

А.А. Маліновський, В.Г. Турковський, А.З. Музичак
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра електропостачання промислових підприємств,
міст і сільського господарства

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕВАТОРНОГО ВУЗЛА З КОЕФІЦІЄНТАМИ ВЗАЄМНОГО ВПЛИВУ ВІТОК

© Маліновський А.А., Турковський В.Г., Музичак А.З., 2008

Розглянуто моделювання елеваторних вузлів, адаптоване для дослідження режимів теплової мережі з використанням формалізованих методів аналізу гідравлічних кіл у межах теорії гідравлічних кіл. Введено поняття коефіцієнтів взаємного впливу віток для врахування втрат напору, зумовлених поєднанням чи розділенням потоків.

Modelling elevators adapted for research of thermal networks regimes with use of the formalized methods of the analysis of hydraulic circuits is considered. The concept of factors of mutual influence of branches for the account of losses of a pressure caused by flow conjunction or separation is entered.

Постановка проблеми. Найпоширенішим елементом теплових введів житлових будівель у містах України є елеваторний вузол. Його розповсюдженню сприяли простота конструкції та можливість роботи за рахунок енергії первинного джерела.

Однак до цього часу не розроблені методики розрахунку параметрів елеваторного вузла в межах теорії гідравлічних кіл (ТГК) [1]. Тому у сучасних програмах розрахунку гідравлічних мереж ці вузли або не враховують узагалі, або програма вимагає задання перепадів напорів у споживачів [2] – інакше розрахунок не виконується.

У результаті ефективності роботи елеваторних вузлів приділяється мало уваги. Звичайно, під час вибору елеваторного вузла, діаметр сопла розраховують на наявний перепад тиску в трубопроводах теплової мережі, а коефіцієнт змішування при цьому приймають таким, який вийде [3].

Аналіз останніх досліджень. Згідно з [4, 5] визначальними розрахунковими параметрами елеваторного вузла є діаметр його горловини та необхідний напір перед вузлом для забезпечення нормального функціонування системи. Значно детальніше розрахунок параметрів елеваторних вузлів наведено в [6], де враховуються параметри усіх елементів елеваторного вузла, таких, як сопло, камера змішування, дифузор. Однак за цих підходів не враховується мережний характер системи тепlopостачання, й наведені формули не придатні для використання в межах ТГК.

У підході [7] параметри елеваторного вузла хоч і вписуються в межі ТГК, однак характеристики його віток визначаються через гідравлічний опір навантаження. У результаті на підготовчому етапі необхідно визначити напірно-витратну характеристику абонента, що не завжди є просто, якщо елеваторний вузол працює на групу будівель. Окрім того в алгоритм розрахунку теплової мережі [8] необхідно вводити додаткові оператори для постійного уточнення значення коефіцієнта змішування елеваторного вузла. Усе це негативно впливає на збіжність та швидкість розрахунку.

Отже, наявні математичні моделі елеваторного вузла мають певні недоліки та перешкоди для використання їх у межах ТГК, що ускладнює аналіз гідравлічних режимів теплових мереж та їх оптимізації.

Задача досліджень. Розробити модель елеваторного вузла, яка б органічно враховувала мережний характер задачі гідравлічного розрахунку та ґрунтувалась на формалізованих методах аналізу теорії гідравлічних кіл.

Виклад основного матеріалу. Принцип роботи водоструменевих елеваторів полягає у використанні енергії теплоносія подавального трубопроводу мережі для підвищення тиску підсмоктуваного (інжектowanego) потоку. Звичайно тут спочатку відбувається перетворення потенціальної енергії у кінетичну енергію. Потім під час руху через проточну частину струменевого апарата відбувається вирівнювання швидкостей змішуваних потоків, а потім у дифузорі зворотне перетворення кінетичної енергії змішаного потоку у потенціальну енергію.

Отже, необхідно розглядати два процеси – процес перетворення енергії, який описують законом збереження енергії, та процес вирівнювання швидкостей потоків, який описують з використанням закону збереження імпульсу.

