

II. НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ОТРИМАННЯ, ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА ЗБЕРЕЖЕННЯ ЕНЕРГІЇ

УДК 697.12; 628.87

БАСОК Б. І., докт. техн. наук, професор
ДАВИДЕНКО Б. В., докт. техн. наук
ГОНЧАРУК С. М., канд. техн. наук
НОВИЦЬКА М. П., канд. техн. наук
Інститут технічної теплофізики НАН України

ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ БУДІВЛІ

***Анотація.** В статті наведені результати гідравлічного розрахунку системи теплопостачання будівлі. Одержані результати розрахунків витрат теплоносія через окремі розподільчі трубопроводи (РТ) системи опалення дають можливість визначити температуру опалювального пристрою в кожному окремому приміщенні будівлі.*

***Ключові слова:** тепловтрати, система теплопостачання, будівля, енергоменеджмент*

***Abstract.** The article presents the results of hydraulic calculation of the heating system of the building. The obtained results of calculations of heat carrier flow rate through separate distribution pipelines of the heating system make it possible to determine the temperature of the heating device in each individual room of the building.*

***Keywords:** heat loss, heat supply system, building, energy management.*

Визначення характеристик системи опалення будівлі складається з чотирьох основних етапів: встановлення тепловтрат будівлі, вибір системи опалення, гідравлічний та економічний розрахунок. Вибір системи опалення та її джерела теплової енергії проводиться на моменті проектування будівлі та на стадії термомодернізації. Під час експлуатації будівлі теплоізоляційна здатність її огорожувальних конструкцій (ОК) погіршується. Вирішити дану проблему можливо шляхом заміни старих віконних конструкцій на сучасні з використанням енергозберігаючих склопакетів, а також утепленням стінових зовнішніх ОК. Разом з тим, виникає

важливе питання щодо встановлення температурного режиму роботи системи опалення будівлі, що експлуатується.

Для прикладу розглянемо систему тепlopостачання, що виконана по вертикальній однотрубній схемі з нижньою розводкою. Як опалювальні прилади використовуються сталеві двопанельні конвектори з бічним підведенням теплоносія. Габарити конвектора: довжина – 1,0 м, висота – 0,5 м; товщина – 0,1 м. Як зворотній трубопровід, так і трубопровід подачі, складені з труб різного діаметру. Діаметри труб трубопроводу подачі зменшуються по ходу теплоносія, а діаметри труб зворотного теплоносія – збільшуються по ходу відпрацьованого теплоносія (0,018, 0,023, 0,028, 0,0362 м). Це зроблено з метою вирівнювання витрат через кожний наступний розподільчий контур. З метою визначення витрат теплоносія через кожен опалювальний розподільчий контур проводиться гідравлічний розрахунок системи опалення будівлі.

Втрата тиску в магістральному трубопроводі подачі між точками відгалуження двох сусідніх розподільчих контурів (i та $i + 1$) розглядаються, як сума втрат тиску на тертя і втрат тиску на місцевих опорах: $p_i - p_{i+1} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}}$.

Втрати тиску на тертя розраховуються за формулою:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \frac{1}{d} \frac{\rho v^2}{2},$$

де $\xi = \frac{64}{\text{Re}}$ – коефіцієнт опору тертя при ламінарній течії рідини в трубі;

та $\xi = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$ – коефіцієнт опору тертя при турбулентній течії (формула Блазіуса).

У випадку ламінарної течії теплоносія:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \frac{1}{d} \frac{\rho v^2}{2} = \frac{64\nu}{vd} \frac{1}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 32 \frac{\mu l}{d^2} v = 32 \frac{\mu l}{d^2} \frac{4G}{\pi d^2} = 128 \frac{\mu l}{\pi d^4} G, \quad (1)$$

де l – довжина ділянки трубопроводу, що розглядається; d – внутрішній діаметр труби; G – витрата теплоносія; μ – динамічний коефіцієнт в'язкості теплоносія.

Якщо ділянка трубопроводу з постійною витратою теплоносія G складається з труб різного діаметра, вищевказана формула приймає вигляд:

$$\Delta p_{\text{тр}}^{a-b} = 128 \frac{\mu}{\pi} G \left(\frac{l_a}{d_a^4} + \frac{l_b}{d_b^4} \right), \quad (2)$$

де індекси а та b означають довжини ділянок і діаметри труб в межах розглянутої ділянки трубопроводу між точками відгалуження РТ.

