

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Київський національний університет будівництва і архітектури

А.М. Кравчук, Д.О. Чернишев, О.А. Кравчук

**ГІДРАВЛІКА НАПІРНИХ ПЕРФОРОВАНИХ
ТРУБОПРОВІДІВ ОЧИСНИХ СПОРУД СИСТЕМ
ВОДОПОСТАЧАННЯ ТА ВОДОВІДВЕДЕННЯ**

Монографія

Київ 2021

УДК 532.542

К 77

*Рекомендовано вченою радою Київського національного університету
будівництва і архітектури (протокол № 39 від 29.03.2021 року)*

Рецензенти:

С.М. Епоян, доктор техн. наук, професор, зав. кафедри
водопостачання, каналізації і гідравліки
Харківський національний університет
будівництва та архітектури;

В.В. Чернюк, доктор техн. наук, професор, зав. кафедри
гідротехніки та водної інженерії
Національний університет “Львівська політехніка”

Кравчук А.М.

К 77 Гідравліка напірних перфорованих трубопроводів очисних споруд систем водопостачання та водовідведення : монографія / А.М. Кравчук, Д.О. Чернишев, О.А. Кравчук. – Київ : КНУБА, 2021. – 204 с.

ISBN 978-966-627-234-1

Розглянуто диференційні рівняння, які описують рух рідини зі змінною витратою в напірних розподільних і збірних трубопроводах. Запропоновано інженерні методики розрахунку параметрів цих систем. Подано результати експериментальних досліджень гідравлічних характеристик таких труб.

Буде корисною для науковців та інженерів у галузі гідравліки, водопостачання та водовідведення, а також для аспірантів та студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за відповідними спеціальностями.

УДК 532.542

А.М. Кравчук, Д.О. Чернишев, О.А. Кравчук,
ISBN 978-966-627-234-1 ©КНУБА, 2021

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень	5
Вступ	7
<u>Розділ 1.</u> Огляд сучасних уявлень про особливості руху рідини зі змінною витратою	8
1.1. Загальні відомості.....	8
1.2. Аналіз вихідних рівнянь , які описують рух рідини зі змінною витратою в напірних трубопроводах.....	8
<u>Розділ 2.</u> Аналіз особливостей роботи перфорованих труб у випадку від'єднання рідини через отвори і щілини	14
2.1. Загальні положення.....	14
2.2. Розподільні трубопроводи з рівномірною перфорацією вздовж каналу.....	15
2.3. Визначення оптимальних конструктивних характеристик розподільних трубопроводів.....	21
2.4. Забезпечення рівномірної роздачі рідини у разі постійної перфорації трубопроводу вздовж шляху.....	26
2.5. Класифікація розподільних трубопроводів.....	27
2.6. Оцінка впливу транзитної витрати на характеристики потоку.....	33
2.7. Умови забезпечення технологічно заданого режиму розподілу рідини.....	39
2.8. Забезпечення рівномірної роздачі рідини перфорованими трубопроводами змінного перерізу.....	47
<u>Розділ 3.</u> Дослідження характеристик потоку для випадку приєднання рідини через отвори і щілини	53
3.1. Загальні відомості.....	53
3.2. Рівномірна перфорація за довжиною каналу.....	53
3.3. Визначення оптимальних конструктивних характеристик збірних трубопроводів.....	57
3.4. Класифікація збірних трубопроводів.....	58
3.5. Збірні трубопроводи, які працюють за наявності транзитної витрати.....	64
3.6. Канали з технологічно заданим законом збору витрати.....	70
3.7. Забезпечення рівномірного збору рідини перфорованими трубопроводами змінного перерізу.....	79

Розділ 4. Методика проведення і аналізу експериментальних досліджень	
досліджень	84
4.1. Загальні положення	84
4.2. Умови фізичного моделювання руху рідини зі змінною масою в напірних трубопроводах	85
4.3. Планування експерименту, експериментальні установки і вимірювальне обладнання	96
4.4. Методика вимірювань і обробки результатів	102
Розділ 5. Основні результати експериментальних досліджень і їх аналіз	110
5.1. Загальні відомості	110
5.2. Дослідні кінематичні характеристики потоку в розподільних і збірних трубопроводах	110
5.2.1. Осереднені параметри	110
5.2.2. Пульсації швидкості	126
5.3. Вплив інтенсивності масообміну на стінках трубопроводу на характер роботи систем	129
5.4. Гідравлічний коефіцієнт тертя λ	140
5.5. Коефіцієнт витрати отворів перфорації μ	152
5.6. Порівняльна оцінка розроблених методик розрахунку характеристик трубопроводів, які працюють зі змінною витратою вздовж шляху	163
Висновки	169
Список літератури	171
Додаток. Методика і приклади інженерного розрахунку напірних перфорованих трубопроводів	188

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- $x_{ij}(x, y, z)$ – координати, м;
 T, t – час, с;
 D, r – діаметр і радіус трубопроводу, м;
 $D_{ек}$ – еквівалентний діаметр каналу, м;
 R – гідравлічний радіус, м;
 d_o, r_o – діаметр і радіус отвору перфорації, м;
 δ_{cm} – товщина стінки каналу, м;
 L, l – довжина трубопроводу, м;
 Ω, ω – площа перерізу основного потоку, м²;
 ω_o – площа отвору перфорації, м²;
 $U_{ij}(U_x, U_y, U_z)$ – складові миттєвої швидкості, м/с;
 \bar{U} – осереднена швидкість руху в точці, м/с;
 $U'_{ij}(U'_x, U'_y, U'_z)$ – складові турбулентної пульсації швидкості, м/с;
 V – середня швидкість потоку в перерізі, м/с;
 U_o – осереднена швидкість струмини в отворі перфорації, м/с;
 $U_{o.c}$ – середня швидкість струмин для всього трубопроводу, м/с;
 U_* – динамічна швидкість, м/с;
 Q, q_o – витрата в перерізі каналу і з отвору перфорації, м³/с;
 $Q_{тр}, Q_{ш}$ – транзитна і шляхова витрата в каналі, м²/с;
 q – питома витрата на одиницю довжини трубопроводу, м³/с;
 H – геометричний напір, м;
 h – змінна за довжиною п'єзометрична висота, м;
 h_l, h_m – втрати напору за довжиною і в місцевих опорах, м;
 $\Delta_{ек}$ – еквівалентна шорсткість поверхні стінок каналу, м;
 p, p' – осереднений тиск і пульсація тиску, Па;
 i – геометричний похил;
 I – гідравлічний похил;
 ρ – густина, кг/м³;
 g – прискорення вільного падіння, м/с²;
 τ – дотичне напруження, Н/м²;
 τ_0 – середнє дотичне напруження на стінці каналу, Н/м²;

ν – кінематична молекулярна в'язкість, м²/с;
 ν_t – турбулентна в'язкість, м²/с;
 λ_0 – гідравлічний коефіцієнт тертя трубопроводу із суцільними стінками;
 $\lambda_p, \lambda_{зб}$ – гідравлічний коефіцієнт тертя розподільного і збірною трубопроводу;
 ζ – коефіцієнт опору;
 ζ_l – коефіцієнт опору за довжиною трубопроводу;
 ζ_m – коефіцієнт місцевого опору в трубопроводі;
 ζ_o – коефіцієнт опору отвору;
 μ_o – коефіцієнт витрати отвору перфорації під час витікання в атмосферу або нерухому рідину;
 $\mu_p, \mu_{зб}$ – коефіцієнт витрати отворів перфорації розподільного і збірною трубопроводу;
 α – коефіцієнт кінетичної енергії потоку (коефіцієнт Коріоліса);
 α_0 – коефіцієнт кількості руху потоку (коефіцієнт Бусінеска);
 φ – кут, град (рад);
 χ – показник рівномірності зміни витрати за довжиною каналу;
 m – коефіцієнт змінної маси;
 Re – число Рейнольдса;
 Fr – число Фруда;
 Eu – число Ейлера;
 Sh – число Струхаля.

ВСТУП

В практиці проектування і будівництва напірних трубопроводів технічних систем різного призначення часто виникає необхідність використання труб і каналів, які працюють зі змінною витратою за своєю довжиною. Сюди слід віднести розподільні і збірні трубопроводи очисних споруд систем водопостачання і водовідведення населених пунктів і виробничих підприємств. Розробка і вдосконалення методик розрахунку параметрів трубопроводів, які забезпечать технологічно заданий закон розподілу або збору води в об'ємі очисної споруди, дасть змогу раціональніше використовувати досить обмежені водні ресурси, оптимізувати розміри і конструкції самих споруд, забезпечити необхідну якість очищення води, що споживається і відводиться, і тим самим зробити суттєвий внесок у справу збереження здоров'я населення, охорони і раціонального використання поверхневих і підземних водних джерел.

Широко застосовуються розподільні і збірні канали також в системах примусової вентиляції. Подача повітря необхідної температури і вологості, а також його відведення з місць великого скупчення людей (театри, концертні і спортивні зали тощо), виробничих приміщень різного призначення створює комфортні умови перебування людей, забезпечує необхідні санітарні умови роботи персоналу й оптимальні режими експлуатації технологічного обладнання.

Також канали, що експлуатуються зі змінною витратою рідини вздовж шляху, використовуються у водозабірних спорудах різного типу, машинобудівній галузі та теплоенергетиці.