Розглянемо принципову схему елеваторного вузла [6] (рис. 1).

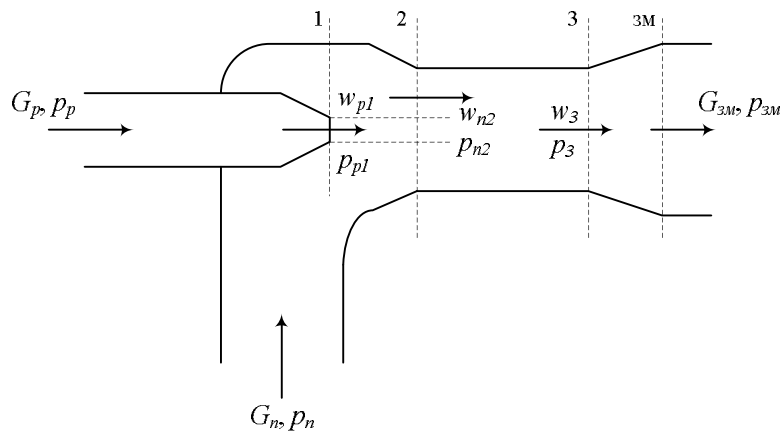


Рис. 1. Принципова схема елеваторного вузла

Зображений на рис. 1 принциповій схемі елеваторного вузла відповідає математична модель (граф), показана на рис. 2.

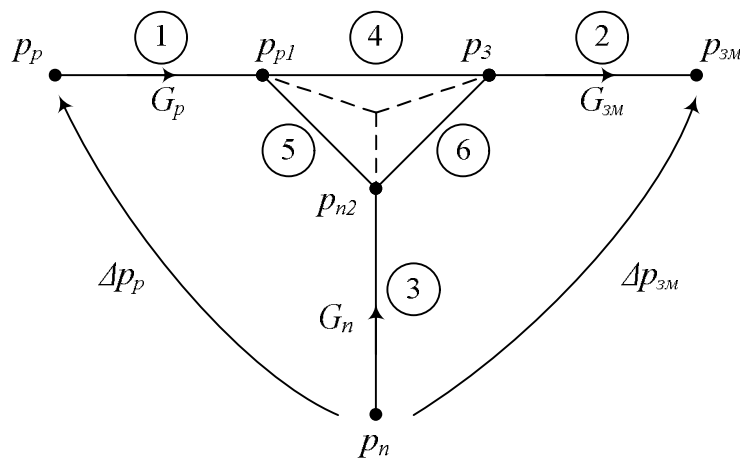


Рис. 2. Граф елеваторного вузла

Математична модель (граф) елеваторного вузла (рис. 2) містить три вітки: робочу (з втратами напору, зумовленими перетворенням потенціальної енергії в кінетичну), підсмоктувальну (з втратами напору, зумовленими використанням енергії робочої вітки) та змішаного потоку (з втратами, зумовленими зворотним перетворенням кінетичної енергії в потенціальну). Окрім цього в моделі наявні три вітки, з'єднані в трикутник, для моделювання втрат на гідравлічний удар, зумовлених вирівнюванням швидкостей змішуваних потоків.

Розглянемо спочатку процес перетворення енергії. У соплі частина потенціальної енергії робочого потоку перетворюється у кінетичну, яка дорівнює

$$E_p = G_p \frac{w_{p1}^2}{2},$$

де G_p – витрати теплоносія у робочій вітці, w_{p1} – швидкість робочого потоку у соплі.

Під час перетворення тиск змінюється від значення p_p до p_{p1} , отже, можна записати рівняння перепаду тисків

$$p_p - p_{p1} = \frac{w_{p1}^2 r}{2} = \frac{G_p^2}{2r_p f_{p1}^2},$$

де p_p, p_{p1} – статичний тиск на вході та на виході сопла, ρ_p – густина робочого потоку, f_{p1} – площа перерізу сопла.