Втрати тиску на місцевих опорах розраховуються за формулою:

$$\Delta p_{\text{м}} = \sum_i \zeta_{\text{м}_i} \frac{\rho v_i^2}{2}.$$

З місцевих втрат тиску на ділянці трубопроводу подачі слід відзначити наступні [1–2]:

а) втрати при повороті трубопроводу на 90° (коліно):

$$\Delta p_{\text{кол}} = \zeta_{\text{кол}} \frac{\rho v^2}{2} = \zeta_{\text{кол}} \frac{8\rho G^2}{\pi^2 d^4}, \quad (3)$$

де $\zeta_{\text{кол}}$ – коефіцієнт місцевого опору коліна. Для кута повороту потоку на 90° його значення приймається рівним $\zeta_{\text{кол}} \approx 1,0$.

б) звуження каналу трубопроводу при переході від труби більшого діаметру до труби меншого діаметру (конфузор). Течія рідини в конфузурі супроводжується збільшенням швидкості і падінням тиску. Це падіння тиску не можна вважати гідравлічними втратами. Втрати ж в конфузурі обумовлюються лише втратами на тертя, які можна розрахувати за формулою:

$$\Delta p_{\text{кон}} = \zeta_{\text{кон}} \frac{\rho v_2^2}{2},$$

де v_2 – швидкість рідини в трубі меншого діаметру (після звуження трубопроводу); $\zeta_{\text{кон}} = \frac{\xi_{\text{кон}}}{8 \sin(\gamma_{\text{кон}} / 2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right)$ – коефіцієнт гідравлічного опору конфузора;

$n = F_1 / F_2$ – ступінь звуження (відношення площ) трубопроводу після переходу від труби більшого діаметру до труби меншого діаметру;

$\gamma_{\text{кон}}$ – кут звуження конфузора; 1 та 2 – індекси, що відносяться до труб до звуження і після звуження відповідно.

Для розрахунку різниці тисків у трубопроводі до і після його звуження, розглянемо рівняння Бернуллі для конфузора у вигляді:

$$\left(p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} \right) - \left(p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} \right) = \zeta_{\text{кон}} \frac{\rho v_2^2}{2}, \text{ або } p_1 - p_2 = \frac{\rho v_2^2}{2} (1 + \zeta_{\text{кон}}) - \frac{\rho v_1^2}{2}.$$

Індекс 1 відноситься до параметрів на вході в конфузор, а індекс 2 – до параметрів на виході з конфузора. Якщо представити

$$v_1 = \frac{4G}{\pi d_1^2}; v_2 = \frac{4G}{\pi d_2^2}, \text{ то}$$

$$p_1 - p_2 = \frac{8\rho G^2}{\pi^2} \left(\frac{(1 + \zeta_{\text{кон}})}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right); \quad (4)$$

$$\zeta_{\text{кон}} = \frac{\xi_{\text{кон}}}{8 \sin(\gamma_{\text{кон}}/2)} \left(1 - \frac{d_2^4}{d_1^4} \right).$$

Для розрахунку коефіцієнта тертя в конфузорі розраховується

його середній діаметр: $d_{\text{cp}} = \frac{d_1 + d_2}{2}$ та довжина конфузорної ділянки:

$$l_{\text{кон}} = \frac{d_1 - d_2}{2 \text{tg}(\gamma_{\text{кон}}/2)}.$$

в) Втрати тиску при бічному відгалуженні потоку з магістрального трубопроводу в РТ розглядаються, як різниця тисків між точками «с» і «п» в самому магістральному трубопроводі (рис. 1),

$$p_c - p_n = \Delta p_{c-n} = \zeta_{c-n} \frac{\rho v_c^2}{2} = \zeta_{c-n} 8\rho \left(\frac{G_c}{\pi d_c^2} \right)^2, \quad (5)$$

і як втрата тиску між точкою «с» магістрального трубопроводу і точкою «б» на вході в бічне відгалуження (РТ)

$$p_c - p_b = \Delta p_{c-b} = \zeta_{c-b} \frac{\rho v_c^2}{2} = \zeta_{c-b} \frac{\rho v_6^2}{2} \left(\frac{G_c F_6}{G_6 F_c} \right)^2. \quad (6)$$

У виразі (6) втрати тиску вважаються пропорційними швидкісному напору сумарного потоку (індекс «с») в трубі до відбору теплоносія в РТ. Коефіцієнти ζ_{c-n} та ζ_{c-b} визначаються за графіками, представленими в [2] (рис. 2) в залежності від співвідношень витрат G_6/G_c та G_n/G_c і залежностями співвідношень площ прохідних перерізів відповідних трубопроводів. Для практичних розрахунків представлені на рисунку криві можуть бути апроксимовані поліноміальними залежностями.

