

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ



КАФЕДРА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЇ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

з дисципліни "Теплопостачання"

до практичних занять

для студентів другого (магістерського) рівня,
що навчаються за освітньо-професійною програмою
Теплогазопостачання і вентиляція
спеціальності 192 "Будівництво та цивільна інженерія"

ОДЕСА 2019 р.

УДК 536.7(075)

"Затверджено"

Вченою Радою Інституту
гідротехнічного будівництва
і цивільної інженерії

ОДАБА

Протокол № від 2019 р.

Методичні вказівки до виконання практичних занять з дисципліни "Теплопостачання" розглянуті і рекомендовані до видання на засіданні науково-методичної комісії Інституту гідротехнічного будівництва і цивільної інженерії, протокол № 9 від 2 . травня 2019р.

Укладачі: к.т.н., доц. Ю.Г.Елькін,
к.т.н., доц. М.І.Лапардін
ас. Т.Д.Чунєєва

Рецензенти: зав. кафедрою теплоенергетики і трубопровідного транспорту енергоносіїв ОНАХТ, д.т.н. професор О.С.Тітлов,
к.т.н., доц. каф. ТГПіВ ОДАБА, Ісаєв В.Ф.

Практичні завдання присвячені вивченню і закріпленню лекційного курсу "Теплопостачання" рішення завдань сприяє не тільки кращому засвоєнню теоретичних положень курсу, а також і постійному переходу від знання навчального матеріалу до вміння практично користуватися своїми знаннями.

Відповідальний за випуск: Зав. каф. ТГПіВ, доцент Ю.Г.Елькін

ЗМІСТ

1. Зміст.....	3
2. Вступ.....	4
3. Розрахунок товщини теплової ізоляції при каналній прокладці теплової мережі	5
4. Розрахунок товщини теплової ізоляції при безканалній прокладці теплової мережі	10
5. Побудова поздовжнього профілю теплової мережі	13
6. Розрахунок та підбір сальникових компенсаторів	17
7. Розрахунок кутів повороту теплотраси на самокомпенсацію	18
8. Розрахунок водо-водяного пластинчатого теплообмінника.....	21
Додатки	29
Література	36

2. ВСТУП

При вивченні курсу теплопостачання велике значення має придбання студентами навичок застосування основних теоретичних положень курсу до рішення завдань прикладного інженерного характеру. Ця важлива особливість навчального процесу у вищій школі безпосередньо пов'язана з посиленням систематичної самостійної роботи студентів, як основним засобом підвищення ефективності навчання. Рішення завдань, - як числових, так і в загальному виді - сприяє не тільки кращому засвоєнню теоретичних положень курсу, але також і поступовому переходу від знання навчального матеріалу до вміння практично користуватися своїми знаннями.

В розроблених методичних вказівках представлені рішення окремих практичних завдань по дисципліні "Теплопостачання", які можуть бути використані при проведенні практичних занять по даній дисципліні. Типові практичні задачі призначені для надання методичної допомоги студентам, що виконують розрахунки по курсовому та дипломному проектуванню, а також .

В ході проведення практичних занять студенти придбають навички і вміння, які необхідні в їх подальшій професійній діяльності.

3. РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ТЕПЛОВОЇ ІЗОЛЯЦІЇ ПРИ КАНАЛЬНІЙ ПРОКЛАДЦІ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

Для умов Одеської області визначити по нормованій щільності теплового потоку товщину теплової ізоляції для двотрубної теплової мережі $d_n = 159$ мм, що прокладена в каналі типу КЛ 90-45. Глибина закладення каналу (до осі трубопроводу) $h_k = 1,3$ м. Середньорічна температура ґрунту на глибині закладення осі трубопроводів $t_0 = 11$ °С. Теплопровідність ґрунту $\lambda_{гр} = 2,0$ Вт/(м·град). Теплова ізоляція - мати зі скляного штапельного волокна із захисним покриттям рулонним склопластиком. Розрахункові параметри мережної води 150 - 70°С. Середньорічні температури теплоносія згідно таблиці1 додатку, становлять: у трубопроводі, що подає $\tau_1 = 90$ °С, у зворотному трубопроводі $\tau_2 = 50$ °С.

Визначимо внутрішній і зовнішній еквівалентний діаметр каналу по наступній формулі:

$$d_e = \frac{4F}{P} \quad (3.1)$$

де: F – площа каналу, m^2

P – периметр каналу, m

Отже:

при внутрішніх розмірах каналу – $0,9 \times 0,46$ м. Таблиця 3 додатку

$F = 0,9 \cdot 0,46 = 0,414$ m^2 , $P = 2 \cdot (0,9 + 0,46) = 2,72$ м,

$$d_{в,е} = \frac{4 \cdot (0,9 \cdot 0,46)}{2 \cdot (0,9 + 0,46)} = 0,608 \text{ м.}$$

зовнішній еквівалентний діаметр каналу –

$$d_{н,е} = \frac{4 \cdot (1,15 \cdot 0,63)}{2 \cdot (1,15 + 0,63)} = 0,815 \text{ м,}$$

де: $F = 1,15 \cdot 0,63 = 0,725$ m^2 , $P = 2 \cdot (1,15 + 0,63) = 3,56$ м.

Термічний опір внутрішньої поверхні каналу можна визначити по наступній формулі:

$$R_{B,K} = \frac{1}{\alpha_B \cdot \pi \cdot d_{B,\text{в}}} = \quad (3.2)$$

$$R_{B,K} = \frac{1}{\alpha \cdot 3,14 \cdot 0,608} = 0,065 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт}$$

де: α_B – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні каналу.

Приймаємо за умови вільної конвекції $\alpha_B = 8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$

Термічний опір стінки каналу R_K визначаємо за допомогою формули:

$$R_K = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{ст}}} \ln \left(\frac{d_{H,\text{в}}}{d_{B,\text{в}}} \right) \quad (3.3)$$

де: $\lambda_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопровідності залізобетону,

приймаємо $\lambda_{\text{ст}} = 2,04 \text{ Вт/(м} \cdot \text{град)}$.

$$R_K = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,04} \ln \left(\frac{0,815}{0,608} \right) = 0,023 \text{ м} \cdot \text{град/Вт.}$$

Визначимо термічний опір ґрунту по формулі:

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{гр}}} \ln \left(\frac{2 \cdot h}{d_{H,\text{в}}} + \sqrt{\frac{4 \cdot h^2}{d_{H,\text{в}}^2} - 1} \right), \text{ м} \cdot \text{град/Вт.} \quad (3.4)$$

де: $\lambda_{\text{гр}}$ – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, приймаємо

$\lambda_{\text{гр}} = 2,0 \text{ Вт/(м} \cdot \text{град)}$.

h – глибина закладення осі теплопроводу від поверхні землі, приймаємо $h = 1,3 \text{ м}$.

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,0} \ln \left(\frac{2 \cdot 1,3}{0,815} + \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3^2}{0,815^2} - 1} \right) = 0,148 \text{ м} \cdot \text{град/Вт.}$$

Прийнявши температуру поверхні теплоізоляції 40 °С, визначимо середні температури теплоізоляційних шарів теплопроводу що подає $t_{\text{п}}$ і зворотного t_0 :

$$t_{\text{п}} = \frac{\tau_{1\text{сп}} + 40}{2} = \frac{90 + 40}{2} = 65 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{п}} = \frac{\tau_{2\text{сп}} + 40}{2} = \frac{50 + 40}{2} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Оскільки коефіцієнт теплопровідності теплової ізоляції λ залежить від температури, його можна визначити по наступному виразу:

$$\lambda = \lambda_0 + 0,00028 \cdot t, \quad (3.5)$$

тоді для трубопроводу, що подає

$$\lambda_{\tau 1} = 0,042 + 0,00028 \cdot 65 = 0,060 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)};$$

для зворотного трубопроводу

$$\lambda_{\tau 2} = 0,042 + 0,00028 \cdot 45 = 0,055 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}$$

Термічний опір поверхні теплоізоляційного шару $R_{\text{п.с}}$ визначається по наступній формулі:

$$R_{\text{п.с}} = \frac{1}{\alpha \cdot \pi \cdot (d_{\text{п}} + 0,1)} \text{ м}\cdot\text{град/Вт}, \quad (3.6)$$

$$R_{\text{п.с}} = \frac{1}{8 \cdot 3,14 \cdot (0,159 + 0,1)} = 0,154 \text{ м}\cdot\text{град/Вт},$$

По таблиці 2 додатку приймаємо лінійні щільності теплових потоків для трубопроводу, що подає $q_{11} = 42 \text{ Вт/м}$ і зворотного трубопроводу $q_{12} = 17 \text{ Вт/м}$.