З наведених прикладів стає зрозумілим, що дослідження основних гідравлічних характеристик таких потоків має важливу наукову, технічну і господарську проблему, а розробка достовірної і достатньо зручної методики інженерного розрахунку таких труб є потрібною і своєчасною.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД СУЧАСНИХ УЯВЛЕНЬ ПРО ОСОБЛИВОСТІ РУХУ РІДИНИ ЗІ ЗМІННОЮ ВИТРАТОЮ

1.1. Загальні відомості

Під час руху рідини і газу в збірних і розподільних напірних трубопроводах інженерних систем різного призначення, за рахунок притоку або відтоку окремих об'ємів середовища, відбувається зміна витрати за довжиною транспортуючого каналу. Можуть змінюватись також і інші характеристики потоку, такі як швидкість, напір, розмір і форма поперечного перерізу трубопроводу тощо. Залежно від задачі, яка вирішується, дані течії носять усталений або неусталений характер.

У спеціальній літературі такий рух називають рухом зі змінною масою, а розділ гідравліки, який його вивчає, має назву “Гідравліка змінної маси”.

Базовими рівняннями, які використовуються для описання особливостей цього руху, є рівняння Нав'є-Стокса і отримані на їх основі рівняння Рейнольдса. У зв'язку зі складністю математичних рівнянь (моделей), що використовуються, їх аналітичний розв'язок на сьогоднішній день є досить проблематичним.

Однак, потреби практики, які постають перед дослідниками, диктують необхідність їх вирішення. Тому окремі автори для отримання конкретних розрахункових залежностей застосовують ті чи інші феноменологічні зв'язки і спрощення, що базуються як на аналізі особливостей вихідних диференціальних рівнянь, так і на використанні відповідних емпіричних даних. Прийняті математичні моделі і отримані на їх основі кінцеві розрахункові формули обираються таким чином, щоб за їх допомогою були враховані найбільш суттєві фактори, які визначають перебіг реального процесу.

1.2. Аналіз вихідних рівнянь, які описують рух рідини зі змінною витратою в напірних трубопроводах

Засновником теорії руху тіл зі змінною масою як окремого розділу теоретичної механіки вважають професора І.В. Мещерського, який в кінці XIX, на початку XX століття опублікував ряд робіт присвячених

цій проблемі [102, 103]. Йому належить не тільки постановка задачі і вивід основних рівнянь, а й дослідження конкретних проблем у цьому напрямі.

У загальному випадку, коли одночасно відбувається приєднання і від'єднання мас (рис. 1.1), у векторній формі рівняння, що описує розглядуваний рух, представлено у вигляді

$$M \frac{d\vec{V}}{dt} = \vec{F} + \frac{dM_1}{dt} (\vec{U}_1 - \vec{V}) - \frac{dM_2}{dt} (\vec{U}_2 - \vec{V}), \quad (1.1)$$

де $M = M_0 + M_1 + M_2$ – загальна маса матеріальної точки; M_0 – постійна величина, яка дорівнює масі матеріальної точки в певний початковий момент часу; M_1 і M_2 – відповідно, маси, які приєдналися або відділилися від матеріальної точки за певний час (невід'ємні функції); \vec{F} – вектор рівнодіючої всіх зовнішніх сил, які діють на матеріальну точку; \vec{V} – вектор швидкості матеріальної точки; \vec{U}_1 і \vec{U}_2 – відповідно, вектор швидкості центра інерції мас, що приєднуються або від'єднуються.

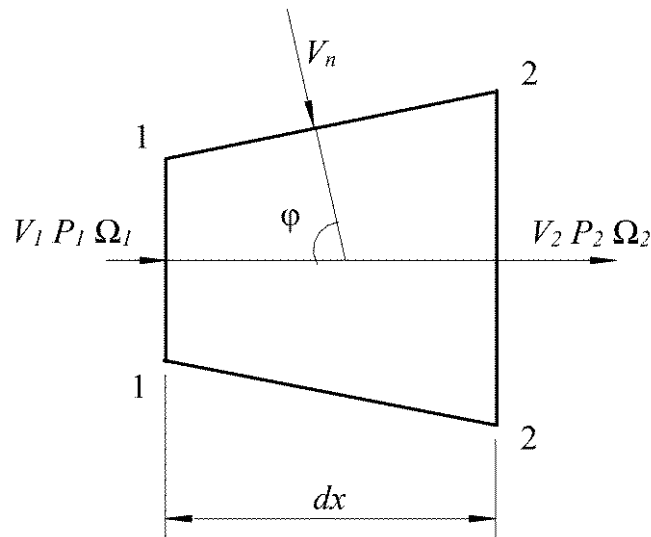


Рис. 1.1. Схема приєднання маси до елементарного об'єму рідини

Однак, слід зауважити, що строге описання руху рідини зі змінною масою рівнянням (1.1) можливе тільки у випадку приєднання або від'єднання додаткових мас з їх відносною швидкістю, яка дорівнює нулю, тобто при рівності модулів і колінеарності векторів швидкості відповідних об'ємів рідини за всією довжиною каналу. Таким чином, за $\vec{U}_1 = \vec{U}_2 = \vec{V}$ імпульсна сила дорівнює нулю, а рівняння (1.1) буде

$$M \frac{d\vec{V}}{dt} = \vec{F}. \quad (1.2)$$

Рівняння руху рідини зі змінною масою також може бути представлене в інтегральній формі. Так в роботі [95] рівняння потоку імпульсу для об'єму рідини W , обмеженого замкненою поверхнею S , має вигляд

$$\int_W \rho \vec{F} dW + \int_S \vec{P}_n dS = \frac{\partial}{\partial t} \int_W \rho \vec{V} dW + \int_S \rho \vec{V} V_n dS, \quad (1.3)$$

де \vec{F} – вектор прискорення зовнішніх масових сил; \vec{P}_n – вектор напруження зовнішніх поверхневих сил на обмежуючій поверхні S ; V_n – проекція вектора швидкості на напрямок зовнішньої нормалі до обмежуваного об'єму; $\int_W \rho \vec{F} dW$ – вектор сили тяжіння виділеного об'єму рідини; $\int_S \vec{P}_n dS$ – сумарний вектор сил, які діють на гранях виділеної контрольної поверхні; $\int_S \rho \vec{V} V_n dS = \int_S \vec{V} dM$ – вектор кількості руху, віднесений до одиниці часу (має напрямок швидкості); $V_n dS = dQ$ – витрата рідини, яка входить (виходить) через бічну поверхню в об'єм W ; $\frac{\partial}{\partial t} \int_W \rho \vec{V} dW = \int_W \rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} dW$ – частина сили інерції, яка викликана зміною з часом швидкості кожної точки об'єму (має місце тільки для неусталеного руху).

В подальшому завдяки дослідженням Н.Г. Малішевського [99], В.М. Маккавєєва [97], І.М. Коновалова [63], Я.Т. Ненько [118], Г.А. Петрова [124, 125], П.Г. Кисельова [61], А.І. Єгорова [43–46], В.Н. Талієва [140], І.Є. Ідельчика [54, 55], В.В. Сміслова [64], І.Г. Меєровича [101], G.S. Mcpown [184] та інших вчених, на основі використання основних законів механіки, теорія руху рідини зі змінною масою отримала свій розвиток.

Найбільш повний і строгий у гідродинамічному відношенні вивід загального диференційного рівняння турбулентного потоку нестисливої рідини зі змінною витратою виконав Т.Г. Войніч-Сяножецьким [21, 22]. У разі осереднення рівнянь Нав'є-Стокса і деяких спрощень рівняння руху рідини в приймальній частині дрени отримав М.Г. Хубларян [151,

152]. Однак, у зв'язку зі складністю представлених залежностей, їх використання для інженерного розрахунку розглядуваних трубопроводів є досить складним.

На базі залежностей (1.1), (1.2) І.М. Коновалов [63], розглядаючи елементарний об'єм потоку рідини в стані динамічної рівноваги, вивів загальне рівняння одновимірного плавномірного неусталеного руху рідини зі змінною витратою вздовж шляху у вигляді

$$\frac{1}{g} \int \frac{1-m}{\Omega} \frac{\partial Q}{\partial t} dx - \frac{1}{g} \int \frac{\partial V}{\partial t} dx + \frac{1}{2g} \int \frac{1-m}{\Omega^2} d(Q^2) + \frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} + z + h_l = C(t), \quad (1.4)$$

де Q, V, P, Ω – відповідно, витрата, середня швидкість, п'езометричний тиск і площа живого перерізу потоку на відстані x від початку труби; $m = \theta/V = U_o \cdot \cos\varphi/V$ – проекція швидкості руху приєднуваної (від'єднуваної) маси U_o на вісь основного потоку; φ – кут, під яким відбувається від'єднання або приєднання струминки рідини до основного потоку; z – відстань від осі розглядуваного перерізу до площини зрівняння; h_l – втрати напору на гідравлічне тертя; $C(t)$ – деяка стала інтегрування у функції часу.

З нашої точки зору, найбільш вдалою формою запису рівняння плавномірного неусталеного руху рідини зі змінною масою є форма, запропонована Г.А. Петровим [124, 125]

$$\frac{\alpha_0}{g} \left(V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(z + \frac{P}{\rho g} \right) + \frac{\alpha_0(V-\theta)}{gQ} \left(\frac{\partial Q}{\partial x} V + \frac{\partial Q}{\partial t} \right) + i_f = 0, \quad (1.5)$$

де α_0 – коректив кількості руху (коефіцієнт Бусінеска).