Виходячи з вищевикладеного (формули (2)–(6)), втрату тиску в подавальному магістральному трубопроводі між точками відгалуження двох сусідніх РТ (i та $i + 1$) можна розрахувати за залежністю:

$$\Delta p_{i..i+1} = \left\{ \frac{128\mu}{\pi} \left(\frac{l_a}{d_a^4} + \frac{l_b}{d_b^4} \right) + \frac{8\rho G_i}{\pi^2} \left[\frac{(1 + \zeta_{\text{кон}})}{d_a^4} - \frac{1}{d_b^4} + \frac{n_i \zeta_{\text{кол}}}{d^4} + \frac{\zeta_{c-n}}{d_c^4} \right] \right\} G_i,$$

де n_i – кількість колін на даній ділянці трубопроводу, d та d_c приймають значення d_a або d_b в залежності від того, при якому діаметрі магістрального трубопроводу має місце поворот або бічне відгалуження.

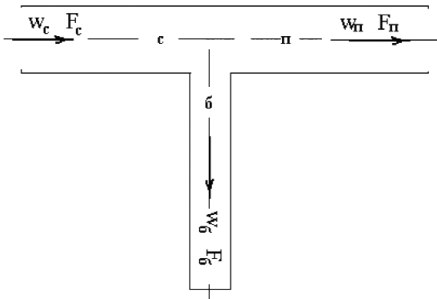


Рисунок 1. Бічне відгалуження

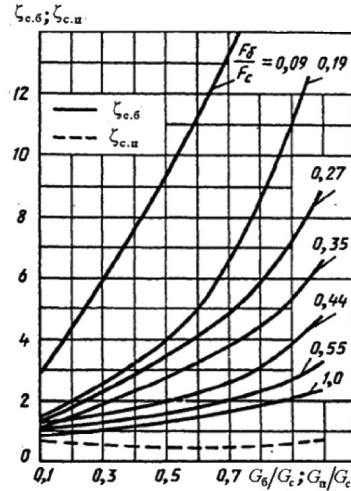


Рисунок 2. Залежності коефіцієнтів гідравлічних опорів бічних відгалужень від відношення витрат і площ прохідних перерізів [2]

Наведену залежність втрати тиску від витрати представимо у вигляді $\Delta p_{i...i+1} = R_{i...i+1}(G_i)G_i$.

Втрати тиску в зворотному магістральному трубопроводі між точками приєднання двох сусідніх РТ ($i - 1$ та i) розраховуються так само, як і в магістральному трубопроводі подачі. Однак, на відміну від випадку трубопроводу подачі, на зворотному замість конфузорних ділянок з'єднання труб мають місце дифузорні ділянки, а замість ділянок відбору теплоносія в РТ присутні ділянки приєднання РТ.

г) Для розрахунку різниці тисків у трубопроводі до і після його розширення, розглянемо рівняння Бернуллі для дифузора у вигляді:

$$\left(p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} \right) - \left(p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} \right) = \zeta_{\text{диф}} \frac{\rho v_1^2}{2}, \text{ або } p_1 - p_2 = \frac{\rho v_2^2}{2} - (1 - \zeta_{\text{диф}}) \frac{\rho v_1^2}{2}.$$

В представлених виразах $\zeta_{\text{диф}}$ – коефіцієнт гідравлічного опору дифузора; індекс 1 відноситься до параметрів потоку до розширення, а індекс 2 – після розширення. Якщо представити $v_1 = \frac{4G}{\pi d_1^2}$,

$$v_2 = \frac{4G}{\pi d_2^2} \text{ то}$$

$$p_1 - p_2 = \frac{8G^2\rho}{\pi^2} \left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{(1 - \zeta_{\text{диф}})}{d_1^4} \right). \quad (7)$$

З формули (7) видно, що при $\zeta_{\text{диф}} = 0$ (втрати відсутні), $p_1 - p_2 < 0$, так як $d_2 > d_1$. При $\zeta_{\text{диф}} > 0$ різниця $p_1 - p_2$ може бути як більше, так і менше нуля в залежності від величини $\zeta_{\text{диф}}$. Коефіцієнт гідравлічного опору дифузору розраховується за формулою

$$\zeta_{\text{диф}} = \frac{\xi_{\text{диф}}}{8 \sin(\gamma_{\text{диф}}/2)} \left(1 - \frac{d_1^4}{d_2^4} \right) + \sin(\gamma_{\text{диф}}) \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2,$$

де $\gamma_{\text{диф}}$ – кут розширення дифузору; $\xi_{\text{диф}}$ – коефіцієнт тертя, який розраховується по аналогії з розглянутим вище випадком конфузора.