Визначимо сумарний термічний опір $R_{\tau 1}$ для трубопроводу, що подає

$$R_{\tau 1} = \frac{(\tau_{1\text{сп}} - t_0)}{q_{11}} = \frac{(90 - 11)}{42} = 1,88 \text{ м}\cdot\text{град/Вт},$$

і сумарний термічний опір $R_{\tau 2}$ для зворотного трубопроводу

$$R_{\tau 2} = \frac{(\tau_{2\text{сп}} - t_0)}{q_{12}} = \frac{(50 - 11)}{17} = 2,29 \text{ м}\cdot\text{град/Вт}$$

де: q_1 – нормована лінійна щільність теплового потоку, Вт/м, (Табл.2, додаток)

τ_{cp} – середня за період експлуатації температура теплоносія в трубопроводах °С, (Табл.1)

t_0 – середньорічна температура навколишнього середовища °С.

Коефіцієнти взаємного впливу температурного поля трубопроводу що подає φ_1 і зворотного трубопроводу φ_2 визначаються по вираженням:

$$\varphi_1 = \frac{q_{12}}{q_{11}} = \frac{17}{42} = 0,40$$

$$\varphi_2 = \frac{q_{11}}{q_{12}} = \frac{42}{17} = 2,47$$

Необхідні термічні опори шарів для для трубопроводу що подає R_{π} і зворотного трубопроводу R_o знаходяться по формулах:

$$R_{\pi} = R_{\tau 1} - R_{\pi c} - (1 + \varphi_1) \cdot (R_{в.к.} + R_K + R_{гр}) \quad (3.7)$$

$$R_{\pi} = 1,88 - 0,154 - (1 + 0,40) \cdot (0,065 + 0,023 + 0,148) = 1,4 \text{ м}\cdot\text{град/Вт}$$

$$R_o = R_{\tau 2} - R_{\pi c} - (1 + \varphi_2) \cdot (R_{в.к.} + R_K + R_{гр}) \quad (3.8)$$

$$R_o = 2,29 - 0,154 - (1 + 2,47) \cdot (0,065 + 0,023 + 0,148) = 1,3 \text{ м}\cdot\text{град/Вт}$$

Відношення зовнішнього діаметра ізоляційного шару $d_{из}$ до зовнішнього діаметра трубопроводу d_n для трубопроводу що подає B_{π} і зворотного трубопроводу B_o :

$$B_{\pi} = \exp(2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\tau 1} \cdot R_{\pi}) \quad (3.9)$$

$$B_{\pi} = \exp(2 \cdot 3,14 \cdot 0,060 \cdot 1,4) = 1,70$$

$$B_o = \exp(2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\tau 2} \cdot R_o) \quad (3.10)$$

$$B_o = \exp(2 \cdot 3,14 \cdot 0,055 \cdot 1,3) = 1,57$$

Необхідні товщини шарів теплової ізоляції для трубопроводу що подає $\delta_{\tau 1}$ і зворотного трубопроводу $\delta_{\tau 2}$:

$$\delta_{\tau 1} = \frac{d_H \cdot (B_H - 1)}{2} \quad (3.11)$$

$$\delta_{\tau 1} = \frac{0,159 \cdot (1,70 - 1)}{2} = 0,055 \text{ м};$$

$$\delta_{\tau 2} = \frac{d_H \cdot (B_0 - 1)}{2} \quad (3.12)$$

$$\delta_{\tau 2} = \frac{0,159 \cdot (1,57 - 1)}{2} = 0,045 \text{ м};$$

Приймаємо товщину основного шару ізоляції для трубопроводу що подає і зворотного трубопроводу однаковою, яка дорівнює $\delta = 55 \text{ мм}$.

4. РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ТЕПЛОВОЇ ІЗОЛЯЦІЇ ПРИ БЕЗКАНАЛЬНІЙ ПРОКЛАДЦІ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

Визначити товщину теплової ізоляції з армопенобетону по нормованій щільності теплового потоку при безканальній прокладці для трубопроводів з діаметрами $d_n=159$ мм в сухих ґрунтах. Коефіцієнт теплопровідності армопенобетону $\lambda_{из}=0,06$ Вт/(м·град). Середньорічна температура теплоносія в трубопроводі, що подає $\tau_{1cp}=90$ °С, у зворотному $\tau_{2cp}=50$ °С. Глибина закладення осі трубопроводів $h=1,3$ м. Середньорічна температура ґрунту на глибині закладення осі трубопроводів $t_0=11$ °С. Коефіцієнт теплопровідності ґрунту $\lambda_{гр}=2,0$ Вт/(м·град).

Задаємося заздалегідь товщиною шару ізоляції на трубопроводі, що подає $\delta_{из.п.}=0,04$ м і на $\delta_{из.о.}=0,03$ м.

Визначимо зовнішні діаметри трубопроводу що подає $d_{н.из.п.}$ і зворотного трубопроводу $d_{н.из.о.}$ з урахуванням товщини шару ізоляції та захисного покривного шару $\delta_{п.}=0,005$ м:

$$d_{н.из.п.}=d_n+2\delta_{из.п.}+2\delta_{п.}=0,159+2\cdot 0,04+2\cdot 0,005=0,249\text{м}$$

$$d_{н.из.о.}=d_n+2\delta_{из.о.}+2\delta_{п.}=0,159+2\cdot 0,03+2\cdot 0,005=0,229\text{м}$$

Термічний опір ґрунту для трубопроводу що подає $R_{гр1}$ і для зворотного трубопроводу $R_{гр2}$ визначимо по формулам:

$$R_{гр1}=\frac{1}{2\cdot\pi\cdot\lambda_{гр}}\ln\left(\frac{2\cdot h}{d_{н.из.п.}}+\sqrt{\frac{4\cdot h^2}{d_{н.из.п.}^2}-1}\right), \text{ м}\cdot\text{град}/\text{Вт}. \quad (4.1)$$

тоді:

$$R_{гр1}=\frac{1}{2\cdot 3,14\cdot 2,0}\ln\left(\frac{2\cdot 1,3}{0,249}+\sqrt{\frac{4\cdot 1,3^2}{0,249^2}-1}\right)=0,241 \text{ м}\cdot\text{град}/\text{Вт},$$

$$R_{гр2}=\frac{1}{2\cdot\pi\cdot\lambda_{гр}}\ln\left(\frac{2\cdot h}{d_{н.из.о.}}+\sqrt{\frac{4\cdot h^2}{d_{н.из.о.}^2}-1}\right), \text{ м}\cdot\text{град}/\text{Вт}. \quad (4.2)$$

$$R_{\text{гр}2} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,0} \ln \left(\frac{2 \cdot 1,3}{0,229} + \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3^2}{0,229^2} - 1} \right) = 0,248 \text{ м} \cdot \text{град} / \text{Вт}.$$

По таблиці 2 додатку приймаємо лінійні щільності теплових потоків для трубопроводу що подає $q_{11} = 42 \text{ Вт/м}$ і для зворотного трубопроводу $q_{12} = 17 \text{ Вт/м}$.