Таке рівняння справедливе для газоструменевих апаратів, де витрати робочого середовища через сопло приймаються незалежними від коефіцієнта швидкості сопла. У струменевих апаратах (середовища потоків, що взаємодіють між собою, та змішаного потоків вважають непружними) таке припущення призводить до істотної похибки, тому в рівняння вводять деякі емпіричні коефіцієнти [6]. З їх врахуванням рівняння перепаду тисків, зумовленого перетворенням потенціальної енергії теплоносія в кінетичну, набуває вигляду

$$p_p - p_{p1} = \frac{G_p^2}{2j_1^2 r_p f_{p1}^2} \quad (1)$$

де φ_1 – коефіцієнт швидкості сопла.

Такі самі рівняння перепадів тисків можна записати й для інших елементів елеваторного вузла, кінцеві рівняння яких наведено в [6]:

- підсмоктувальна вітка (втрати напору, зумовлені використанням енергії робочої вітки)

$$p_n - p_{n2} = \frac{w_{n2}^2 r_n}{2j_4^2} = \frac{G_n^2}{2j_4^2 r_n f_{n2}^2} \quad (2)$$

- вітка змішаного потоку (втрати напору зумовлені перетворенням у дифузори кінетичної енергії в потенціальну)

$$p_3 - p_{3m} = -\frac{j_3^2 w_{3m}^2 r_{3m}}{2} = -\frac{j_3^2 G_{3m}^2}{2r_{3m} f_3^2} \quad (3)$$

де p_n, p_{n2} – статичний тиск на вході вітки підсмоктування та на виході з неї, ρ_n – густина теплоносія у вітці підсмоктування, f_{n2} – площа перерізу інжектваного потоку на вході в камеру змішування, p_3, p_{3m} – статичний тиск на вході та на виході дифузора, ρ_{3m} – густина теплоносія змішаного потоку, f_3 – площа перерізу камери змішування, φ_3, φ_4 – коефіцієнти швидкості дифузора та вхідної ділянки камери змішування.

Звичайно напірно витратні характеристики віток гідравлічної мережі апроксимують поліномом другого [1] чи третього степеня [8]

$$\Delta p(G) = s_1 G + s_2 G^2 + s_3 G^3,$$

де s_1, s_2, s_3 – коефіцієнти апроксимації напірно витратної характеристики віток мережі.

З рівнянь (1)–(3) випливає, що коефіцієнти напірно витратної характеристики s_1 і s_3 усіх віток елеваторного вузла (робочої, підсмоктувальної та змішаного потоку) дорівнюють нулю. Коефіцієнт s_2 для робочої вітки дорівнює $s_{2p} = 1/(2j_1^2 r_p f_{p1}^2)$, для вітки підсмоктування – $s_{2n} = 1/(2j_4^2 r_n f_{n2}^2)$ і для вітки змішаного потоку – $s_{23m} = -j_3^2/(2r_{3m} f_3^2)$.

Стосовно матрично-векторного опису теплової мережі [8] коефіцієнти напірно-витратних характеристик s_{1i}, s_{2i}, s_{3i} віток мережі є елементами матриць $\mathbf{S}_1, \mathbf{S}_2$ і \mathbf{S}_3 .

Інший процес, який необхідно враховувати, це вирівнювання швидкостей змішуваних потоків, що призводить до втрати на удар, тобто до втрати частини енергії потоків. Втрати на удар залежать передовсім від відношення швидкостей інжектваного та робочого потоків на вході в камеру змішування w_{n2}/w_{p1} . Чим це відношення ближче до одиниці, тим менші втрати на удар.

Вирівнювання швидкостей описують законом збереження імпульсу, який з врахуванням втрат згідно з [6] у розгорненому вигляді записується формулою

$$j_2 \cdot (G_p w_{p1} + G_n w_{n2}) - G_{зм} w_3 = p_3 f_3 - p_{n2} f_{n2} - p_{p1} f_{p1}, \quad (4)$$

де φ_2 – коефіцієнт швидкості камери змішування.