д) Втрати тиску на ділянці приєднання потоку, що виходить зі РТ, до магістрального зворотного трубопроводу, розглядаються, як різниця тисків між точками «п» і «с» в самому магістральному трубопроводі (рис. 3)

$$p_n - p_c = \Delta p_{n-c} = \zeta_{n-c} \frac{\rho v_c^2}{2} = \zeta_{n-c} 8\rho \left(\frac{G_c}{\pi d_c^2} \right)^2, \text{ і як втрата тиску між точкою «б»}$$

на виході з РТ і точкою «с» зворотного магістрального трубопроводу

$$\text{після приєднання потоку: } p_b - p_c = \Delta p_{b-c} = \zeta_{b-c} \frac{\rho v_c^2}{2} = \zeta_{b-c} \frac{\rho v_6^2}{2} \left(\frac{G_c F_6}{G_6 F_c} \right)^2.$$

Згідно [2], коефіцієнт ζ_{n-c} може бути розрахований за наближеною

$$\text{формулою } \zeta_{n-c} \approx 1,55 \frac{G_6}{G_c} - \left(\frac{G_6}{G_c} \right)^2.$$

Для коефіцієнту гідравлічного опору ζ_{b-c} в [2] запропонована формула:

$$\zeta_{b-c} = A \left[1 + \left(\frac{G_6 F_c}{G_c F_6} \right)^2 - 2 \left(1 - \frac{G_6}{G_c} \right) \right], \text{ де } A=1 \text{ при } G_6/G_c < 1.$$

У остаточному вигляді залежність перепаду тиску від витрати в зворотному магістральному трубопроводі між точками приєднання двох сусідніх РТ ($i-1$ та i) представимо як

$$\Delta p_{i-1...i} = \left\{ \frac{128\mu}{\pi} \left(\frac{l_a}{d_a^4} + \frac{l_b}{d_b^4} \right) + \frac{8\rho G_i}{\pi^2} \left[\frac{1}{d_a^4} - \frac{(1 - \zeta_{\text{диф}})}{d_b^4} + \frac{n_i \zeta_{\text{кол}}}{d^4} + \frac{\zeta_{n-c}}{d_c^4} \right] \right\} G_i.$$

Наведену залежність втрати тиску від витрати представимо у вигляді $\Delta p_{i-1...i} = R_{i-1...i}(G_i)G_i$.

Втрати тиску в РТ розраховуються, як суми втрат тиску на тертя і втрат на місцевих опорах. В якості трубопроводів подачі в

РТ використовуються поліпропіленові труби з внутрішнім діаметром $d_{\text{стк}} = 0,018$ м. До місцевих опорів відносяться повороти трубопроводу (коліна), а також самі опалювальні прилади. Сумарні втрати тиску на поворотах в i -тому РТ розраховуються з використанням формули (3)

$$\Delta p_{\text{кол, сум}} = \zeta_{\text{кол}} \frac{8\rho G_i^2}{\pi^2 d_{\text{стк}}^4} n_{\text{стк}},$$

де $n_{\text{стк}}$ — кількість поворотів в одному i -тому РТ; $\zeta_{\text{кол}} \approx 1,0$.

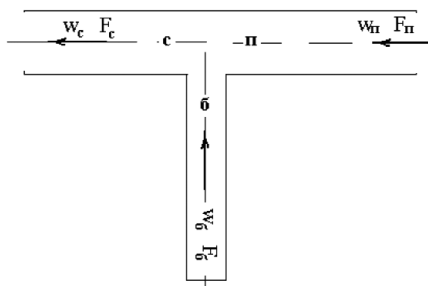


Рисунок 3. Бокове приєднання потоку

Основний гідродинамічний опір в РТ створюють опалювальні прилади — конвектори. Для визначення залежності втрати тиску в них від витрати теплоносія були проведені окремі експериментальні дослідження. Досліджуваний конвектор встановлювався в горизонтальному положенні. До нього підводилася вода з водопровідної мережі. Витрата води регулювалася за допомогою вентиля. У вхідному і вихідному патрубках конвектору встановлювалися вертикальні скляні мірні трубки з поділами 1 мм. Втрата тиску в конвекторі в залежності від витрати рідини визначалася за різниці рівнів рідини в мірних трубках: $\Delta P_{\text{к}} = \rho g(h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}})$.

Витрата рідини визначалась шляхом виміру за допомогою секундоміра часу τ заповнення рідиною ємності відомого об'єму. При цьому використовувалася ємність об'ємом $V = 3 \cdot 10^{-3}$ м³.

Результати вимірів та розрахунків представлені в табл. 1.

Представлені в табл. 1 результати експерименту доцільно представити у вигляді залежності втрати тиску від швидкісного напору. В якості визначальної швидкості приймається швидкість води у вхідному патрубку конвектора, діаметр якого дорівнює $d_{\text{п}} = 18 \cdot 10^{-3}$ м. Таким чином, визначальна швидкість розрахо-

вугється $v_n = \frac{4G}{\pi d_n^2}$. Для розрахунку швидкісного напору за формулою $\rho v_n^2/2$ значення густини води приймається рівним $\rho = 1013 \text{ кг/м}^3$. Коефіцієнт гідравлічного опору конвектору розраховується, як $\zeta_k = \frac{\Delta P_k}{\rho v_n^2/2}$. Необхідно знайти його залежність від числа Рейнольдса $Re = \frac{v_n d_n}{\nu}$, в якому в'язкість води приймаємо рівною $\nu = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Результати обробки даних експерименту представлені в табл. 2.