Коефіцієнти взаємного впливу температурного поля трубопроводу що подає φ_1 і зворотного трубопроводу φ_2 визначаються за виразом:

$$\varphi_1 = \frac{q_{12}}{q_{11}} = \frac{17}{42} = 0,40$$

$$\varphi_2 = \frac{q_{11}}{q_{12}} = \frac{42}{17} = 2,47$$

Додаткові термічні опори, що враховують взаємний вплив теплопроводів R_{01} і R_{02} для трубопроводу що подає і зворотного трубопроводу відповідно при відстані між осями труб $a = 0,5 \text{ м}$, визначаються по формулах:

$$R_{01} = \varphi_1 \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{гр}}} \ln \left(\sqrt{\frac{4 \cdot h^2}{a^2} + 1} \right) \quad (4.3)$$

$$R_{01} = 0,40 \cdot \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,0} \ln \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 1,3^2}{0,5^2} + 1} \right) = 0,055 \text{ м} \cdot \text{град} / \text{Вт}$$

$$R_{02} = \varphi_2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{гр}}} \ln \left(\sqrt{\frac{4 \cdot h^2}{a^2} + 1} \right) \quad (4.4)$$

$$R_{02} = 2,47 \cdot \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,0} \ln \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 1,3^2}{0,5^2} + 1} \right) = 0,328 \text{ м} \cdot \text{град} / \text{Вт}.$$

Сумарні термічні опори для трубопроводу що подає $R_{\tau 1}$ і зворотного трубопроводу $R_{\tau 2}$ визначаються по формулах:

$$R_{\tau 1} = \frac{(\tau_{1\text{ср}} - t_0)}{q_{11}} = \frac{(90 - 11)}{42} = 1,88 \text{ м} \cdot \text{град} / \text{Вт},$$

$$R_{\tau 2} = \frac{(\tau_{2cp} - t_0)}{q_{l2}} = \frac{(50 - 11)}{17} = 2,29 \text{ м·град/Вт}$$

Необхідний термічний опір шарів ізоляції для трубопроводу що подає R_{π} визначаються з виразу:

$$R_{\pi} = R_{\tau 1} - R_{гр1} - R_{01} \quad (4.5)$$

$$R_{\pi} = 1,88 - 0,241 - 0,055 = 1,584 \text{ м·град/Вт}$$

Необхідний термічний опір шарів ізоляції для зворотного R_o трубопроводу визначаються з виразу:

$$R_o = R_{\tau 2} - R_{гр2} - R_{02} \quad (4.6)$$

$$R_o = 2,29 - 0,248 - 0,328 = 1,714 \text{ м·град/Вт.}$$

Товщину шарів ізоляції для для трубопроводу що подає $\delta_{\tau 1}$ визначаємо з виразу:

$$\delta_{\tau 1} = \frac{d_n \cdot \{[\exp(2 \cdot \pi \cdot \lambda_{из} \cdot R_{\pi}) - 1]\}}{2}, \quad (4.7)$$

після підстановки у цей вираз вхідних величин одержимо -

$$\delta_{\tau 1} = \frac{0,159 \cdot \{[\exp(2 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot 1,584) - 1]\}}{2} = 0,065 \text{ м}$$

Товщину шарів ізоляції для зворотного трубопроводу $\delta_{\tau 2}$ визначаємо з виразу:

$$\delta_{\tau 2} = \frac{d_n \cdot \{[\exp(2 \cdot \pi \cdot \lambda_{из} \cdot R_o) - 1]\}}{2} \quad (4.8)$$

Підставивши у формулу (2.8) значення вхідних у неї величин одержимо -

$$\delta_{\tau 2} = \frac{0,159 \cdot \{[\exp(2 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot 1,714) - 1]\}}{2} = 0,072 \text{ м}$$

Приймаємо товщину основного шару ізоляції для що подає й зворотного трубопроводів однакової й рівної 75 мм.

5. ПОБУДОВА ПОЗДОВЖНЬОГО ПРОФІЛЮ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

Поздовжнім профілем теплової мережі називають вертикальний розріз по осі підземної траси теплової мережі, що будується на основі натурної зйомки і проекту вертикального планування (організації рельєфу) місцевості.

Метою розробки поздовжнього профілю є визначення глибини прокладки теплової мережі відносно поверхні землі та інших інженерних комунікацій.

При проектуванні поздовжнього профілю необхідно дотримуватися наступних правил:

1. заглиблення теплових мереж від поверхні землі або дорожнього покриття варто приймати не менш:
 - до верху перекриття каналу - 0,5 м;
 - до верху ізоляції трубопроводу (безканальна прокладка) - 0,7 м;
 - до верху перекриття теплофікаційних камер - 0,3 м.
2. відстань у світлі між тепловими мережами та іншими інженерними комунікаціями повинна бути не менше зазначених у таблиці 4 (додаток) величин.
3. теплові мережі необхідно прокладати з ухилом, не менш 0,002, при прокладці трубопроводів по конструкціях мостів при перетинанні рік та ярів припустимо ухил трубопроводу не передбачати.

На поздовжньому профілі показують:

- відмітки поверхні землі (проектні - суцільною лінією, натурні - штриховою);
- усі інженерні мережі і споруди, що перетинаються, з відмітками верху їх конструкції при розташуванні проектованої теплової мережі зверху і з відмітками низу їх конструкцій при нижньому розташуванні теплової мережі;
- канали і камери спрощеними контурними лініями (трубопроводи в каналах і камерах не зображують);

Під профілями мереж поміщають таблицю, у якій указують:

- проектну відмітку землі;

- натурну відмітку землі;
- відмітку стелі каналу або верху ізоляції трубопроводу (при безканалній прокладці);
- відмітку підлоги каналу або низу ізоляції трубопроводу (при безканалній прокладці);
- ухил і довжину ділянки трубопроводу;
- марку каналу;
- розгорнутий план на якому вказують кути повороту мережі.

Необхідно розробити поздовжній профіль для трьох ділянок теплової мережі завдовжки $l_1 = 148$ м., $l_2 = 386$ м., $l_3 = 96$ м., прокладеною в непрохідних каналах; зовнішні діаметри трубопроводів d_n на ділянках – 529 мм., 426 мм. та 273 мм.

Проектні відмітки землі в характерних точках мають наступні значення: 37,53 м., 37,81 м., 38,53 м. и 38,05 м., які заносяться у відповідну графу таблиці поздовжнього профілю.

Для точки 1 призначається заглиблення $h=1$ м. По таблиці 3 (додаток) для трубопроводів $d_n = 525$ мм., знаходимо товщину перекриття каналу $\delta_1 = 0,14$ м., висоту каналу $H = 1200$ мм і марку каналу – КЛс 210-120.

Визначаємо відмітку стелі каналу :

$$ПТ_1 = З - h - \delta_1 = 37,53 - 1,00 - 0,14 = 36,39 \text{ м.}$$

де: З – відмітка землі, м.;

h – заглиблення каналу, м;

δ_1 – товщина перекриття каналу, м.