Для усталеного руху з рівняння (1.8) отримаємо

$$\frac{dh}{dx} + \frac{\alpha_0 V}{g} \frac{dV}{dx} + \frac{\alpha_0(V-\theta)V}{gQ} \frac{dQ}{dx} + \frac{dh_l}{dx} = 0 \quad (1.6)$$

або

$$dh + \frac{\alpha_0}{g} V dV + \frac{\alpha_0(1-m)}{g\Omega} V dQ + dh_l = 0, \quad (1.7)$$

$$\text{де } dh = d\left(z + \frac{P}{\rho g}\right).$$

У випадку застосування труб постійного діаметра ($\Omega = \text{const}$ і $Q = V\Omega$), рівняння (1.7), після нескладних перетворень, приймає вигляд

$$dh + (2 - m)\alpha_0 \frac{VdV}{g} + dh_l = 0. \quad (1.8)$$

Отже, можна стверджувати, що на даному етапі, найбільш вдалою і такою, що найчастіше використовується для аналізу, формою запису рівняння руху рідини зі змінною масою є залежності виду (1.4) – (1.8).

Пізніше, в роботах Т.Г. Войніч-Сяножецького [20, 21], Ш.Н. Квінтрадзе [58–60], А.С. Кожевникова [62] було показано, що основні рівняння гідравліки змінної маси можна отримати не тільки на базі рівнянь І.В. Мещерського або закону збереження кількості руху, а і на основі використання звичайних рівнянь гідравліки. Наприклад, одновимірне рівняння руху рідини в перфорованому напірному трубопроводі може бути виведене шляхом осереднення рівнянь Ейлера за поперечним перерізом труби для осесиметричної задачі з відповідними граничними умовами.

В своїх роботах М.Г. Хубларян [151, 152], провівши співставлення рівнянь руху, отриманих двома вказаними методами, довів однотипність отриманих кінцевих результатів.

Однак, тільки рівняння руху рідини зі змінною масою для описання вказаних явищ і отримання конкретних результатів недостатньо. Зазвичай його розглядають разом з рівнянням нерозривності. Згідно з роботою [95], таке рівняння для деякого об'єму W , обмеженого замкненою нерухомою поверхнею S , може бути отримане шляхом застосування до нього закону збереження маси, який в інтегральній формі матиме вигляд

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_W \rho dW + \int_S \rho V_n dS = 0. \quad (1.9)$$

Позначення параметрів у рівнянні (1.9) аналогічні позначенням у залежності (1.3).

У диференційній формі рівняння (1.9) буде мати вигляд [5]

$$\frac{\partial(\rho\Omega)}{dt} + \frac{\partial(\rho\Omega V)}{\partial x} = \pm m^*, \quad (1.10)$$

де m^* – розподілене надходження або вихід маси рідини через бічну поверхню на одиниці довжини каналу за одиницю часу.

Знак плюс відповідає випадку, коли витрата, а відповідно і швидкість руху рідини, збільшується вздовж шляху. Знак мінус – зменшується.

Для усталеного потоку нестисливої рідини з (1.10) отримаємо

$$\frac{dQ}{dx} = \pm m^* . \quad (1.11)$$

Конкретний вигляд залежності (1.11) визначається умовами, в яких працює даний перфорований трубопровід. Так, при турбулентному режимі втікання (або витікання) рідини з навколишнього простору через отвори або щілини перфорації в трубу, зазвичай використовують рівняння [16; 21; 23; 30; 60; 66; 79; 134; 147; 168; 172; 180; 188; 196]

$$\frac{dQ}{dx} = \pm \mu \frac{d\omega}{dx} \sqrt{2g\Delta H} , \quad (1.12)$$

де μ – коефіцієнт витрати отворів перфорації (як правило, береться постійним і таким, що дорівнює його середньому значенню для всієї труби); $d\omega/dx$ – площа отворів перфорації (щілини) на одиницю довжини труби (при рівномірній перфорації $d\omega/dx = \alpha_n = \sum \omega_o/l$; $\sum \omega_o$ – загальна площа отворів перфорації за довжиною всієї труби l ; ΔH – перепад напорів у навколишньому середовищі і в самій трубі, під дією якого відбувається втікання (витікання) рідини.

Залежність (1.12) при $\alpha_n = \text{const}$ буде

$$\frac{dQ}{dx} = \pm \mu \alpha_n \sqrt{2g\Delta H} . \quad (1.13)$$

Слід зауважити, що загального розв'язку системи диференціальних рівнянь (1.8), (1.13), у зв'язку зі складнощами математичного характеру, поки що не знайдено. Для отримання конкретних залежностей, які були б придатні для практичних розрахунків, різні автори вводять певні припущення, що кожен раз потребує додаткового обґрунтування.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОТИ ПЕРФОРОВАНИХ ТРУБ У ВИПАДКУ ВІД'ЄДНАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ І ЩІЛИНИ

2.1. Загальні положення

В цьому розділі розглядається усталений рух рідини з витратою, що зменшується за довжиною напірного каналу [6; 159; 160; 170; 176; 181; 182; 197]. Цей випадок має місце в різного роду розподільних трубопроводах інженерних систем. Вважається, що зміна (зменшення) витрати здійснюється безперервно вздовж шляху через щілини або розташовані впритул один до одного отвори перфорації.

Залежно від технологічних вимог, ці трубопроводи можуть працювати за наявності або відсутності транзиту і за такої умови мають забезпечувати як рівномірну, так і нерівномірну інтенсивність розподілу рідини за своєю довжиною. Відповідно до цього напірні канали можуть проектуватися постійного або змінного поперечного перерізу. Постійною і змінною вздовж шляху також може бути й інтенсивність перфорації бічних стінок каналу.

Як було показано в попередньому розділі, усталений рух рідини зі змінною витратою і змінними характеристиками каналу вздовж шляху, зазвичай описують рівнянням вигляду (1.6). У випадку постійної форми і площі перерізу каналу використовують рівняння (1.8).

Для повноти описання процесу дані рівняння мають бути доповнені другою залежністю – рівнянням нерозривності, його іноді називають рівнянням балансу витрат. У цьому розділі розглядається випадок витікання рідини через бічні стінки в турбулентному режимі через отвори або щілини, коли рівняння нерозривності являє собою залежність витікання через малий отвір (1.13).

Сумісний аналіз вказаних математичних моделей для різних практичних випадків і є предметом представлених теоретичних досліджень. За такої умови коефіцієнт витрати отворів (щілин) перфорації μ_p і гідравлічний коефіцієнт тертя λ_p приймаються постійними за довжиною напірного трубопроводу, але не рівними за величиною, відповідно, їх значенням при витіканні з одиночного отвору в нерухому рідину μ_o і в трубопроводах із суцільними стінками λ_o .

Незмінним для всього розподільника вважається також коефіцієнт відділяємої маси m .

2.2. Розподільні трубопроводи з рівномірною перфорацією вздовж каналу

Розглядається робота розподільного напірного трубопроводу (каналу) постійного діаметру з рівномірною перфорацією вздовж шляху, без транзитної витрати (з заглишеним кінцевим перерізом). Схема його роботи наведена на рис. 2.1.

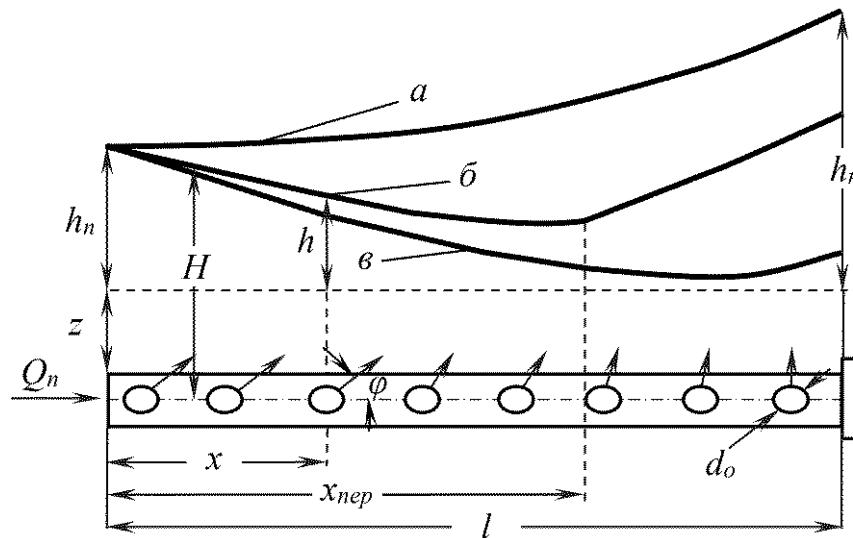


Рис. 2.1. Схема роботи розподільного напірного трубопроводу

Вихідною для аналізу може слугувати система диференціальних рівнянь (1.8), (1.13). Виразивши середню швидкість V через витрату Q і площу перерізу Ω , тобто $V = Q/\Omega$, а також записавши втрати напору за довжиною на елементарній ділянці за формулою Дарсі, отримаємо [79]

$$\frac{dh}{dx} + \frac{A}{g\Omega^2} Q \frac{dQ}{dx} + \frac{\lambda_p}{2g\Omega^2 D} Q^2 = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{dQ}{dx} = -\mu_p \alpha_n \sqrt{2gh}, \quad (2.2)$$

де μ_p , λ_p – постійні за довжиною, відповідно, коефіцієнт витрати і гідравлічний коефіцієнт тертя розподільного трубопроводу; $A = (2 - m)\alpha_0$, $\alpha_0 \approx 1$.