Таблиця 1

Результати виміру втрат тиску в конвекторі

$h_{вх}$, мм	$h_{вих}$, мм	τ , с	G , м ³ /с · 10 ³	ΔP_k , Па
154	124	120	0,025	298,13
147	105	99	0,030	417,38
150	110	95	0,0316	397,50
155	113	95	0,0316	417,38
175	120	80	0,038	546,56
193	135	78	0,038	576,38
207	135	64	0,047	715,50
220	147	64	0,047	725,44
322	228	51	0,059	934,13

Графік залежності коефіцієнта гідравлічного опору конвектора від числа Рейнольдса, побудований за даними табл. 3.4, представлений на рис. 4. Дана графічна залежність апроксимується степеневою залежністю виду:

$$\zeta_k = 1,33 \cdot 10^4 Re^{-0,74}. \quad (8)$$

З урахуванням виразу (8), залежність втрати тиску на конвекторі від витрати теплоносія можна представити у вигляді:

$$\Delta P_{k,i} = \frac{1,33 \cdot 10^4}{\left(\frac{4G_{стк,i}}{\pi d_n^2}\right)^{0,74}} \cdot \frac{\rho}{2} \left(\frac{4G_{стк,i}}{\pi d_n^2}\right)^2 = r_{k,i} G_{стк,i}^2, \quad (9)$$

$$\text{де } r_{k,i} = \frac{1,33 \cdot 10^4 G_{\text{стк},i}}{\left(\frac{4G_{\text{стк},i}}{\pi d_n v}\right)^{0,74}} \cdot 8\rho \left(\frac{1}{\pi d_n^2}\right)^2$$

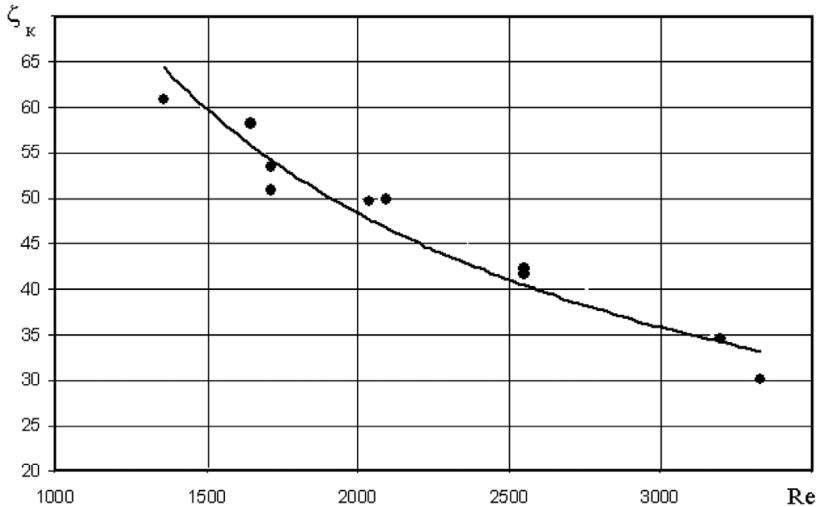


Рисунок 4. Залежність коефіцієнту гідравлічного опору конвектора від числа Рейнольдса: точки – дані експерименту; суцільна лінія – апроксимуюча крива

Порівняння результатів, отриманих за розрахунковою залежністю (9), з даними експерименту, представленими в табл. 2, та наведено на рис. 5.

З урахуванням вищевикладеного, втрати тиску на РТ можна представити у вигляді:

$$\Delta p_{\text{стк},i} = \left[\frac{128\mu}{\pi} \left(\frac{1}{d_{\text{стк}}} \right)^4 + n_{\text{кол,стк}} \zeta_{\text{кол}} \frac{8\rho G_{\text{стк},i}}{\pi^2 d_{\text{стк}}^4} + n_k r_{k,i} + (\zeta_{c-6} + \zeta_{6-c}) \frac{8\rho G_{\text{стк},i}}{\pi^2 d_{\text{стк}}^4} \left(\frac{G_c F_6}{G_6 F_c} \right)^2 \right] G_{\text{стк},i}$$

або $\Delta p_{\text{стк},i} = r_{\text{стк},i} G_{\text{стк},i}^2$

Загальна схема опалення першого корпусу представлена на рис. 6. З розподільного вузла теплоносій надходить на трубопровід подачі, до якого приєднані РТ з опалювальними приладами. Від РТ відпрацьований теплоносій відводиться через зворотний трубопровід, а потім – до розподільного вузла (рамки управління).

Крайні РТ на торцях будівлі замикають подавальний та зворотний трубопроводи.