Визначаємо відмітку підлоги каналу:

$$ПЛ_1 = ПТ_1 - H = 36,39 - 1,20 = 35,19 \text{ м.}$$

Призначаємо ухил каналу $i = 0,002$ і визначаємо різницю у відмітках підлоги каналу на ділянці:

$$\Delta h_1 = i \cdot l_1 = 0,002 \cdot 148 = 0,30 \text{ м.}$$

Визначаємо відмітку підлоги каналу для точки 2

$$ПЛ_2 = ПЛ_1 - \Delta h_1 = 35,19 - 0,30 = 34,89 \text{ м.}$$

Визначимо відмітку стелі каналу для точки 2

$$ПТ_2 = ПЛ_2 + Н = 34,89 + 1,20 = 36,09 \text{ м.}$$

Перевіряємо величину заглиблення

$$h = З_2 - (ПТ_2 + \delta_1) = 37,81 - (36,09 + 0,14) = 1,58 \text{ м} > 0,5 \text{ м.}$$

Оскільки змінюється діаметр трубопроводу, то з другого боку теплофікаційної камери передбачається інша марка каналу – КЛс 150-90 висота якого $Н_2 = 0,90$ м. (таблиця 4), тому відмітка стелі цього каналу зміниться:

$$ПТ_{2'} = ПЛ_2 + Н_2 = 34,89 + 0,90 = 35,79 \text{ м.}$$

Аналогічним чином визначаються відмітки стелі і підлоги каналу для інших ділянок:

в точці 3 відмітка підлоги каналу $ПЛ_3 = 36,05$ м., відмітка стелі каналу (ліворуч) $ПТ_3 = 36,95$ м., (праворуч) $ПТ_{3'} = 36,66$ м.;

в точці 4 відмітка підлоги каналу $ПЛ_4 = 35,57$ м., відмітка стелі каналу $ПТ_4 = 36,18$ м.

Отримані результати заносяться в таблицю, на підставі якої, згідно прийнятого масштабу викреслюється поздовжній профіль.

Побудований за проведеними розрахунками поздовжній профіль фрагменту теплової мережі зображений на рис 1.

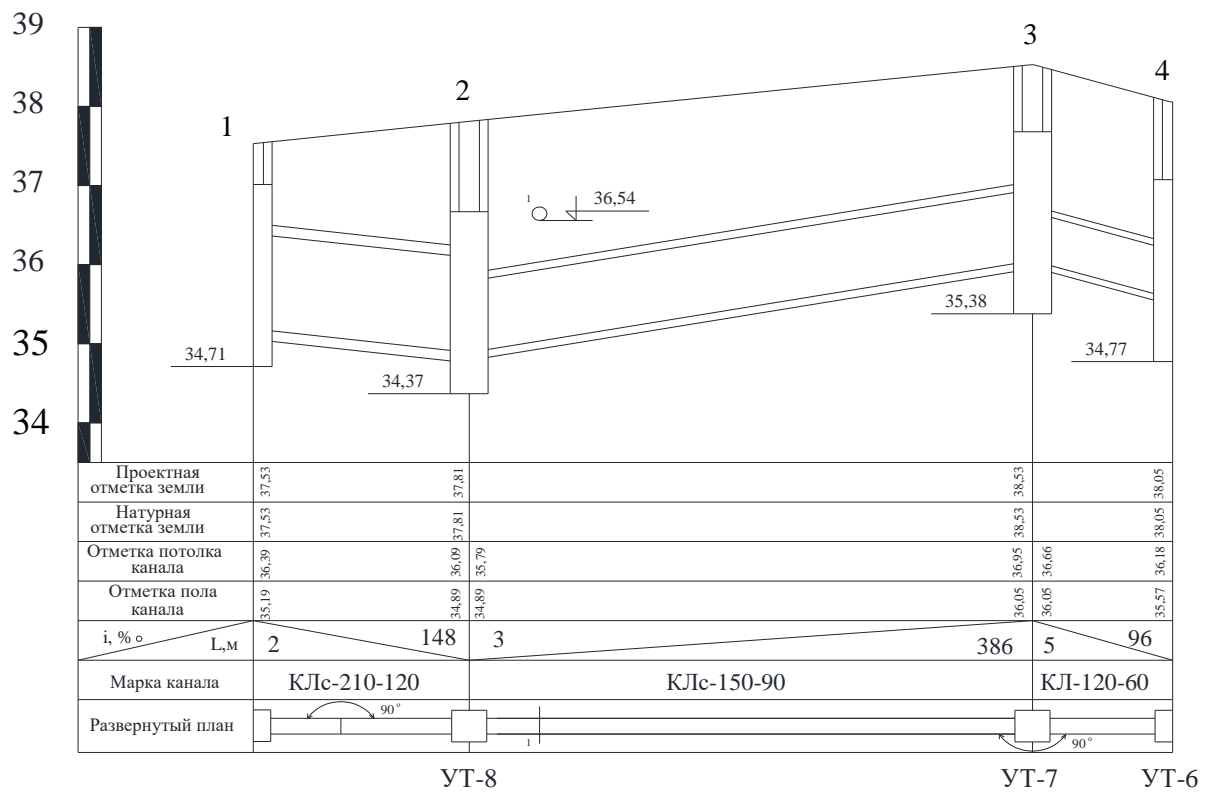


Рис. 1 Поздовжній профіль теплової мережі

6. РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР САЛЬНИКОВИХ КОМПЕНСАТОРІВ

Необхідно визначити кількість односторонніх сальникових компенсаторів для ділянки теплової мережі $d_H = 530$ мм і завдовжки $L = 500$ м; визначити реакцію компенсатора P_K при робочому тиску теплоносія $P_p = 1,5$ МПа; розрахункова температура теплоносія $\tau_1 = 150$ °С, розрахункова температура зовнішнього повітря $t_{HO} = -18$ °С.

Визначимо подовження ділянки трубопроводу прийнявши коефіцієнт лінійного подовження $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ []

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot (\tau_1 - t_{HO}) \quad (6.1)$$

$$\Delta L = 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 500 \cdot (150 + 18) = 1050 \text{ мм.}$$

Згідно таблиці 5 визначимо компенсуючу здатність одностороннього сальникового компенсатора $\Delta_K = 300$ мм і довжину сальникового набивання $l_c = 130$ мм.

Розрахункову компенсуючу здібність компенсатора Δ_p з урахуванням її зменшення на 50 мм визначимо по формулі:

$$\Delta_p = \Delta_K - 50 = 300 - 50 = 250 \text{ мм}$$

Визначимо кількість компенсаторів на ділянці:

$$n = \frac{\Delta L}{\Delta_p} = \frac{1050}{250} = 4,2 \approx 5 \text{ шт}$$

Реакція компенсатора P_K визначається по наступній формулі:

$$P_K = 2 \cdot P_p \cdot l_c \cdot d_H \cdot \mu \cdot \pi$$

$$P_K = 2 \cdot 1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,130 \cdot 0,530 \cdot 0,15 \cdot 3,14 = 97,355 \text{ кН.}$$

7. РОЗРАХУНОК КУТІВ ПОВОРОТУ ТЕПЛОТРАСИ НА САМОКОМПЕНСАЦІЮ

Визначити, без урахування гнучкості відведення, напругу від термічних деформацій в трубопроводі діаметром $d_H = 159$ мм у нерухомій опорі А (рис.5) при розрахунковій температурі теплоносія $\tau = 150^\circ\text{C}$ і температурі довкілля $t_0 = -18^\circ\text{C}$. Модуль пружності сталі $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт лінійного розширення $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-5}$ $1/^\circ\text{C}$. Порівняти з напругою що допускається $\delta_{\text{доп}} = 80$ МПа.