Після підставлення в рівняння $f_3 = f_{n2} + f_{p1}$ [6] одержимо

$$\begin{aligned} j_2 G_p w_{p1} + j_2 G_n w_{n2} - G_{зм} w_3 &= p_3 f_{n2} + p_3 f_{p1} - p_{n2} f_{n2} - p_{p1} f_{p1} = \\ &= -(p_{p1} - p_3) f_{p1} + (p_3 - p_{n2}) f_{n2}, \end{aligned}$$

звідки можна виразити

$$\Delta p_{p1} f_{p1} - \Delta p_{n2} f_{n2} = G_{зм} w_3 - j_2 G_p w_{p1} - j_2 G_n w_{n2} = \Delta I_{удар}.$$

Перепишемо це рівняння через витрати теплоносія

$$\Delta I_{удар} = \Delta p_{удар} f_3 = \frac{G_{зм}^2}{r_{зм} f_3} - \frac{j_2 G_p^2}{r_p f_{p1}} - \frac{j_2 G_n^2}{r_n f_{n2}}.$$

Щоб перейти від імпульсів до втрат напорів розділимо отримане рівняння на f_3

$$\Delta p_{удар} = \frac{G_{зм}^2}{r_{зм} f_3^2} - \frac{j_2 G_p^2}{r_p f_{p1} f_3} - \frac{j_2 G_n^2}{r_n f_{n2} f_3}. \quad (5)$$

Перетворимо з'єднання віток 4-5-6 з трикутника в зірку з утворенням фіктивного вузла 2 (рис. 3) і розподілом втрат на удар між суміжними вітками 1, 2 і 3.

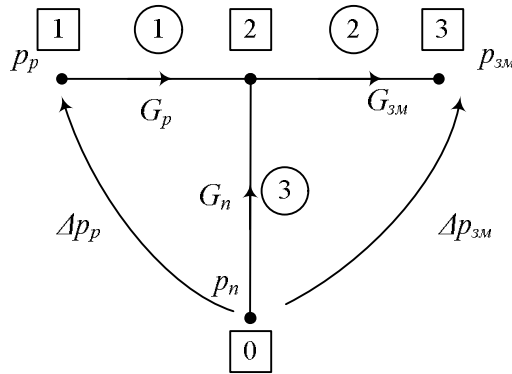


Рис. 3. Еквівалентний граф елеваторного вузла

Формально це реалізується внесенням в матрицю S_2 на перетині i -го стовпця та j -го рядка ($i \neq j$) позадіагональних елементів, які враховують вплив суміжних віток на параметри їх режиму. Ці елементи умовно назвемо коефіцієнтами впливу віток.

Відповідно до рівняння (5) на перетині рядка, що відповідає вітці змішаного потоку, та стовпця, що відповідає робочій вітці, необхідно внести коефіцієнт впливу $s_{2,зм,p} = -j_2 / (r_p f_{p1} f_3)$; на перетині рядка, що відповідає вітці змішаного потоку, та стовпця, що відповідає вітці підсмоктування, – коефіцієнт впливу $s_{2,зм,n} = -j_2 / (r_n f_{n2} f_3)$. Коефіцієнт власного гідравлічного опору вітки змішування – $1 / (r_{зм} f_3^2)$.

Для показаного на рис. 3 графу матриця S_2 має вигляд

$$S_2 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ \frac{j_2}{r_p f_{p1} f_3} & \frac{1}{r_{зм} f_3^2} - \frac{j_2}{2 r_{зм} f_3^2} & -\frac{j_2}{r_n f_{n2} f_3} \\ 0 & 0 & \frac{1}{2 j_4^2 r_n f_{n2}^2} \end{vmatrix}. \quad (6)$$

Коефіцієнти швидкості необхідно визначати експериментально або можна прийняти згідно з [6] ($\varphi_1=0.95$, $\varphi_2=0.975$, $\varphi_3=0.9$, $\varphi_4=0.925$).