Таблиця 2

**Результати обробки даних
по визначенню коефіцієнтів гідравлічного опору конвектору**

Швидкість	Швидкісний напір	Число Рейнольдса	Коефіцієнт гідравлічного опору конвектору
v_n , м/с	$\rho v_n^2/2$, Па	Re	ζ_k
0,098	4,9	1360,3	60,98
0,119	7,2	1648,8	58,11
0,124	7,8	1718,3	50,96
0,124	7,8	1718,3	53,51
0,147	10,9	2040,5	49,69
0,151	11,6	2092,89	49,81
0,184	17,2	2550,6	41,63
0,184	17,2	2550,6	42,21
0,231	27,1	3200,7	34,51
0,241	29,3	3331,3	30,17

Для визначення витрат теплоносія через кожен РТ відповідної гілки теплопостачання, складається еквівалентна гідравлічна схема. На рис. 7 зображена подібна схема, що відповідає випадку шести РТ у гілці. Як видно з рисунку, гідравлічні опори в схемі з'єднуються як паралельно, так і послідовно. Вузли на схемі відповідають місцям приєднання РТ до подавального трубопроводу і місцям приєднання до зворотного трубопроводу. Спочатку попередньо розраховуються гідравлічні опори кожного РТ (r) та гідравлічні опори ділянок подавального та зворотного трубопроводів між місцями приєднання РТ.

Опори R_{5-6} ; r_{6-7} та R_{7-8} з'єднані послідовно. Їх сумарний опір складає величину $R_{5-6-7-8} = R_{5-6} + r_{6-7} + R_{7-8}$. До них паралельно підключений п'ятий РТ, що має опір r_{5-8} . Еквівалентний гідравлічний опір між вузлами 5 та 8 на подавальному та зворотному-

трубопроводах розраховується, як $R_{5-8} = \frac{1}{\frac{1}{R_{5-8}} + \frac{1}{R_{5-6} + r_{6-7} + R_{7-8}}}$.

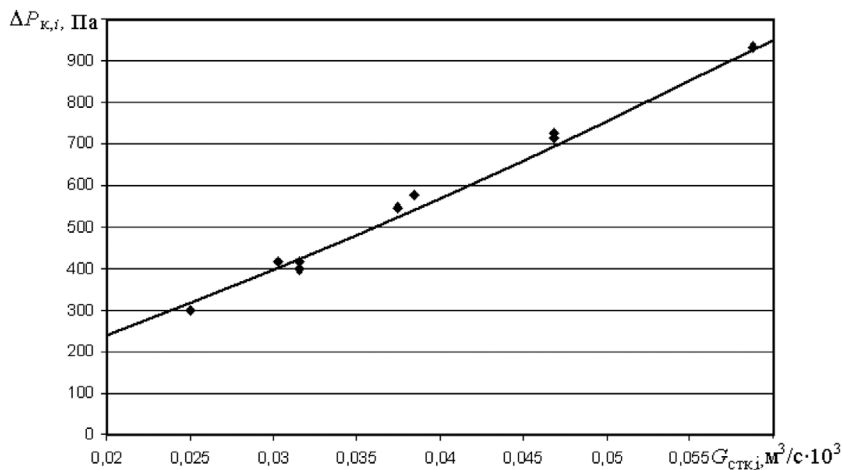


Рисунок 5. Залежність втрати тиску в конвекторі від витрати теплоносія: точки – результати експерименту; суцільна лінія – розрахунок по залежності (9)

Перепад тиску між вузлами 5 й 8 можна розрахувати, використовуючи вираз: $P_5 - P_8 = R_{5-8} G_{4-5} = R_{5-8} G_{8-9}$. При цьому враховується, що $G_{4-5} = G_{8-9} = G_{ст.5-8} + G_{5-6-7-8}$; $G_{5-6-7-8} = G_{5-6} = G_{ст.6-7} = G_{7-8}$.

За аналогією можна записати:

$$R_{4-9} = \frac{1}{\frac{1}{r_{4-9}} + \frac{1}{R_{4-5} + R_{5-8} + R_{8-9}}}; \quad R_{3-10} = \frac{1}{\frac{1}{r_{3-10}} + \frac{1}{R_{3-4} + R_{4-9} + R_{9-10}}};$$

$$R_{2-11} = \frac{1}{\frac{1}{r_{2-11}} + \frac{1}{R_{2-3} + R_{3-10} + R_{10-11}}}; \quad R_{1-12} = \frac{1}{\frac{1}{r_{1-12}} + \frac{1}{R_{2-11} + R_{1-2} + R_{11-12}}};$$

$$R_{0-13} = R_{0-1} + R_{1-12} + R_{12-13}.$$

З урахуванням вищевикладеного, тиск на виході зі зворотного трубопроводу (вузол 13), можна розрахувати, використовуючи вираз: $P_{13} = P_0 - G_0 R_{0-13}$, в якому тиск на вході в подавальний трубопровід та витрата теплоносія G_0 , що поступає в розглянуту гілку теплопостачання, вважаються відомими величинами.