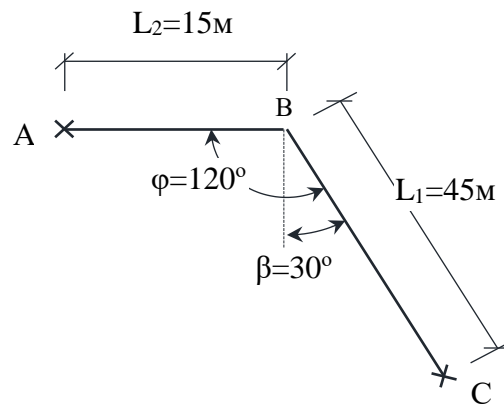


Рис. 2. Схема розрахункової ділянки

Лінійне подовження ΔL_1 плеча L_1 визначається по формулі:

$$\Delta L_1 = \alpha \cdot L_1 \cdot (\tau - t_0) \quad (7.1)$$

де: α – коефіцієнт лінійного розширення, $1/^\circ\text{C}$;

L_1 – плече, м;

τ – розрахункова температура теплоносія, $^\circ\text{C}$;

t_0 – температура довкілля, $^\circ\text{C}$.

$$\Delta L_1 = 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 45 \cdot (150 + 18) = 0,095 \text{ м.}$$

Напругу σ що вигинає біля опори А (при куті повороту $90 + \beta$, см рис.5) визначаємо по формулі:

$$\sigma = \frac{1,5 \cdot \Delta L_1 \cdot E \cdot d_H}{L_2^2 \cdot \cos \beta} \cdot \left(n + 1 + \frac{n + 3}{n + 1} \cdot \sin \beta \right) \quad (7.2)$$

де: ΔL_1 – лінійне подовження плеча, м;

E – модуль пружності, МПа;

d_n – зовнішній діаметр труби, м;

n – відношення більшого плеча до меншого, $n = \frac{L_1}{L_2} = \frac{45}{15} = 3$

$$\sigma = \frac{1,5 \cdot 0,095 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,159}{15^2 \cdot 0,866} \cdot \left(3 + 1 + \frac{3 + 3}{3 + 1} \cdot 0,5 \right) = 110,5 \text{ МПа}$$

Оскільки отримана напруга що вигинає σ , перевищує допустиме $[\sigma_{\text{доп}}] = 80$ МПа. то, цей кут повороту не може бути використаний для самокомпенсації.

За тими ж початковими даним визначити напругу від термічних деформацій у нерухомій опори А Рис.2, за умови рівності довжин плечей: $L_1 = L_2 = 40$ м., та визначити силу пружної деформації P_y .

Лінійне подовження плеча визначається за виразом

$$\Delta L_1 = 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 40 \cdot (150 + 18) = 0,084 \text{ м.}$$

Напругу у опори А, при $\beta = 30^\circ$ и $n = \frac{L_1}{L_2} = 1$, визначимо по формулі (5.2)

$$\sigma = \frac{1,5 \cdot 0,084 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,159}{40^2 \cdot 0,866} \cdot \left(1 + 1 + \frac{1 + 3}{1 + 1} \cdot 0,5 \right) = 8,7 \text{ МПа}$$

Цей кут повороту може бути використаний для самокомпенсації, оскільки напруга що вигинає σ , не перевищує допустиму $[\sigma_{\text{доп}}] = 80$ МПа.

Силу пружної деформації P_y згідно [] визначимо по формулі

$$P_y = B \cdot \frac{\alpha \cdot F \cdot I \cdot \Delta t}{L^2 \cdot 10^7} \quad (7.3)$$

де: B – коефіцієнт що визначається згідно [] по формулі:

$$B = \frac{12 \cdot (1 + \sin \beta)}{\cos^2 \beta}$$

$$B = \frac{12 \cdot (1 + 0,5)}{0,75} = 24$$

$\frac{\alpha \cdot F \cdot l}{10^7}$ визначається згідно [] для $d_n = 15,9$ см, $\frac{\alpha \cdot F \cdot l}{10^7} = 1,56$ кгс·м²/град.

Перепад температур $\Delta t = \tau - t_o = 150 + 18 = 168$ °

Підставивши у формулу (5.3) значення величин, що в неї входять, отримаємо:

$$P_y = 24 \cdot \frac{1,56 \cdot 168}{1600} = 3,93 \text{ кгс} = 39,3 \text{ Н}$$

8. РОЗРАХУНОК ВОДО-ВОДЯНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМІННИКА

Необхідно розрахувати два теплообмінника загальною потужністю $Q_{от} = 279,45$ кВт; температури гріючого теплоносія $\tau_1=60$ °С, $\tau_2=35$ °С, температури теплоносія що нагрівається $t_1 = 50$ °С, $t_2 = 25$ °С,

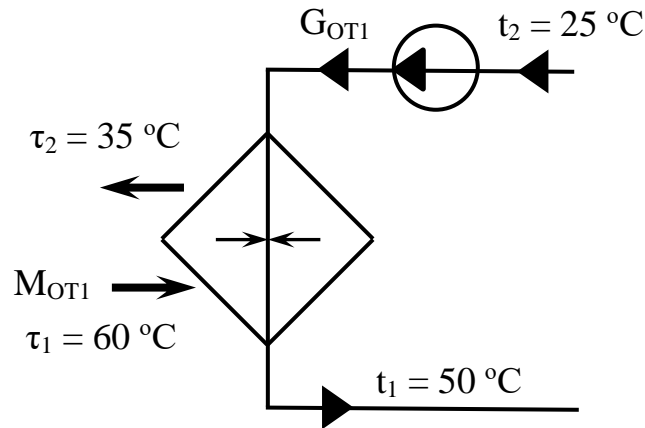


Рис. 3 Схема теплообмінника.

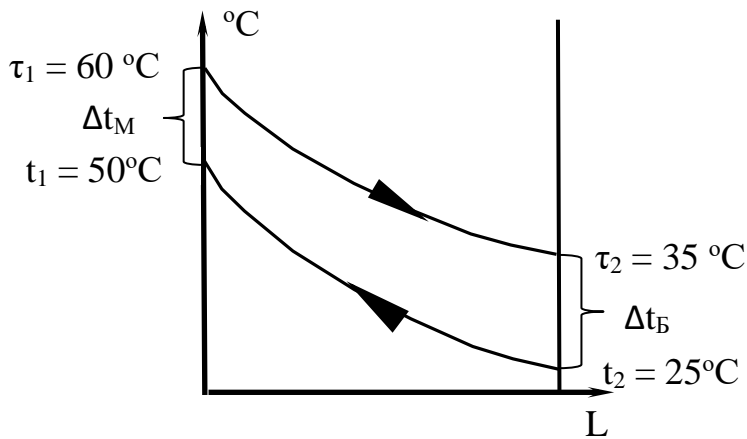


Рис. 4. Графік зміну температур у теплообмінному апараті.

Для визначення температурного натиску в теплообмінному апараті спочатку визначають різницю температур на вході і виході з нього, знаходять відношення більшої різниці температур $\Delta t_б$ до меншої $\Delta t_м$. У разі, якщо $\Delta t_б/\Delta t_м > 1,6$, то температурний натиск визначають як середньо логарифмічний

$$\Delta t = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}\right)} \quad (8.1)$$

а якщо $\Delta t_B/\Delta t_M < 1,6$, то температурний натиск визначають як середнє арифметичне.

З рис. 7 видно, що різниці температур Δt_6 та Δt_M однакові

$$\Delta t_6 = \tau_2 - t_2 = 35 - 25 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_M = \tau_1 - t_1 = 60 - 50 = 10 \text{ }^\circ\text{C},$$

і температурний натиск між теплоносіями дорівнює

$$\Delta t = \Delta t_6 = \Delta t_M = 10 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Властивості теплоносіїв визначаються з таблиці. 6 додатку згідно їхньої середньої температури методом лінійної інтерполяції.