Шляхом введення нових безрозмірних змінних

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\Omega\sqrt{2gh_n}}, \quad \bar{x} = \frac{\mu_p\alpha_n x}{\Omega}, \quad \bar{h} = \sqrt{\frac{h}{h_n}}, \quad (2.3)$$

система рівнянь (2.1), (2.2) зводиться до вигляду

$$\bar{h} \frac{d\bar{h}}{d\bar{x}} + A\bar{Q} \frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}} + \frac{\zeta_{l_p}}{2\bar{f}} \bar{Q}^2 = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}} = -\bar{h}, \quad (2.5)$$

де h_n , h – відповідно, напір у початковому перерізі і в перерізі на відстані x від початку труби; $\zeta_{l_p} = \lambda_p l/D$ – коефіцієнт опору розподільного трубопроводу; $\bar{f} = \mu_p \alpha_n l/\Omega$ – скважність трубопроводу (конструктивний параметр, який характеризує умови витікання рідини і ступінь перфорації стінок трубопроводу).

Підстановка (2.5) в (2.4), а також використання заміни $\bar{y} = \bar{f} - \bar{x}$, дає

$$-\frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} \frac{d^2\bar{Q}}{d\bar{y}^2} - A\bar{Q} \frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} + \frac{\zeta_{l_p}}{2\bar{f}} \bar{Q}^2 = 0. \quad (2.6)$$

Отримане нелінійне диференційне рівняння другого порядку (2.6) є базовим для наступного аналізу. Другий член цього рівняння враховує втрати напору, що пов'язані з ефектом взаємодії основного і від'єднуваного потоків. Третій – втрати напору на гідравлічне тертя за довжиною каналу. Відповідно, другий член має визначальний вплив у відносно коротких трубах, третій – у відносно довгих.

Аналіз результатів експериментальних досліджень розподільних трубопроводів [30; 46; 66; 87; 136; 140] показує, що за їх відносно невеликою довжиною ($\zeta_l < 3 - 4$ або $1 \leq 10 - 12$ м), п'езометрична лінія вздовж труби постійно зростає (рис. 2.1, крива *a*), а за умови відносно великих довжин – спочатку знижується, має точку перегину і в кінці труби дещо підвищується. Причому, в кінцевому перерізі п'езометрична лінія може бути як вище ніж на початку (рис. 2.1, крива *б*), так і нижче (рис. 2.1, крива *в*). У зв'язку з цим, з нашого погляду, для розрахунку розподільних трубопроводів різної довжини доцільно використовувати відповідні залежності.

Спочатку розглянемо випадок роботи відносно коротких розподільників. Нехтуючи третім членом в залежності (2.6), отримаємо

$$\frac{d^2 \bar{Q}}{d\bar{y}^2} = -A \bar{Q}. \quad (2.7)$$

Розв'язок рівняння (2.7) відомий [56]

$$\bar{Q} = C_1 \cos(\sqrt{A}\bar{y}) + C_2 \sin(\sqrt{A}\bar{y}). \quad (2.8)$$

У кінці труби: $\bar{Q}_k = 0$; $\bar{y}_k = 0$ і $C_1 = 0$, тоді

$$\bar{Q} = C_2 \sin(\sqrt{A}\bar{y}). \quad (2.9)$$

Продиференціювавши цей вираз, а також враховуючи в (2.5), що на початку труби $(d\bar{Q}/d\bar{y})_n = \bar{h}_n = 1$ і $\bar{y} = \bar{f}$, знаходимо постійну інтегрування

$$C_2 = \frac{1}{\sqrt{A} \cos(\sqrt{A}\bar{f})}.$$

Підстановка останньої в (2.9) дає змогу отримати відносну витрату в довільному перерізі короткого розподільника, у випадку нехтування впливом на його роботу втратами напору на гідравлічне тертя

$$\bar{Q} = \frac{1}{\sqrt{A}} \frac{\sin(\sqrt{A}\bar{y})}{\cos(\sqrt{A}\bar{f})}. \quad (2.10)$$

У випадку, коли таким впливом знехтувати не можна, розв'язок рівняння (2.6) будемо шукати у вигляді

$$\bar{Q} = \frac{1}{k} \frac{\sin(k\bar{y})}{\cos(k\bar{f})}. \quad (2.11)$$

Зміна відносного напору, з урахуванням (2.5), визначиться за залежністю

$$\bar{h} = \frac{\cos(k\bar{y})}{\cos(k\bar{f})}. \quad (2.12)$$

Тоді, відносна витрата в початковому перерізі і відносний напір у кінцевому, відповідно, складуть

$$\bar{Q}_n = \frac{1}{k} \frac{\sin(k\bar{f})}{\cos(k\bar{f})} = \frac{1}{k} \operatorname{tg}(k\bar{f}), \quad (2.13)$$

$$\bar{h}_k = \frac{1}{\cos(k\bar{f})}. \quad (2.14)$$

Значення коефіцієнта k , який входить в залежності (2.11) – (2.14), слід знаходити з трансцендентного кубічного рівняння, яке отримане після підстановки (2.11) в (2.6), а саме:

$$k^3 - Ak + \frac{\zeta_{l_p}}{2f} \operatorname{tg}(k\bar{y}) = 0. \quad (2.15)$$

Аналіз рівняння (2.15) показує, що в залежності від співвідношення величин його другого і третього членів, воно може мати як додатні, так і від'ємні корені [12].

Представимо (2.15) у вигляді

$$k = \sqrt{N}, \quad (2.16)$$

де $N = A - \frac{\zeta_{l_p}}{2fk} \operatorname{tg}(k\bar{y})$.

За умови коли $A > \frac{\zeta_{l_p}}{2fk} \operatorname{tg}(k\bar{y})$ підкореневий вираз $N > 0$ і в розрахунках необхідно використовувати додатні корені рівняння (2.15).

За умови коли $A < \frac{\zeta_{l_p}}{2fk} \operatorname{tg}(k\bar{y})$ підкореневий вираз $N < 0$, тоді з (2.16), маємо

$$\sqrt{N} = \sqrt{-1} \sqrt{N} = ik. \quad (2.17)$$

Підстановка (2.17) в залежності (2.11) – (2.15), дає [36]:

$$\bar{Q} = \frac{1 \sin(ik\bar{y})}{ik \cos(ik\bar{f})} = \frac{1 \operatorname{sh}(k\bar{y})}{k \operatorname{ch}(k\bar{f})}, \quad (2.18)$$

$$\bar{h} = \frac{\cos(ik\bar{y})}{\cos(ik\bar{f})} = \frac{\operatorname{ch}(k\bar{y})}{\operatorname{ch}(k\bar{f})}, \quad (2.19)$$

$$\bar{Q}_n = \frac{1}{ik} \operatorname{tg}(ik\bar{f}) = \frac{1}{k} \operatorname{th}(k\bar{f}), \quad (2.20)$$

$$\bar{h}_k = \frac{1}{\cos(ik\bar{f})} = \frac{1}{\operatorname{ch}(k\bar{f})}, \quad (2.21)$$

$$(ik)^3 - Aik + \frac{\zeta_{l_p}}{2f} \operatorname{tg}(ik\bar{y}) = 0.$$

З останнього виразу отримаємо

$$k^3 + Ak - \frac{\zeta_{lp}}{2f} th(k\bar{y}) = 0. \quad (2.22)$$

З метою полегшення розрахунків на рис. 2.2 представлені допоміжні графіки для визначення коренів рівнянь (2.15) і (2.22) залежно від величини параметрів $\zeta_{lp}/2\bar{f}$ і \bar{y} [83; 86; 154].

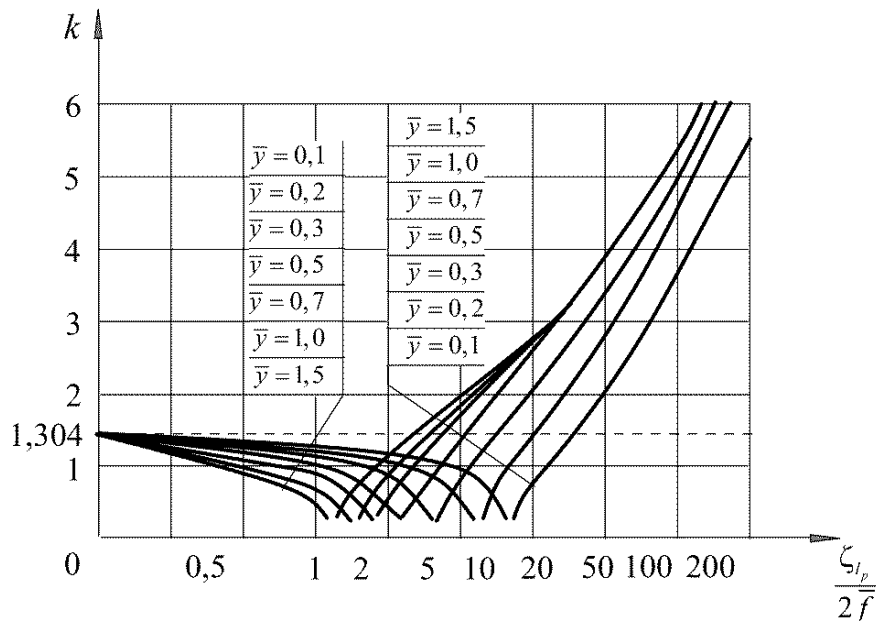


Рис. 2.2. Визначення коренів трансцендентних рівнянь (2.15), (2.22)

Слід відзначити, що при $k \rightarrow 0$, в рівняннях (2.11) і (2.18) має місце невизначеність при розрахунку \bar{Q} . В цій точці за довжиною труби знаходиться точка перегину п'єзометричної лінії і відмічається умовна межа переходу від коротких трубопроводів до розподільників більшої довжини.