Далі складається ланцюг рівнянь, за допомогою яких можна послідовно розрахувати тиск в кожному вузлі схеми 7, а також ви-

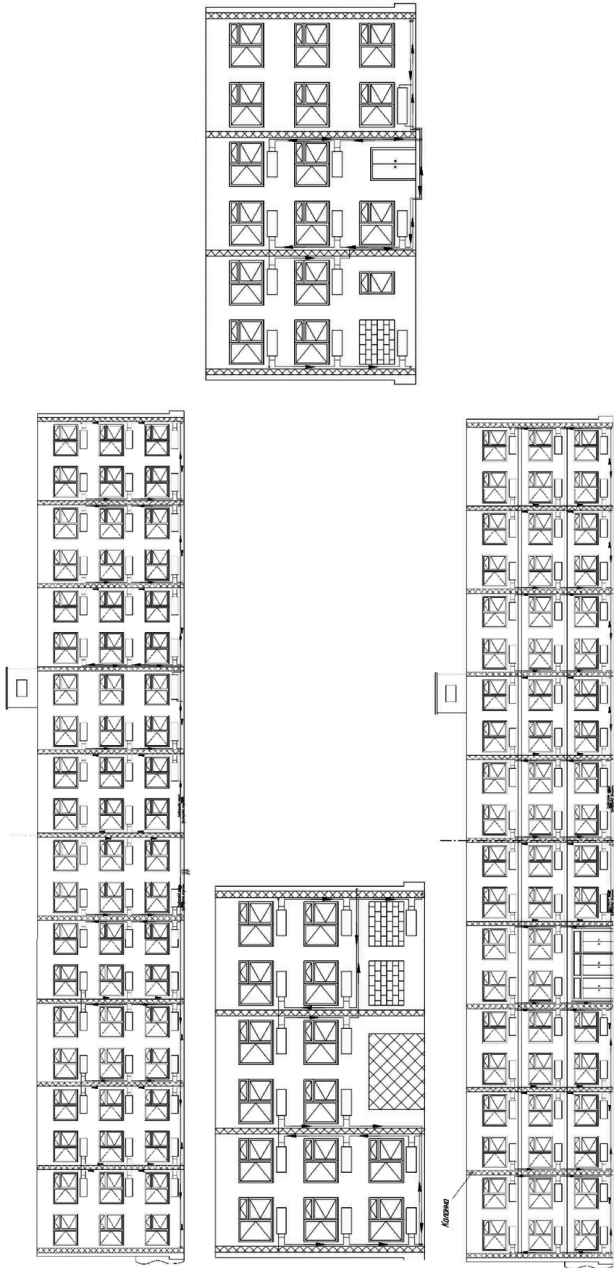


Рисунок 6. Схема теплопостачання будівлі ІТТФ НАН України

трати теплоносія через кожну ділянку подавального та зворотного трубопроводів і РТ:

- 1) $G_{0-1} = G_{12-13} = G_0$; 2) $G_{1-2} = G_0 - G_{\text{ст.1-12}}$; 3) $G_{2-3} = G_{10-11} = G_{1-2} - G_{\text{ст.1-12}}$;
 $P_1 = P_0 - G_{0-1}R_{0-1}$; $P_2 = P_1 - G_{1-2}R_{1-2}$; $P_3 = P_2 - G_{2-3}R_{2-3}$;
 $P_{12} = P_{13} - G_{12-13}R_{12-13}$; $P_{11} = P_{12} - G_{11-12}R_{11-12}$; $P_{10} = P_{11} - G_{10-11}R_{10-11}$;
 $G_{\text{ст.1-12}} = (P_1 - P_{12})/r_{1-12}$; $G_{\text{ст.2-11}} = (P_2 - P_{11})/r_{2-11}$; $G_{\text{ст.3-10}} = (P_3 - P_{10})/r_{3-10}$;
4) $G_{3-4} = G_{9-10} = G_{2-3} - G_{\text{ст.1-12}}$; 5) $G_{4-5} = G_{8-9} = G_{3-4} - G_{\text{ст.4-9}}$; 6) $G_{5-6} = G_{\text{ст.6-7}} = G_{7-8} - G_{4-5} - G_{\text{ст.5-8}}$;
 $P_4 = P_3 - G_{3-4}R_{3-4}$; $P_5 = P_4 - G_{4-5}R_{4-5}$; $P_6 = P_5 - G_{5-6}R_{5-6}$;
 $P_9 = P_{10} - G_{9-10}R_{9-10}$; $P_8 = P_9 - G_{8-9}R_{8-9}$; $P_7 = P_8 - G_{7-8}R_{7-8}$;
 $G_{\text{ст.4-9}} = (P_4 - P_9)/r_{4-9}$; $G_{\text{ст.5-8}} = (P_5 - P_8)/r_{5-8}$.