Для гріючого теплоносія

$$\tau_{cp} = \frac{60+35}{2} = 47,5 \text{ }^\circ\text{C}; \rho_\tau = 989,1 \text{ кг/м}^3; c_p = 4,181 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)};$$

для теплоносія що нагрівається

$$t_{cp} = \frac{50+25}{2} = 37,5 \text{ }^\circ\text{C}; \rho_t = 993,1 \text{ кг/м}^3; c_p = 4,179 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)};$$

При розрахунку пластинчатого теплообмінника прийнято означати:

- величини, що відносяться до гріючого теплоносія (нижнім індексом τ) A_τ або a_τ
- величини, що відносяться до теплоносія що нагрівається (нижнім індексом t) A_t або a_t

Витрату гріючого теплоносія можна визначити за формулою:

$$M_{OT1} = \frac{Q_{OT1}}{c_\tau \cdot (\tau_1 - \tau_2)} \quad (8.2)$$

$$M_{OT1} = \frac{279,45}{4,181 \cdot (60 - 35)} = 2,674 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Витрату теплоносія що нагрівається визначимо за формулою:

$$G_{OT1} = \frac{Q_{OT1}}{c_t \cdot (t_1 - t_2)} \quad (8.3)$$

$$G_{OT1} = \frac{279,45}{4,179 \cdot (50 - 25)} = 2,675 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

У пластинчатих теплообмінниках швидкість води при гідравлічному опорі в них 30 - 150 кПа (3 - 15 м) повинна прийматися в межах 0,2 - 0,5 м/с, тобто приблизно в 3,5 разу менше, ніж в секційних водопідігрівачах. При цьому із-за турбулізації потоку води в каналах складної форми, утворених гофрованими пластинами, коефіцієнт теплопередачі в пластинчатих теплообмінниках виявляється в 1,3 - 2 рази більше, ніж в секційних.

Треба відмітити характерну особливість пластинчатих теплообмінників - рівність живих перерізів усіх каналів.

Конструкція пластинчатих теплообмінників дозволяє при складанні шляхом різного компонування пластин змінювати число ходів (пакетів) для будь-якого теплоносія.

Якщо витрата однієї рідини значно більше, чим іншої, то в деяких випадках доцільно застосовувати несиметричне компонування пластинчатого теплообмінника, тобто при незмінному загальному числі каналів збільшити число ходів рідини з меншою витратою, збільшуючи таким чином її швидкість і коефіцієнт тепловіддачі. При несиметричному компонуванні течія рідини стає змішаною, тобто одна частина пластинчатого теплообмінника працює за протитечією, а інша за прямотечією.

Співвідношення числа ходів для гріючого енергоносія X_t і енергоносія що нагрівається X_i знаходиться по формулі:

$$\frac{X_t}{X_i} = \left(\frac{G_{OT1}}{M_{OT1}} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_t}{\Delta P_i} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{CP}}{1000 - t_{CP}} \quad (8.4)$$

Приймаючи втрати тиску в теплообміннику

$\Delta P_\tau = 60$ кПа і $\Delta P_t = 100$ кПа, отримаємо:

$$\frac{X_\tau}{X_t} = \left(\frac{2,675}{2,674}\right)^{0,636} \cdot \left(\frac{60}{100}\right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 37,5}{1000 - 47,5} = 0,84 < 2$$

Якщо отримане співвідношення ходів не перевищує 2, то для підвищення швидкості води і для більш ефективного теплообміну доцільно симетричне компонування пластинчатого теплообмінника, тобто $X_\tau = X_t$.

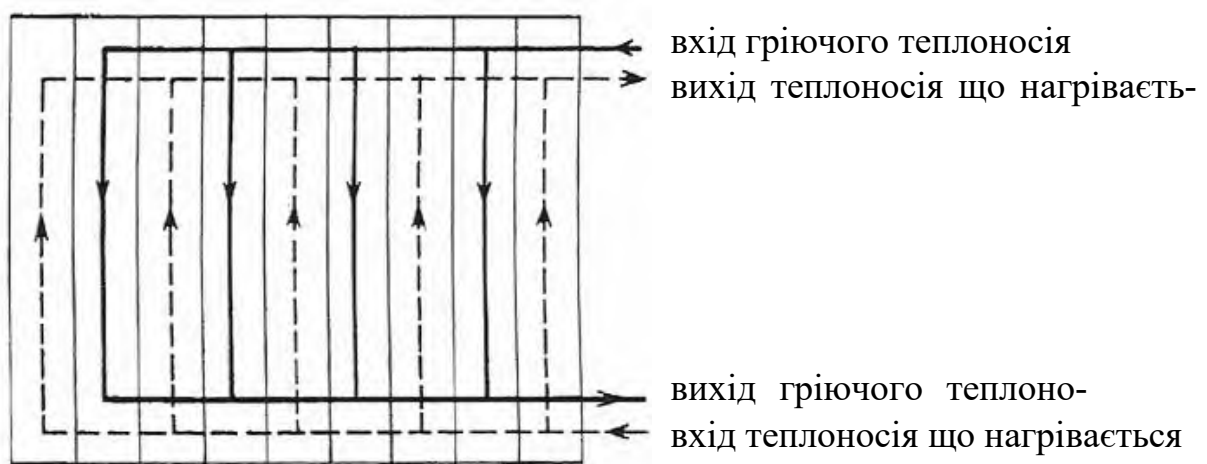


Рис. 5 Симетричне компонування пластинчатого теплообмінника.

Приймаємо швидкість теплоносія $W = 0,3$ м/с, живий переріз одного міжпластинчатого каналу $f_{ж}$ для заданого типу пластин вибирається з таблиці 7 (додатку), для пластин типу Р-0,6, $f_{ж} = 0,00245$ м²

Число каналів для теплоносія що нагрівається, розраховується по формулі:

$$m_t = \frac{G_{OT1}}{\rho_t \cdot \omega_t \cdot f_{ж}} \quad (8.5)$$

$$m_t = \frac{2,675}{993,1 \cdot 0,3 \cdot 0,00245} = 3,66$$

приймаємо найближче більше ціле число каналів $m_t = 4$.

Оскільки компонування пластинчатого теплообмінника симетричне

$$m_t = m_\tau,$$

Загальний живий переріз каналів в пакеті по ходу енергоносія, що нагрівається, і гріючого енергоносія знаходимо із виразу:

$$f_t = f_\tau = m_\tau \cdot f_{ж} \quad (8.6)$$

$$f_t = f_\tau = 4_\tau \cdot 0,00245 = 0,0098 \text{ м}^2.$$

Дійсна швидкість гріючого енергоносія заходиться із формули:

$$\omega_\tau = \frac{M_{OT1}}{\rho_\tau \cdot f_\tau} \quad (8.7)$$

$$\omega_\tau = \frac{2,674}{989,1 \cdot 0,0098} = 0,276 \text{ м/с}$$

Дійсна швидкість енергоносія що нагрівається заходиться із формули:

$$\omega_t = \frac{G_{OT1}}{\rho_t \cdot f_t} \quad (8.8)$$

$$\omega_\tau = \frac{2,675}{993,1 \cdot 0,0098} = 0,275 \text{ м/с}$$

Коефіцієнти тепловіддачі розраховуються по формулі:

$$\alpha = A \cdot \omega^{0,73} / d_3^{0,27}, \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)} \quad (8.9)$$

де: А - визначається залежно від типорозміру пластини і середньої температури теплоносія за допомогою лінійної інтерполяції по таблиці. 8 (додаток),

для пластин типа Р-0,6: $d_3 = 0,00830\text{м}$; $A_\tau = 5443,8$ при $t_{cp} = 47,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

$A_t = 5114,8$ при $t_{cp} = 37,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

Таким чином коефіцієнт тепловіддачі α_τ від гріючого енергоносія до стінки пластини:

$$\alpha_\tau = 5443,8 \cdot \frac{0,276^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 7751,8 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

а коефіцієнт тепловіддачі α_t від стінки пластини до енергоносія що нагрівається:

$$\alpha_i = 5114,8 \cdot \frac{0,275^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 7264,4 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коефіцієнт теплопередачі знаходиться за формулою:

$$K = \varphi \cdot \left(\frac{1}{\alpha_t} + \frac{\delta_{\text{пл}}}{\lambda_{\text{пл}}} + \frac{1}{\alpha_t} \right)^{-1} \quad (8.10)$$

де: φ - коефіцієнт, що враховує зниження коефіцієнта теплопередачі,

$$\varphi = 0,85;$$

$\delta_{\text{пл}}$ - товщина стінки пластини, $\delta_{\text{пл}} = 0,001$ м;

$\lambda_{\text{пл}}$ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини,

$$\lambda_{\text{пл}} = \text{Вт / (м} \cdot \text{К)}$$

$$K = 0,85 \cdot \left(\frac{1}{7751,8} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{7264,4} \right)^{-1} = 2582,3 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

Розрахункова площа поверхні нагріву теплообмінного апарату знаходиться із виразу:

$$F_P = \frac{Q_{\text{от1}} \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t} \quad (8.11)$$

$$F_P = \frac{279,45 \cdot 10^3}{2582,3 \cdot 10} = 10,82 \text{ м}^2$$

Визначимо кількість пакетів (ходів) в теплообмінному апараті:

$$X = \frac{F_P + f_{\text{пл}}}{2 \cdot m_t \cdot f_{\text{пл}}} \quad (8.12)$$

де: $f_{\text{пл}}$ – площа поверхні однієї пластини, $f_{\text{пл}} = 0,6$ м² (табл.6 додаток)

$$X = \frac{10,82 + 0,6}{2 \cdot 4 \cdot 0,6} = 2,38$$

Приймаємо найближче більше ціле число пакетів $X = 3$.