Для знаходження відносної координати точки перегину, проаналізуємо (2.22). У випадку $k \rightarrow 0$ першим членом (мала вищого порядку) в ньому можна знехтувати. Враховуючи, що за такої умови $th(k\bar{y}) \approx k\bar{y}$, після нескладних перетворень, отримаємо

$$\frac{\bar{x}_{nep}}{\bar{f}} = 1 - \frac{2A}{\zeta_{lp}}. \quad (2.23)$$

З рівняння (2.23) випливає, що коли $\bar{x}_{nep}/\bar{f} < 0$ або $\zeta_{lp} < 2A$, розподільні трубопроводи слід відносити до коротких. Вони не мають точки перегину п'єзометричної лінії за своєю довжиною. У випадку ж

$\bar{x}_{nep}/\bar{f} > 0$ або $\zeta_{l_p} > 2A$ – до трубопроводів більшої довжини, які мають перегин п'єзометричної лінії. Таким чином, граничне значення коефіцієнта опору, за якого має місце перехід від відносно коротких до відносно довгих розподільних трубопроводів буде

$$\zeta_{l_{p.зр}} = 2A. \quad (2.24)$$

Досить складний характер поведінки п'єзометричної лінії, а, відповідно, і зміни інтенсивності роздачі рідини вздовж шляху в розподільних трубопроводах, можна пояснити так.

Під час руху основної витрати в розподільному трубопроводі відбувається її безперервна роздача. Це викликає зменшення середньої швидкості руху потоку і, відповідно, збільшення поновленого напору. Чим коротшою буде труба, тим інтенсивніше витікатиме рідина за її довжиною, і тим інтенсивніше зменшуватиметься середня швидкість руху, а також зростатиме поновлений напір.

Для трубопроводів більшої довжини поновлений напір може бути одного порядку, або значно меншим від загальних втрат, які складаються з втрат за довжиною і втрат, що пов'язані з ефектом зміни витрати вздовж шляху.

Таким чином, на базі отриманих розв'язків вихідного рівняння (2.6), можна зробити висновок про те, що розрахунок коротких розподільних трубопроводів ($\zeta_{l_p} < \zeta_{l_{p.зр}}$) слід вести за залежностями (2.10) – (2.14). За такої умови коефіцієнт k повинен визначатися як дійсний додатний корінь рівняння (2.15).

Розрахунок розподільників більшої довжини ($\zeta_{l_p} > \zeta_{l_{p.зр}}$) необхідно розбити на два етапи. На ділянці від початку труби до перехідного перерізу, тобто при $0 \leq \bar{x} < \bar{x}_{nep}$, необхідно використовувати формули (2.18) – (2.21), а коефіцієнт k знаходити як дійсний додатний корінь рівняння (2.22) [71].

На ділянці від перехідного перерізу до кінця труби, тобто коли $\bar{x}_{nep} < \bar{x} \leq \bar{x}_к = \bar{f}$, слід користуватися залежностями (2.18) – (2.22).

На рис. 2.3, як приклад, наведені окремі результати розрахунку п'єзометричних ліній вздовж шляху розподільних трубопроводів за різних значень ζ_{l_p} і $\bar{f}=0,76$. Тут же нанесені дані експериментальних досліджень. Їх збіг свідчить про надійність запропонованих залежностей

і, відповідно, розробленої на цій основі, методики розрахунку розподільних трубопроводів.

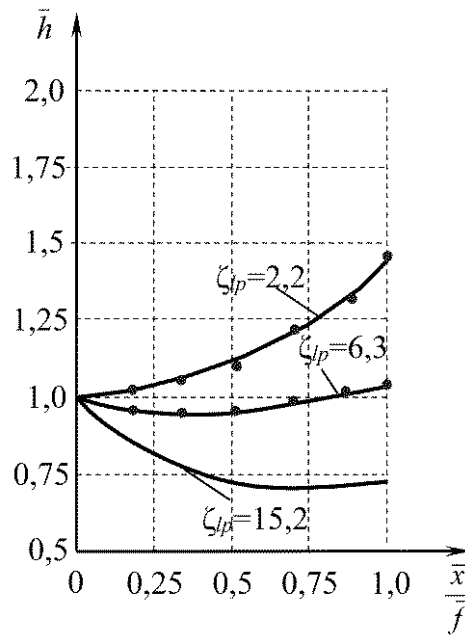


Рис. 2.3. Результати розрахунків відносної п'єзометричної лінії:

○ – експериментальні дані приведені в роботі [136]

2.3. Визначення оптимальних конструктивних характеристик розподільних трубопроводів

Однією з основних технологічних вимог, які висуваються під час проектування розподільних трубопроводів, що використовуються в очисних спорудах систем водопостачання і водовідведення, вентиляції та інших, є вимога забезпечення рівномірного розподілу рідини. Але, як відомо, досягти повністю рівномірного розподілу витрати за довжиною напірного трубопроводу у випадку рівномірної перфорації його бокових стінок неможливо. Можна говорити тільки про допустимий ступінь рівномірності розподілу χ , під яким розуміють [10; 33; 53; 54; 66] відношення мінімальної витрати через який-небудь елемент або ділянку споруди до максимальної витрати через таку ж ділянку в іншій частині цієї споруди. Для очисних споруд, залежно від технологічного процесу, зазвичай, необхідно забезпечити χ в межах 0,95 – 0,7 [34; 46; 127]. Відповідно до викладеного показник рівномірності розподілу визначається із співвідношення

$$\chi = \frac{q_{\min}}{q_{\max}} = \frac{\mu_p \alpha_n \sqrt{2gh_{\min}}}{\mu_p \alpha_n \sqrt{2gh_{\max}}} = \sqrt{\frac{h_{\min}}{h_{\max}}}. \quad (2.25)$$

На рис. 2.1 (крива *a*) показано, що у відносно коротких розподільниках мінімальний напір матиме місце на його початку, а максимальний – в його кінці. Таким чином, порівнюючи вирази (2.14) і (2.25), для коротких труб у безрозмірному вигляді можна записати

$$\chi = \sqrt{\frac{h_n}{h_k}} = \frac{1}{h_k} = \cos(k\bar{f}) \quad \text{або} \quad k\bar{f} = \arccos \chi. \quad (2.26)$$

Для подальшого аналізу, під оптимальними будемо розуміти конструктивні характеристики напірних розподільних трубопроводів, які зможуть забезпечити оптимальні (технологічно задані) умови роботи інженерних споруд. Тобто характеристики труб, які дадуть змогу добитися розподілу витрати із заданим ступенем рівномірності відтоку χ рідини за їх довжиною.

Проектуючи і конструюючи ці труби, зазвичай, параметр χ має бути відомим, оскільки ступінь рівномірності розподілу рідини в кожній конкретній споруді визначається технологічним завданням. У цьому випадку виникає необхідність визначення оптимальної величини конструктивного параметра (скважності) \bar{f}_{opt} , який би забезпечив заданий (оптимальний) режим роботи розподільного пристрою.

Параметр $\bar{f}_{opt.kor}$ знаходимо з (2.26)

$$\bar{f}_{opt.kor} = \frac{M}{k}, \quad (2.27)$$

де $M = \arccos \chi$.

Коли розміри споруди, а відповідно, і довжина розподільної труби l відомі, для практичних розрахунків корисним є визначення оптимальної величини перфорації на один погонний метр робочої труби ($\alpha_n = \sum \omega_0 / l$). Її можна отримати з (2.27) підстановкою значення параметра ($\bar{f} = \mu_p \alpha_n l / \Omega$):

$$\alpha_{opt.kor} = \frac{\Omega}{k\mu_p l} M. \quad (2.28)$$

Площа перерізу розподільника Ω і його діаметр D визначаються залежно від необхідної витрати води, що подається, і допустимої

швидкості руху рідини на початку труби (береться за технологічним завданням).

Для визначення оптимального значення коефіцієнта k_{opt} , який входить в наведені залежності, підставимо вираз (2.27) в кубічне рівняння (2.15) і після нескладних перетворень отримаємо

$$k_{opt} = \sqrt{A - \zeta_{l_p} D}, \quad (2.29)$$

де $D = tgM/2M$.

В табл. 2.1 для полегшення розрахунків відносно коротких трубопроводів наведено значення параметрів M і D , які визначені для найчастіше вживаних значень показника рівномірності розподілу χ .

Таблиця 2.1

χ	0,99	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
M	0,142	0,246	0,318	0,376	0,451	0,555	0,644	0,723	0,795
D	0,503	0,510	0,518	0,525	0,537	0,558	0,583	0,610	0,641

Більш складна ситуація має місце у разі визначення показника рівномірності роздачі χ у відносно довгих перфорованих трубопроводах. Ця обставина пов'язана з тим, що в цьому випадку можливе існування двох основних варіантів поведінки п'єзометричної лінії вздовж труби.

У першому варіанті (рис. 2.1, крива б) мінімальний напір буде в точці перегину п'єзометричної лінії, а максимальний – в її кінці. Тоді, з урахуванням співвідношень (2.19) і (2.23), показник рівномірності для цього випадку визначиться як

$$\chi = \sqrt{\frac{h_{nep}}{h_k}} = \frac{\bar{h}_{nep}}{\bar{h}_k} = ch \left(kf \frac{2A}{\zeta_{l_p}} \right). \quad (2.30)$$

Ця ситуація виникає у трубопроводах відносно невеликої довжини.