Результати розрахунку за запропонованою методикою добре збігаються з наведеними в [6] експериментальними даними. Зважаючи на недостатні обсяги наявних експериментальних даних, порівняємо результати, отримані за допомогою розробленої моделі і за методикою, запропонованою в [6].

Для цього виконаємо порівняльний розрахунок для елеваторного вузла, з використанням розрахункової схеми, що включає основні елементи системи централізованого теплопостачання (рис. 4).

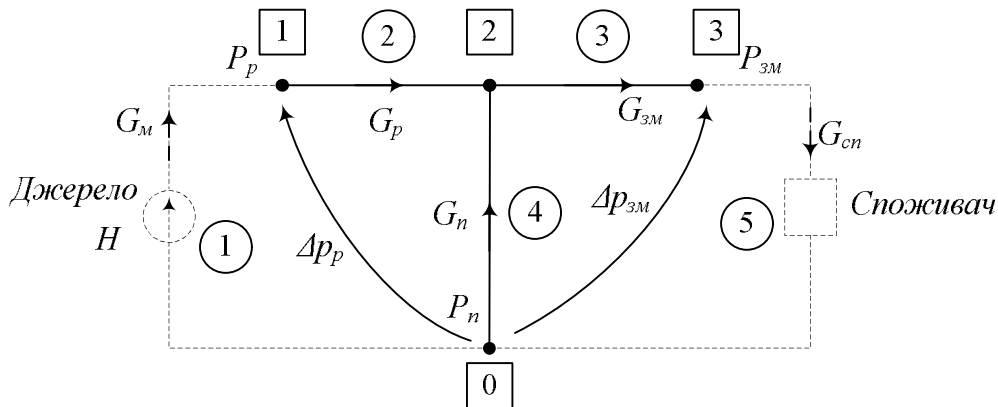


Рис. 4. Граф розрахункової схеми

Важливо відмітити, що підхід, описаний в [6], справедливий лише за умови, якщо $f_{p1} \approx f_{p2}$, що властиво низьконапірним елеваторним вузлам (у яких $f_3/f_{p1} < 4$). Якщо умова $f_{p1} \approx f_{p2}$ не виконується, необхідно враховувати зменшення статичного тиску у вхідній камері змішування, інакше буде отримано завищені перепади напорів.

Тому в [6] розроблено два підходи до розрахунку елеваторних вузлів без врахування зменшення статичного тиску (для елеваторних вузлів з $f_3/f_{p1} < 4$) та з його врахуванням. Результати розрахунку за [6] та за запропонованою моделлю показано на рис. 5.