Дійсна площа поверхні нагріву теплообмінного апарату може бути знайдена по формулі:

$$F_d = (2 \cdot m_t \cdot X - 1) \cdot f_{\text{пл}}, \text{ м}^2 \quad (8.13)$$

$$F_d = (2 \cdot 4 \cdot 3 - 1) \cdot 0,6 = 13,8 \text{ м}^2$$

Визначимо втрати тиску в теплообмінному апараті по формулі:

$$\Delta P = \beta \cdot B \cdot X \cdot (33 - 0,08 \cdot t) \cdot \omega^{1,75}, \quad (8.14)$$

де: β – коефіцієнт, що враховує підвищення гідравлічного опору каналів теплообмінника із-за забруднення поверхні;

B – параметр, залежний від типорозміру пластини, (табл.9 додаток);

t – середня температура енергоносія, °С.

Таким чином для гріючого енергоносія

$$\beta = 1,6; \tau_{cp} = 47,5 \text{ °С}; \omega_{\tau} = 0,276 \text{ м/с}; B = 3$$

$$\Delta P_{\tau} = 1,6 \cdot 3 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 47,5) \cdot 0,276^{1,75} = 44,1 \text{ кПа} < 150 \text{ кПа} .$$

для енергоносія що нагрівається

$$\beta = 1,3; t_{cp} = 37,5 \text{ °С}; \omega_t = 0,275 \text{ м/с}; B = 3$$

$$\Delta P_t = 1,3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 37,5) \cdot 0,275^{1,75} = 36,6 \text{ кПа} < 150 \text{ кПа} .$$

У загальному випадку схема компоновання пластинчатого теплообмінника позначається таким чином:

$$C_x \frac{m'_{\Gamma} + m''_{\Gamma} + m'''_{\Gamma} + m^k_{\Gamma}}{m'_X + m''_X + m'''_X + m^p_X} \quad (8.15)$$

де: m_{Γ} – число каналів в пакеті для гріючого середовища;

k – число послідовно включених пакетів для гріючого середовища;

m_X – число каналів в пакеті для середовища, що нагрівається;

p – число послідовно включених пакетів для середовища, що нагрівається.

$$C_x \frac{4 + 4 + 4}{4 + 4 + 5}$$

Тобто гріюче (у чисельнику) середовище, і середовище що нагрівається (у знаменнику), роблять по три ходи (3 пакети), проходячи паралельно по 4 каналах. Додатковий 5-й канал по стороні ходу енергоносія, що нагрівається, призначений для охолодження плити і зменшення втрат.

Схеми трактів теплоносіїв зображені на рис 6 і рис 7.

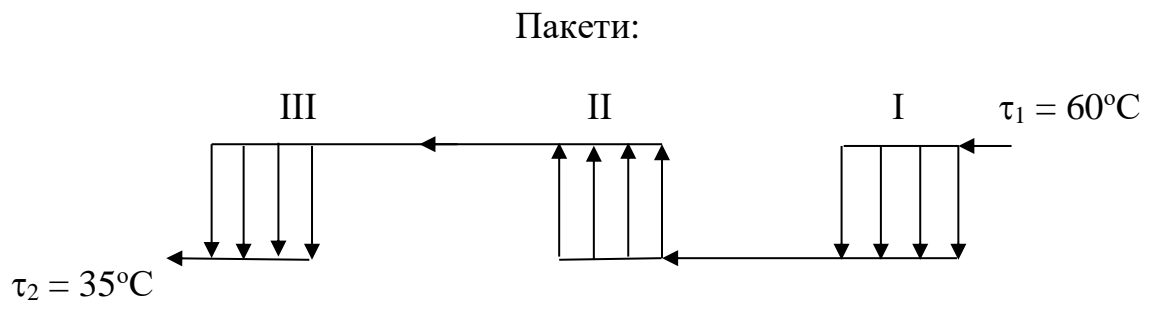


Рис. 6. Тракт гріючого енергоносія

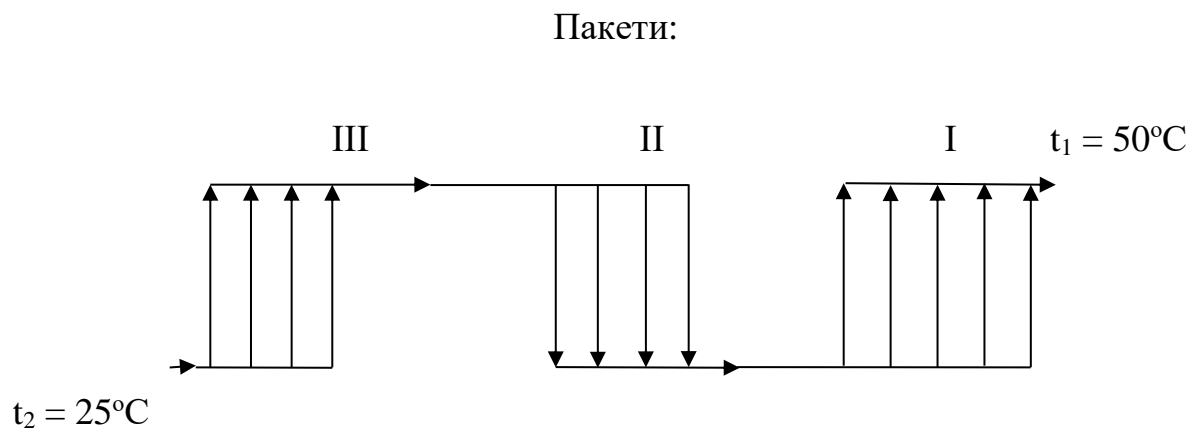


Рис 7. Тракт енергоносія що нагрівається.