У другому варіанті (рис. 2.1, крива в), що має місце у відносно довгих трубопроводах, максимальний напір встановлюється на початку труби, а мінімальний в точці перегину п'єзометричної лінії. В цьому випадку показник рівномірності буде

$$\chi = \sqrt{\frac{h_{nep}}{h_n}} = \bar{h}_{nep} = \frac{ch\left(k\bar{f} \frac{2A}{\zeta_{l_p}}\right)}{ch(k\bar{f})}. \quad (2.31)$$

Таким чином, для обґрунтованого знаходження величини показника рівномірності розподілу рідини у відносно довгих трубопроводах за отриманими залежностями треба спочатку визначити, в якому перерізі труби знаходиться максимум і мінімум п'єзометричної лінії і тільки після цього розраховувати χ .

Отже, у трубопроводах відносно великої довжини обов'язково буде ситуація, коли зниження п'єзометричної лінії від початкового перерізу до точки перегину за величиною дорівнюватиме висоті підйому від цієї точки до кінця труби. Тобто, напори в початковому і кінцевому перерізах розподільної труби стануть рівними. Сумісний аналіз виразів (2.26) і (2.31) показав, що величину коефіцієнта опору ζ_{l_p} , за якої має місце така ситуація, можна знайти з виразу

$$\zeta_{l_p} = \frac{2Ak\bar{f}}{ar \cos \chi}. \quad (2.32)$$

Окремі граничні значення ζ_{l_p} залежно від χ наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

χ	0,99	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
ζ_{l_p}	4,82	4,86	4,89	4,92	4,98	5,07	5,16	5,27	5,39

Отримані дані близькі до наведених в роботі [66], але на відміну від них отримані аналітично.

Для розрахунку оптимальних значень скважності у відносно довгих трубах зручно використовувати залежність типу (2.27). За такої умови для трубопроводів, що мають п'єзометричну лінію аналогічну кривій (б) на рис. 2.1, значення параметру M знаходиться з виразу

$$M = \frac{\zeta_{l_p}}{2A} \operatorname{arch} \chi, \quad (2.33)$$

а для розподільників з п'єзометричною лінією типу (рис. 2.1, крива в)

$$M = arch \left[\frac{1}{\chi} ch \left(M \frac{2A}{\zeta_{l_p}} \right) \right]. \quad (2.34)$$

Значення параметра M в останньому рівнянні слід знаходити підбором.

Для визначення оптимального ступеня перфорації у довгих трубопроводах також можна користуватися залежністю аналогічною (2.28).

Оптимальне значення коефіцієнта k_{opt} , який входить в наведені залежності, легко отримати після підстановки (2.32) в кубічне рівняння (2.2), маємо

$$k_{opt} = \sqrt{\zeta_{l_p} D - A}, \quad (2.35)$$

де $D = thM/2M$.

Для спрощення розрахунків за залежностями (2.33), (2.34) в табл. 2.3 наведено значення M і D за різних величин показника рівномірності χ і коефіцієнта опору відносно довгих розподільних трубопроводів ζ_{l_p} .

Таблиця 2.3

ζ_{l_p}	$\chi=0,99$		$\chi=0,95$		$\chi=0,9$		$\chi=0,8$		$\chi=0,7$	
	M	D	M	D	M	D	M	D	M	D
4,0	0,272	0,488	0,644	0,441	0,976	0,385	1,656	0,281	2,428	0,203
4,5	0,217	0,492	0,505	0,461	0,747	0,424	1,180	0,351	1,636	0,283
5,0	0,194	0,494	0,448	0,469	0,657	0,439	1,011	0,379	1,368	0,321
5,2	0,188	0,494	0,432	0,471	0,635	0,442	0,972	0,386	1,309	0,330
5,5	0,180	0,495	0,415	0,473	0,608	0,446	0,927	0,393	1,235	0,342
6,0	0,173	0,495	0,395	0,475	0,577	0,451	0,873	0,402	1,156	0,354
8,0	0,157	0,496	0,358	0,480	0,520	0,459	0,779	0,418	1,018	0,378
10,0	0,151	0,496	0,344	0,481	0,499	0,462	0,745	0,424	0,968	0,386
15,0	0,147	0,496	0,332	0,482	0,480	0,465	0,715	0,429	0,926	0,394
20,0	0,144	0,497	0,328	0,483	0,474	0,466	0,705	0,431	0,912	0,396
25,0	0,143	0,497	0,326	0,483	0,472	0,466	0,701	0,432	0,906	0,397
30,0	0,143	0,497	0,325	0,483	0,470	0,466	0,698	0,432	0,903	0,397
40,0	0,142	0,497	0,324	0,483	0,469	0,466	0,696	0,432	0,900	0,398

2.4. Забезпечення рівномірної роздачі рідини при постійній перфорації трубопроводу вздовж шляху

Як показують дослідження, рівномірна роздача рідини вздовж шляху може мати місце тільки у разі постійного напору за довжиною труби (без використання на отворах перфорації різних типів насадок). У цьому випадку береться $dH/dx = 0$ і $dQ/dx = q = \text{const}$.

Ця ситуація реалізується в розподільних трубопроводах дренажних систем фільтрів великого опору, коли довжина труб невелика, а опір виходу рідини через отвори в бічній стінці труби значний. Зважаючи на вказані припущення, система вихідних безрозмірних рівнянь (2.4), (2.5) набуває вигляду

$$A\bar{Q} \frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}} + \frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} \bar{Q}^2 = 0 \quad (2.36)$$

$$\frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}} = -1. \quad (2.37)$$

Розв'язок залежності (2.37), за граничних умов $\bar{x}_k = \bar{f}$; $\bar{Q}_k = 0$ і $C = 0$:

$$\bar{Q} = \bar{f} - \bar{x}. \quad (2.38)$$

Тоді, в початковому перерізі коли $\bar{x}_n = 0$, отримаємо

$$\bar{Q}_n = \bar{f}. \quad (2.39)$$

Підстановка (2.37) і (2.38) в рівняння (2.36) приводить до співвідношення

$$\frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} (\bar{f} - \bar{x}) = A,$$

яке у випадку $\bar{x}_n = 0$ матиме вигляд

$$\zeta_{lp.sp} = 2A. \quad (2.40)$$

Отримана гранична умова переходу від відносно коротких до відносно довгих трубопроводів аналогічна (2.24).

Аналіз залежностей (2.38) – (2.40) дає змогу зробити висновок, що у разі постійної перфорації стінок трубопроводу за довжиною, рівномірна роздача вздовж шляху можлива тільки у випадку, коли відносна витрата на початку труби \bar{Q}_n за величиною дорівнює

скважності \bar{f} і, це тільки для значення коефіцієнта опору розподільника $\zeta_{lp} = 2A$. Ця обставина без належного обґрунтування відмічалася в дослідях багатьох авторів [46; 53; 55; 136].

2.5. Класифікація розподільних трубопроводів

Далі пропонується методика визначення границь, в яких можливо обґрунтовано користуватися залежностями, отриманими у дослідженні часткових розв'язків вихідної системи диференціальних рівнянь (2.4), (2.5), пов'язаних з нехтуванням другим або третім членом в рівнянні (2.6). Ця класифікація основана на оцінці впливу сил інерції і сил тертя на розрахункові параметри (зокрема пропускну спроможність) розподільного трубопроводу.

Залежно від цього всі розподільники умовно рекомендується розділяти на чотири групи, а саме: 1) короткі; 2) гранично короткі; 3) гранично довгі; 4) довгі.

До коротких відноситимемо труби, у розрахунку яких втратами напору на гідравлічне тертя за довжиною можна знехтувати. За такої умови п'єзометрична лінія вздовж труби постійно підвищується від початкового до кінцевого перерізу.

Гранично короткими вважаються трубопроводи, під час аналізу роботи яких слід враховувати як втрати напору, що пов'язані з ефектом впливу зміни маси, так і втрати напору за довжиною каналу. П'єзометрична лінія у таких труб також постійно підвищується, але не так інтенсивно, як у попередніх. Підвищення п'єзометричної лінії свідчить про те, що відновлення напору за рахунок зменшення середньої в перерізі швидкості руху рідини вздовж шляху перевищує його втрату за рахунок гідравлічного тертя.

До гранично довгих відноситимемо трубопроводи, в яких втрати напору за довжиною суттєві порівняно з його відновленням. За такої умови п'єзометрична лінія в початкових перерізах знижується, має точку перегину, а потім підвищується.

Труби, у розрахунку яких втрати напору, що пов'язані з ефектом зміни витрати вздовж шляху можна не враховувати, будемо відносити до довгих. П'єзометрична лінія у таких труб постійно знижується за довжиною.

Очевидно, що нехтуючи у вихідному рівнянні (2.6) другим, або третім членом, ми вносимо певну похибку (Δ) в розрахунок відносної початкової витрати \bar{Q}_n . Наведена нижче класифікація дає змогу оцінити її величину для трубопроводів з різними конструктивними характеристиками. Вона дає можливість визначити величини коефіцієнтів $\zeta_{l_p}/2\bar{f}$ і ζ_{l_p} , за яких, не перевищуючи допустиму похибку Δ , можна використовувати залежності, що отримані у разі спрощеного розв'язку основного рівняння (2.6).

