної технології : підручник. У 2-х частинах /за ред. Л. Л. Товажнянський. Ч.1 – Харків. : НТУ ХПІ, 2007. –616 с.
3. Календер'ян В. О. Збірник задач по тепломасообмінним апаратам. Навчальний посібник для вузів. – Одеса: ОДАХ , 2010.– 142 с.
4. Марценюк О.С. Процеси і апарати харчових виробництв : підруч. / О.С. Марценюк, Л.М. Мельник. – Київ.: НУХТ, 2011.– 407 с
5. Процеси і апарати харчових виробництв : навч. посіб. / за ред. проф. І. Ф. Малежика. –Київ.: НУХТ, 2003. – 400 с.
6. Драганов Б.Х. Теплотехніка: підручник / А.А. Долінський, А. В. Міщенко, Є.М. Письменний.– Київ: «ІНКІОС», 2005. – 504 с.
7. Врагов А. П. Теплообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв. – Суми: Університетська книга, 2006. – 260 с.

ДОДАТКИ

Таблиця Д.1 – Вихідні дані до розрахунку кожухотрубного теплообмінника

Варіант	Теплова потужність апарату Q , кВт	Темпера- тура масла на вході t_{m1} , °C	Темпера- тура масла на виході t_{m2} , °C	Темпера- тура води на вході t_{w1} , °C	Кратність охолод- ження K	Марка масла.
1	1000	65	40	25	2	турбінне 30
2	500	60	45	20	1,5	турбінне 30
3	1500	60	45	15	1,6	турбінне 22
4	400	55	45	12	1,5	турбінне 22
5	450	65	45	15	1,5	турбінне 46
6	1500	65	40	25	2	турбінне 30
7	800	55	45	20	1,8	турбінне 46
8	1700	58	45	15	1,3	турбінне 46
9	2000	63	48	20	1,5	турбінне 22
10	2300	60	45	18	1,4	турбінне 30

Таблиця Д.2 – Теплофізичні характеристики води

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
10	999,7	4,191	57,4	1306	1,306	9,52
20	998,2	4,183	59,9	1004	1,006	7,02
30	995,7	4,174	61,8	801,5	0,805	5,42
40	992,2	4,174	63,5	653,3	0,659	4,31
50	988,1	4,174	64,8	549,4	0,556	3,54
60	983,2	4,179	65,9	469,9	0,478	2,98
70	977,8	4,187	66,8	406,1	0,415	2,55
80	971,8	4,195	67,4	355,1	0,365	2,21
90	965,3	4,208	68,0	314,9	0,326	1,95

Таблиця Д.3 – Теплофізичні характеристики масла турбінного 30

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
10	905	1,800	46,601	31300	340	4260
20	899	1,834	46,350	14800	162	2070
30	893	1,872	46,099	7550	83	1075
40	886	1,905	45,848	4420	49	650
50	880	1,941	45,596	2780	31	417
60	873	1,976	45,345	1825	20,5	281
70	867	2,047	45,094	1290	14,6	204
80	861	2,083	44,843	939	10,7	151
90	854	2,119	44,592	692	7,95	114

Таблиця Д.4 – Теплофізичні характеристики масла турбінного 46

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
10	901	1,817	46,853	59700	650	8220
20	895	1,853	46,601	25550	280	3590
30	888	1,888	46,308	12680	140	1820
40	882	1,922	46,057	6740	75	995
50	876	1,955	45,806	4020	45	302
60	869,5	1,993	45,555	2510	28,4	388
70	863	2,027	45,303	1715	19,5	271
80	856,5	2,064	45,052	1220	14	198
90	850	2,100	44,801	882	10,2	146

Таблиця Д.5 – Теплофізичні характеристики масла турбінного 22

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
10	902	1,813	46,727	19300	210	2600
20	895,5	1,851	46,476	8750	96	1250
30	888,5	1,888	46,224	4860	53,8	695
40	882,5	1,922	45,973	3240	36	432
50	876	1,960	45,680	1910	21,4	288
60	869,5	1,997	45,429	1300	14,7	200
70	863	2,031	45,178	924	10,5	150
80	856,5	2,064	44,927	690	7,9	116
90	850	2,098	44,675	524	6,0	91

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до курсового і дипломного проектування
**«РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННОГО
АПАРАТА»**

студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» усіх форм навчання

Укладачі: ТАРАСЕНКО Микола Олексійович

ТАРАСЕНКО Олександр Миколайович

Відповідальний за випуск

проф. Микола КУНДЕНКО

Роботу до видання рекомендував

доц. Лариса ТЮТЮНИК

В авторській редакції

План 2023 р., поз. 632

Підп. до друку 12. 10 . 2023. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.

Riso-друк. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1,4.

Наклад 50 прим. Зам. №_____. Ціна договірна

Видавничий центр НТУ «ХП».

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

61002, Харків, вул. Кирпичова, 2

Самостійне електронне видання