Таблиця 1 Середньорічні температури мережної води

Розрахункові температури мережної води в трубопроводі, що подає, °С	150	140	130	120	110
Середньорічні температури в трубопроводі, що подає τ_{1cp} , °С	90	85,5	81	67,5	65
Середньорічні температури у зворотному трубопроводі τ_{2cp} , °С	50	50	50	50	50

Таблиця 2 Норми щільності теплового потоку q_1 , Вт/м, через ізольовану поверхню трубопроводів двотрубних теплових мереж при роботі більше 5000 годин за рік.

d _y , мм.	Тип прокладки					
	надземна		безканальна		канальна	
	Середня температура теплоносія, °С					
	50	100	50	90	50	90
100	19	34	15	35	14	33
125	21	38	16	38	15	39
150	23	42	17	42	17	42
200	28	50	19	49	19	49
250	33	57	21	54	21	54
300	39	67	24	60	24	60
350	45	77	26	64	26	64
400	49	84	28	70	28	70
450	54	91	31	79	31	79
500	58	98	32	84	32	84
600	67	112	50	93	35	93

Таблиця 3. Основні розміри непрохідних каналів уніфікованої серії

d_H	A	H	h	a	δ	δ_1	Марка каналу
45	600	460	219	280	70	80	КЛ 60-45
57	600	460	224	280	70	80	
76	600	460	234	280	70	80	
89	600	460	241	280	70	80	
108	900	460	250	400	100	80	КЛ 90-45
133	900	460	263	400	100	80	
159	900	460	276	400	100	80	
194	1200	610	293	540	100	100	КЛ 120-60
219	1200	610	306	540	100	100	
273	1200	610	332	540	100	100	
325	1500	900	359	660		120	КЛс 150-90
377	1500	900	434	660		120	
426	1500	900	459	740		120	
478	1500	900	485	740		120	
529	2100	1200	511	1049		140	КЛс 210-120
630	2100	1200	561	1049		140	

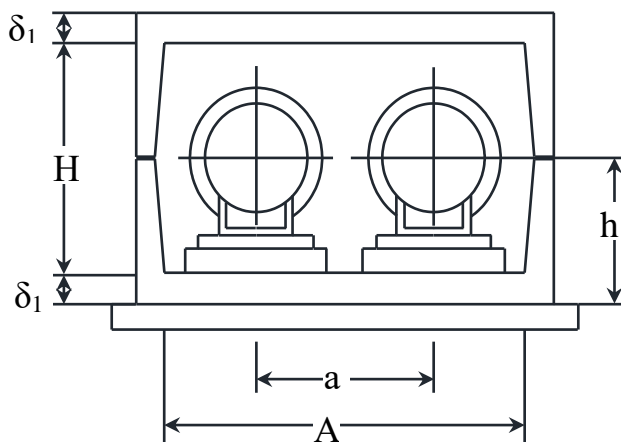
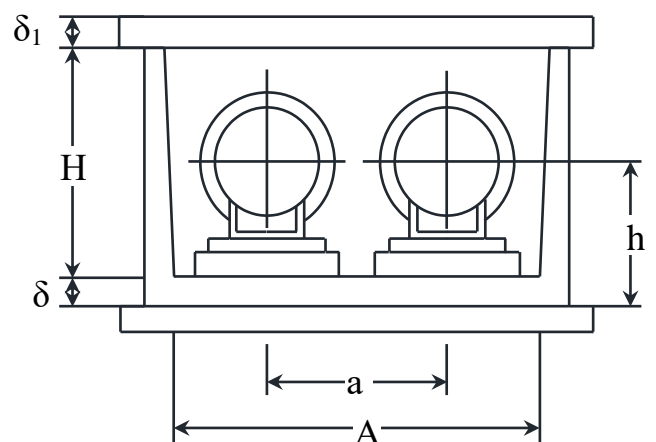


Рис. 8. Канал марки КЛс



Канал марки КЛ

Таблиця 4 Мінімальні відстані від конструкцій теплових мереж до інженерних комунікацій і споруд

Найменування відстані	Відстань у світлі, м	
	у плані	по верти- калі
до найближчої трамвайної рейки	2	-
до кабелів зв'язку	2	0,5
до телефонного кабелю	1	0,5
до електрокабеля напругою до 35 кВ.	2	0,5
до електрокабеля напругою до 220 кВ.	2	1
до газопроводу тиском до 0,6 мПа	2	0,2
до газопроводу тиском 0,6 – 1,2 мПа	4	0,2
до водопроводу	1,5	0,2

Таблиця 5 Дані до розрахунку пластинчатого теплообмінника

№	$Q_{от}$, кВт	τ_1 °C	τ_2 °C	t_1 °C	t_2 °C
1	500	71	17	60	1
2	520	74	18	58	2,2
3	540	72	19	56	0,4
4	560	69	16	54	0
5	580	76	17	55	1,5
6	600	73	20	57	2,2
7	620	74	16	59	0
8	640	76	17	61	1
9	660	78	18	63	2,2
10	680	64	19	50	1,9

Таблиця 6. Фізичні властивості води при різних температурах

t, °C	ρ , кг/м ³	C, кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	ν , 10 ⁻⁶ м ² /с	Pr
5	999,97	4,2050	0,57057	1,5181	11.188
10	999,70	4,1952	0,58005	1,3059	9.447
15	999,10	4,1885	0,58938	1,1375	8.0841
20	998,21	4,1841	0,59846	1,0016	7.0026
25	997,05	4,1813	0,60719	0,89008	6,1294
30	995,65	4,1798	0,61550	0,79735	5,4147
35	994,03	4,1793	0,62332	0,71932	4,8229
40	992,22	4,1794	0,63063	0,65298	4,3275
45	990,21	4,1801	0,63739	0,59607	3,9092
50	988,03	4,1813	0,64359	0,54685	3,5528
55	985,69	4,1830	0,64926	0,50398	3,2470
60	983,20	4,1850	0,65439	0,46640	2,9827
65	980,55	4,1873	0,65900	0,43326	2,7530
70	977,76	4,1901	0,66313	0,40389	2,5521
75	974,84	4,1932	0,66679	0,37774	2,3755
80	971,79	4,1968	0,67001	0,35435	2,2195
85	968,61	4,2007	0,67283	0,33334	2,0812
90	965,31	4,2052	0,67527	0,31441	1,9580
95	961,89	4,2102	0,67735	0,29728	1,8478

Таблиця 7. Характеристики і основні розміри розбірних пластинчатих теплообмінників

Найменування	Типорозмір, м ²	
	0,3	0,6
Поверхня теплообміну однієї пластини, м ²	0,3	0,6
Довжина, м	1,370	1,375
Ширина, м	0,3	0,6
Шаг гофр уздовж потоку, м	0,0208	0,0208
Шаг гофр по нормалі, м	0,018	0,018
Висота гофр, м	0,0040	0,0045
Кількість гофр	50	63
Кут нахилу гофр, град	60	60
Ширина каналу, м	0,25	0,545
Проміжок для проходу робочого середовища, м	0,0040	0,0045
Еквівалентний діаметр, м	0,0080	0,0083
Площа поперечного перерізу каналу, м ²	0,00110	0,00245
Змочений периметр перерізу каналу, м	0,5500	1,1880
Приведена довжина каналу, м	1,120	1,010
Товщина стінки пластини, м	0,0010	0,0010
Маса пластини, кг	3,20	5,80
Діаметр приєднувального штуцера, м	0,065	0,200

Таблиця 8. Значення параметру А (формула 6.9)

Температура, °С	Пластинчаті теплообмінники, типорозмір	
	0,3	0,6
0	2678	3615
10	2991	4038
20	3308	4466
30	3600	4850
40	3854	5203
50	4092	5524
60	4326	5840
70	4517	6120
80	4712	6361
90	4912	6631
100	5086	6866

Таблиця 9. Значення параметру В (формула 6.14)

Найменування	Типорозмір	
	0,3	0,6
Наведена довжина пластини, м	1,12	1,01
Еквівалентний діаметр каналу, м	0,0080	0,0083
Параметр В	4,5	3

Література

1. Руководство по проектированию тепловых пунктов. М.: Стройиздат, 1983, с. 72.
2. Водяные тепловые сети: справочное пособие по проектированию. Под ред. Н.К.Громова. - М.: Энергоатомиздат, 1988, стр. 307, 315 - 317.
3. Зингер Н.М. Работы Всесоюзного теплотехнического института. - Водоснабжение и санитарная техника., 1983, №5, с. 14.
4. Загребин В.А. Расчет водяных пластинчатых теплообменников. "Водоснабжение и санитарная техника", 1985, №2, С. 13-15.
5. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети,- М,- Энергоиздат, 2001.- 360 с.
6. ДБН В.2.5-39 Теплові мережі:2008,- Київ, Мінрегіонбуд Україна, 2009.
7. Николаев А.А. Справочник проектировщика. "Проектирование тепловых сетей" – М, Стройиздат, 1965 – 360с.