Спочатку визначимо величину коефіцієнта $k_{кор}$ в залежності (2.15), за якої, не перевищуючи задану похибку Δ , під час розрахунку розподільчих трубопроводів втрати енергії на гідравлічне тертя можна не враховувати. Використовуючи залежності (2.10) і (2.13), запишемо

$$\frac{1}{1+\Delta} = \frac{\bar{Q}_{n.кор}}{\bar{Q}_{n.гр.кор}} = \frac{\frac{1}{\sqrt{A}} \operatorname{tg}(\sqrt{A}\bar{f})}{\frac{1}{k_{гр.кор}} \operatorname{tg}(k_{гр.кор}\bar{f})}, \quad (2.41)$$

де $\bar{Q}_{n.кор}$ і $\bar{Q}_{n.гр.кор}$ – відносна витрата, відповідно, в початковому перерізі відносно короткого і гранично короткого трубопроводів.

Аналіз залежності (2.41) дав змогу взяти наближене співвідношення $\operatorname{tg}(\sqrt{A}\bar{f}) \approx \operatorname{tg}(K_{гр.кор}\bar{f})$. Тоді маємо $k_{гр.кор} \approx \frac{\sqrt{A}}{1+\Delta}$.

Знайдемо величину коефіцієнта $k_{гр.дов}$ в залежності (2.22) за якої, у прийнятій точності розрахунку, можна не враховувати ефект від'єднання рідини вздовж трубопроводу. Враховуючи формулу (2.20), отримаємо:

$$1+\Delta = \frac{\bar{Q}_{n..р.дов}}{\bar{Q}_{n.дов}} = \frac{\frac{1}{k_{гр.дов}} \operatorname{th}(k_{гр.дов}\bar{f})}{\frac{1}{k_{дов}} \operatorname{th}(k_{дов}\bar{f})}, \quad (2.42)$$

де $\bar{Q}_{n.дов}$ і $\bar{Q}_{n.гр.дов}$ – відносна витрата, відповідно, в початковому перерізі відносно довгого і гранично довгого трубопроводів.

Як і в попередньому випадку, з (2.42) отримаємо:

$$k_{zp.дов} \approx \frac{k_{дов}}{1+\Delta} = \frac{\sqrt[3]{\zeta_{lp}/2\bar{f}}}{1+\Delta}. \quad (2.43)$$

Підставивши в рівняння (2.15) значення коефіцієнта $k_{zp.кор}$ з виразу (2.41), одержимо залежність

$$\frac{\sqrt{A}^3}{(1+\Delta)^3} - \frac{A\sqrt{A}}{1+\Delta} + \frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} \operatorname{tg} \left[\frac{\sqrt{A}}{1+\Delta} \bar{f} \right] = 0. \quad (2.44)$$

Визначивши з (2.44) величину $\zeta_{lp}/2\bar{f}$, знайдемо верхню границю, за якої не перевищуючи задану похибку розрахунку (Δ), втрати енергії на гідравлічне тертя можна не враховувати

$$\frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} = \frac{A\sqrt{A}\Delta(2+\Delta)}{(1+\Delta)^3 \operatorname{tg} [\sqrt{A}(1+\Delta)\bar{f}]}. \quad (2.45)$$

Підставивши в рівняння (2.22) значення коефіцієнта $k_{zp.дов}$ з виразу (2.43), отримаємо

$$\frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} \frac{1}{(1+\Delta)^3} + A^3 \sqrt{\frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}}} \frac{1}{1+\Delta} - \frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} = 0. \quad (2.46)$$

Для довгих трубопроводів $th(k_{дов}\bar{f}) \rightarrow 1$.

Знайдена з рівняння (2.46) величина $\zeta_{lp}/2\bar{f}$, являє собою нижню границю, за якої не перевищуючи задану похибку (Δ), ефект від'єднання рідини вздовж шляху можна не враховувати:

$$\frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} = \left[\frac{A(1+\Delta)^2}{(1+\Delta)^3 - 1} \right]^{\frac{3}{2}}. \quad (2.47)$$

Таким чином, відповідно із запропонованою в цій роботі класифікацією всі розподільчі трубопроводи можна розділити на такі групи:

1) короткі

$$\frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} \leq \frac{A\sqrt{A}\Delta(2+\Delta)}{(1+\Delta)^3 \operatorname{tg} \left[\frac{\sqrt{A}}{1+\Delta} \bar{f} \right]}; \quad (2.48)$$

2) гранично короткі

$$\frac{A\sqrt{A\Delta}(2+\Delta)}{(1+\Delta)^3 \operatorname{tg}\left[\frac{\sqrt{A}}{1+\Delta}\bar{f}\right]} < \frac{\zeta_{l_p}}{2\bar{f}} < \frac{A}{\bar{f}}; \quad (2.49)$$

3) гранично довгі (з урахуванням (2.24))

$$\frac{A}{\bar{f}} < \frac{\zeta_{l_p}}{2\bar{f}} < \left[\frac{A(1+\Delta)^2}{(1+\Delta)^3 - 1} \right]^{\frac{3}{2}}; \quad (2.50)$$

4) довгі

$$\frac{\zeta_{l_p}}{2\bar{f}} \geq \left[\frac{A(1+\Delta)^2}{(1+\Delta)^3 - 1} \right]^{\frac{3}{2}}. \quad (2.51)$$

Іноді, більш наочним є вираження граничних умов через величину коефіцієнта опору розподільного трубопроводу ζ_{l_p} . З (2.48) – (2.51):

1) короткі

$$\zeta_{l_p} \leq \frac{A\sqrt{A\Delta}(2+\Delta)}{(1+\Delta)^3 \operatorname{tg}\left[\frac{\sqrt{A}}{1+\Delta}\bar{f}\right]} 2\bar{f}; \quad (2.52)$$

2) гранично короткі

$$\frac{A\sqrt{A\Delta}(2+\Delta)}{(1+\Delta)^3 \operatorname{tg}\left[\frac{\sqrt{A}}{1+\Delta}\bar{f}\right]} 2\bar{f} < \zeta_{l_p} < 2A; \quad (2.53)$$

3) гранично довгі

$$2A < \zeta_{l_p} < 2\bar{f} \left[\frac{A(1+\Delta)^2}{(1+\Delta)^3 - 1} \right]^{\frac{3}{2}}; \quad (2.54)$$

4) довгі

$$\zeta_{l_p} \geq 2\bar{f} \left[\frac{A(1+\Delta)^2}{(1+\Delta)^3 - 1} \right]^{\frac{3}{2}}. \quad (2.55)$$

Графік, який відображає розглянуту класифікацію (2.52) – (2.55) за умови $\bar{f}=0,8$, представлено на рис. 2.4.

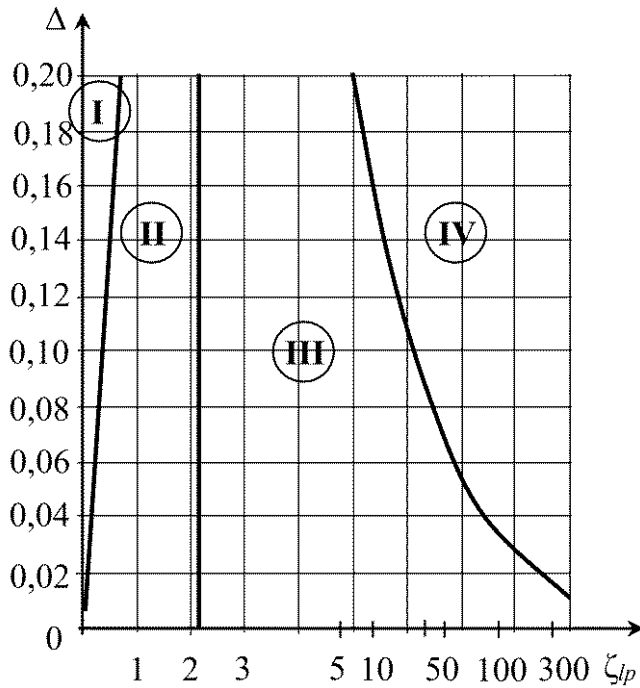


Рис. 2.4. Графік, який відображає класифікацію розподільних трубопроводів з довільними конструктивними характеристиками за умови $\bar{f} = 0,8$

Для практичних розрахунків важливим є також варіант представленої класифікації для випадку проектування розподільних трубопроводів, які забезпечують оптимальний режим роботи системи, тобто розподіл води з нерівномірністю, що в межах прийнятої похибки розрахунку (Δ), не перевищує величину технологічно заданого коефіцієнта рівномірності χ .