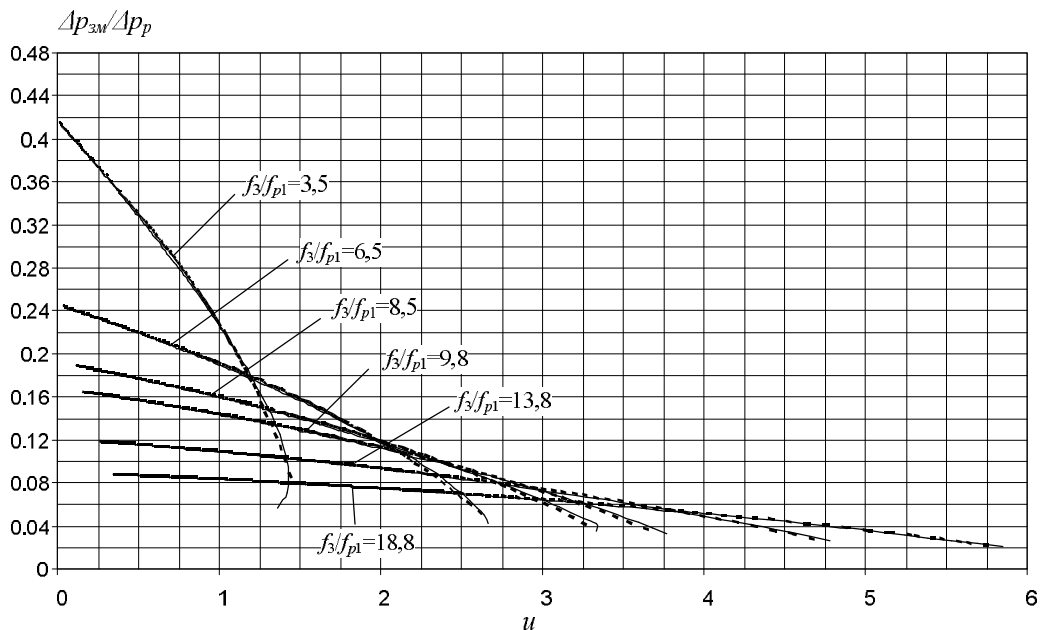


Рис. 5. Порівняння результатів розрахунку елеваторів:
 - - - - розрахунок за запропонованою методикою;
 — розрахунок за формулами, наведеними в [6]

Як очевидно, результати розрахунку за математичною моделлю із коефіцієнтами взаємного впливу віток та за формулами [6] практично збігаються як для низьконапірних елеваторних вузлів, так і високонапірних ($f_3/f_{p1}=3,5$).

Можна зробити висновок, що запропонована математична модель із коефіцієнтами взаємного впливу віток справедлива для елеваторних вузлів будь-якого типу. Сюди не потрібно вносити будь-яких змін, щоб врахувати зміну перерізу робочого потоку, як це необхідно робити за методикою [6]. Це ж можна відмітити й про інші зміни у конструкції елеваторних вузлів. Для прикладу зазначимо, що модель елеваторного вузла без дифузора буде такою самою як і в звичайного елеваторного вузла лише в матриці S_2 коефіцієнтів гідравлічного опору буде відсутня складова $-j \frac{2}{3} / (2r_{зм} f_3^2)$.

Висновки

1. Запропонована модель елеваторного вузла придатна для розрахунку гідравлічного режиму теплової мережі за допомогою формалізованих методів; за такого підходу можна виконувати гідравлічний розрахунок розгалужених теплових мереж з груповими елеваторними вузлами, а також виконувати розрахунок системи елеваторний вузол – споживач з нестандартними коефіцієнтами змішування.

2. Впроваджене поняття коефіцієнтів взаємного впливу віток дозволяє враховувати втрати напору, зумовлені поєднанням чи розділенням потоків.

3. Запропонований підхід придатний для моделювання й інших елементів теплових мереж, де є змішування чи розділення потоків, наприклад трійників чи хрестовин.

1. Меренков А.П., Хасилев В.Я. *Теория гидравлических цепей*. – М.: Наука, 1985. – 280 с.
2. Генварев А. А. *Применение программы "ZuluThermo 5.2" для наладочных и эксплуатационных теплогидравлических расчетов тепловых сетей г. Иванова* // *Новости теплоснабжения*. – 2004. – №5 (45).
3. В.Ф.Гершкович. *Так ли уж плох элеватор?* // *Новости теплоснабжения*. – 2002 – №4 (19) – С.37–39.
4. *Водяные тепловые сети: Справочное пособие по проектированию* / И.В. Беляйкина, В.П. Витальев, Н.К. Громов и др.; Под ред. Н.К. Громова, Е.П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
5. Богословский В.Н., Сканава А.Н. *Отопление: Учеб. для вузов*. – М.: Стройиздат, 1991. – 735 с.
6. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. *Струйные аппараты*. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
7. Маліновський А.А., Турковський В.Г., Музичак А.З. *Модель елеваторного вузла з використанням формалізованих методів аналізу мережі*. Зб. наук. пр. Міжнародної науково-технічної конференції "Енергоефективність 2005". Додаток до журналу "Холодильна техніка і технологія". – С.115–119.
8. Маліновський А.А., Турковський В.Г., Музичак А.З. *Дослідження гідравлічних режимів теплових мереж формалізованими методами*. Зб. наук. пр. Міжнародної науково-технічної конференції "Енергоефективність 2004". Додаток до журналу "Холодильна техніка і технологія". – С.258–261.