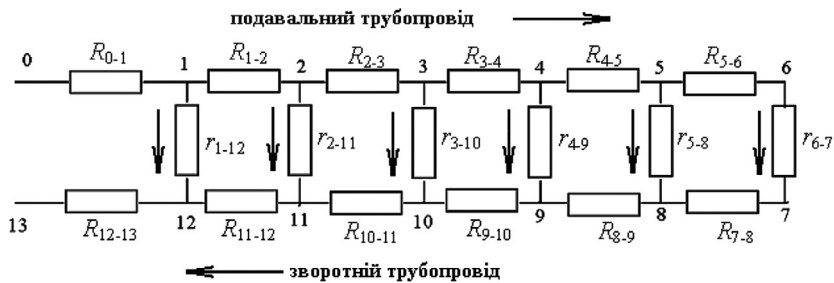


Рисунок 7. Еквівалентна гідралічна схема приєднання РТ до подавального та зворотного трубопроводів

Таким чином, наведена схема розрахунку дозволяє визначити гідралічні параметри однієї з чотирьох розглянутих гілок теплопостачання. Слід, однак, відзначити, що більшість з гідралічних опорів, що входять в розглянуту схему розрахунку, є функціями витрати. У зв'язку з цим, їх реальні значення можуть бути отримані після кількох ітерацій. Тому після обчислення значень витрат на кожному з розглянутих ділянок необхідно перерахувати всі гідралічні опори, що використовуються в розрахунковій схемі, виходячи з нових отриманих значень витрат теплоносія на кожній розглянутій ділянці. Потім розрахунок тисків і витрат повторюється до збіжності ітераційного процесу. Слід також відзначити специфічну особливість південно-західної гілки опалення. Еквівалентна схема для неї представлена на рис. 8. Результати розрахунків витрат через ділянки подавальних трубопроводів та приєднаних до них РТ з конвекторами для чотирьох гілок теплопостачання відображені в табл. 3. Розглянуто випадок сумарної витрати теплоносія на весь корпус 2,5 м³/год. При цьому передба-

чається, що загальна витрата теплоносія ділиться порівну між чотирма гілками.

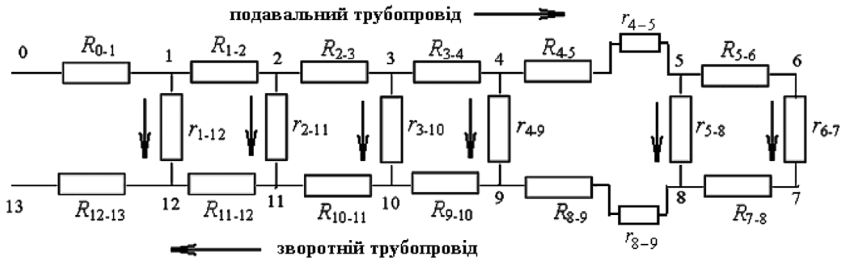


Рисунок 8. Еквівалентна гідравлічна схема приєднання РТ до подавального та зворотного трубопроводів для південно-західної гілки

Таблиця 3

Витрата теплоносія по РТ

Номер елемента	Витрата теплоносія, м ³ /год							
	Північно-західний		Північно-східний		Південно-західний		Південно-східний	
	подача	РТ	подача	РТ	подача	РТ	подача	РТ
1	0,625	0,105	0,625	0,096	0,625	0,128	0,625	0,117
2	0,520	0,079	0,529	0,090	0,496	0,124	0,508	0,113
3	0,441	0,144	0,439	0,080	0,372	0,105	0,395	0,105
4	0,298	0,088	0,359	0,071	0,267	0,102	0,291	0,099
5	0,208	0,053	0,288	0,143	0,165	0,083	0,191	0,096
6	0,156	0,051	0,145	0,088	0,083	0,083	0,095	0,095
7	0,105	0,050	0,057	0,057	—	—	—	—
8	0,055	0,055	—	—	—	—	—	—

Одержані результати розрахунків витрат теплоносія через окремі РТ системи опалення дають можливість визначити температуру опалювального пристрою в кожному окремому приміщенні будівлі, а також дають можливість провести теплофізичне моделювання температурного режиму будівлі в цілому.

Література

1. Семенов В. П. Основы механики жидкости. Учебное пособие / В. П. Семенов. — М.: ФЛИНТА, 2013. — 375 с.

2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейберга. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.

Інформація про авторів Басок Б. І. E-mail: basok@ittf.kiev.ua
Давиденко Б. В. E-mail: bdavydenko@ukr.net
Гончарук С. М. E-mail: goncharuk-s@ukr.net
Новіцька М. П. E-mail: mmarina@ukr.net