Для відносно коротких розподільних трубопроводів з оптимальними конструктивними характеристиками в рівнянні (2.13) відповідно до залежності (2.27):

$$\frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} \operatorname{tg}(k\bar{f}) = \frac{\zeta_{lp} k}{2M} \operatorname{tg}\left(k \frac{M}{k}\right) = \zeta_{lp} k \frac{\operatorname{tg}M}{2M} = \zeta_{lp} k D_{кор}. \quad (2.56)$$

Тоді, для коротких розподільників з оптимальними конструктивними характеристиками рівняння (2.44) можна представити у вигляді

$$\frac{\sqrt{A}^3}{(1+\Delta)^3} - \frac{A\sqrt{A}}{1+\Delta} + \zeta_{lp} D_{кор} \frac{\sqrt{A}}{1+\Delta} = 0. \quad (2.57)$$

Звідки

$$\zeta_{l_p} = \frac{A}{D_{кор}} \cdot \frac{\Delta(2 + \Delta)}{(1 + \Delta)^2}. \quad (2.58)$$

За аналогією з (2.56) для відносно довгих розподільників з оптимальними конструктивними характеристиками справедливе співвідношення

$$\frac{\zeta_{l_p}}{2\tilde{f}} th(k\tilde{f}) = \frac{\zeta_{l_p} k}{2M} th\left(k \frac{M}{k}\right) = \zeta_{l_p} k \frac{thM}{2M} = \zeta_{l_p} k D_{дов}. \quad (2.59)$$

Коефіцієнт k_{opt} з (2.35) і, враховуючи рівняння (2.43), буде:

$$k_{opt} = \sqrt{\zeta_{l_p} D_{дов} - A} \approx \frac{\sqrt{\zeta_{l_p} D_{дов}}}{1 + \Delta}. \quad (2.60)$$

Для визначення величини коефіцієнта опору довгих розподільників з оптимальними конструктивними характеристиками підставимо (2.35) в (2.45):

$$\frac{(\zeta_{l_p} D_{дов})^{3/2}}{(1 + \Delta)^3} + A \frac{(\zeta_{l_p} D_{дов})^{1/2}}{1 + \Delta} - \zeta_{l_p} D_{дов} \frac{(\zeta_{l_p} D_{дов})^{1/2}}{1 + \Delta} = 0. \quad (2.61)$$

Звідки

$$\zeta_{l_p} = \frac{A}{D_{дов}} \cdot \frac{(1 + \Delta)^2}{\Delta(2 + \Delta)}. \quad (2.62)$$

Остаточню, розподільники з оптимальними конструктивними характеристиками можна розділити на:

1) короткі

$$\zeta_{l_p} \leq \frac{A}{D_{дов}} \cdot \frac{\Delta(2 + \Delta)}{(1 + \Delta)^2}; \quad (2.63)$$

2) гранично короткі

$$\frac{A}{D_{дов}} \cdot \frac{\Delta(2 + \Delta)}{(1 + \Delta)^2} < \zeta_{l_p} < 2A; \quad (2.64)$$

3) гранично довгі

$$2A < \zeta_{l_p} < \frac{A}{D_{дов}} \cdot \frac{\Delta(2 + \Delta)}{(1 + \Delta)^2}; \quad (2.65)$$

4) довгі

$$\zeta_{lp} > \frac{A}{D_{\text{дов}}} \cdot \frac{(1 + \Delta)^2}{\Delta(2 + \Delta)}. \quad (2.66)$$

Графічна інтерпретація отриманих залежностей представлена на рис. 2.5.

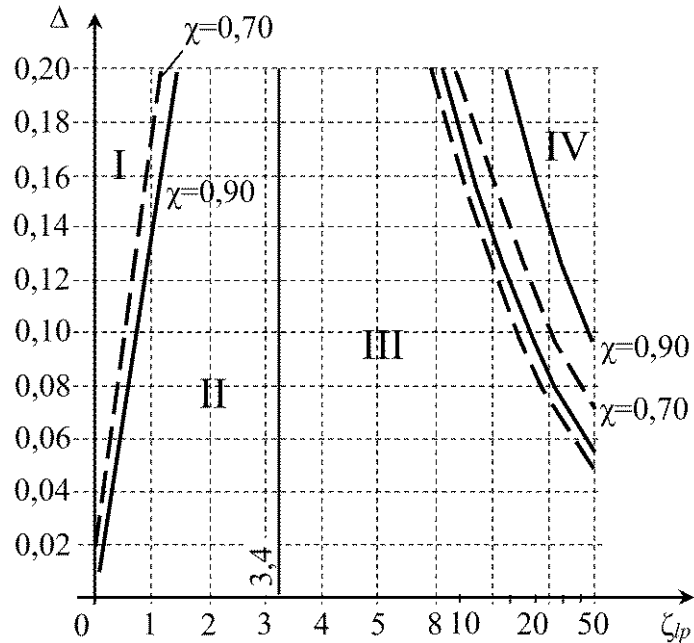


Рис. 2.5. Графік, який відображає класифікацію розподільних трубопроводів з оптимальними конструктивними характеристиками

2.6. Оцінка впливу транзитної витрати на характеристики потоку

Схема роботи цього типу трубопроводів наведена на рис. 2.6.

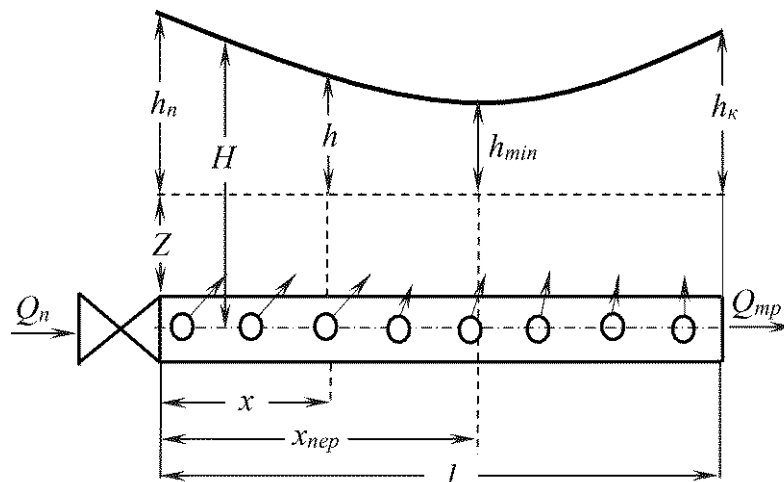


Рис. 2.6. Схема роботи розподільного трубопроводу за наявності транзитної витрати

Описуючи закономірності руху рідини в розподільному трубопроводі у випадку пропуску транзитної витрати Q_{mp} (витрата у кінцевому перерізі), також використовується система диференціальних рівнянь (2.1), (2.2), яка представлена у безрозмірних змінних (2.3). Вихідним для аналізу є нелінійне диференціальне рівняння другого порядку (2.6) [9; 153].

Для відносно коротких розподільників це рівняння матиме вигляд (2.7). Його розв'язок буде (2.8), але за інших граничних умов. Так в кінці труби:

$$\bar{y}_\kappa = 0; \bar{Q}_\kappa = \bar{Q}_{mp} \text{ і } C_1 = \bar{Q}_{mp},$$

де $\bar{Q}_{mp} = \frac{Q_{mp}}{\Omega \sqrt{2gh_n}}$ – відносна транзитна витрата.

Тоді, замість (2.8), матимемо:

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{mp} \cos(\sqrt{A}\bar{y}) + C_2 \sin(\sqrt{A}\bar{y}). \quad (2.67)$$

Продиференціювавши останній вираз, а також врахувавши, що на початку перфорованої ділянки $(d\bar{Q}/d\bar{y})_n = \bar{h}_n = 1$, і $\bar{y}_n = \bar{f}$, маємо:

$$1 = -\bar{Q}_{mp} \sqrt{A} \sin(\sqrt{A}\bar{f}) + C_2 \sqrt{A} \cos(\sqrt{A}\bar{f}),$$

звідки $C_2 = \frac{1 + \bar{Q}_{mp} \sqrt{A} \sin(\sqrt{A}\bar{f})}{\sqrt{A} \cos(\sqrt{A}\bar{f})}$.

Підставивши C_2 в (2.67), отримаємо залежність для визначення відносної витрати рідини в довільному перерізі короткого розподільного трубопроводу за наявності транзитної витрати у вигляді:

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{mp} \cos(\sqrt{A}\bar{y}) + \frac{1 + \bar{Q}_{mp} \sqrt{A} \sin(\sqrt{A}\bar{f})}{\sqrt{A} \cos(\sqrt{A}\bar{f})} \sin(\sqrt{A}\bar{y}). \quad (2.68)$$

Для випадку, коли необхідно врахувати третій член в рівнянні (2.6), тобто нехтувати впливом сил тертя неможливо, залежність для визначення відносної витрати \bar{Q} шукатимемо у вигляді

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{mp} \cos(k\bar{y}) + B \sin(k\bar{y}), \quad (2.69)$$

де $B = \frac{1 + \bar{Q}_{mp} k \sin(k\bar{f})}{k \cos(k\bar{f})}$.

Для початкового перерізу маємо

$$\bar{Q}_n = \bar{Q}_{mp} \cos(k\bar{f}) + B \sin(k\bar{f}). \quad (2.70)$$

Зміна відносного п'єзометричного напору буде

$$\bar{h} = \frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}} = -k\bar{Q}_{mp} \sin(k\bar{y}) + kB \cos(k\bar{y}). \quad (2.71)$$

Значення коефіцієнта k знаходимо підставивши, (2.69) в рівняння (2.6). Після нескладних перетворень, остаточно отримаємо трансцендентне кубічне рівняння

$$k^3 - Ak + \frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} \frac{\bar{Q}_{mp} \cos(k\bar{y}) + B \sin(k\bar{y})}{B \cos(k\bar{y}) - \bar{Q}_{mp} \sin(k\bar{y})} = 0. \quad (2.72)$$

Для розподільних трубопроводів відносно великої довжини, з урахуванням (2.18) і (2.69), відносну витрату в довільному перерізі визначатимемо за залежністю

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{mp} ch(k\bar{y}) + Bsh(k\bar{y}), \quad (2.73)$$

де $B = \frac{1 - \bar{Q}_{mp} ksh(k\bar{f})}{kch(k\bar{f})}$.

На початку розподільника отримаємо

$$\bar{Q}_n = \bar{Q}_{mp} ch(k\bar{f}) + Bsh(k\bar{f}). \quad (2.74)$$

Зміна п'єзометричної лінії може розраховуватись за формулою

$$\bar{h} = \frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}} = k\bar{Q}_{mp} sh(k\bar{y}) + kBsh(k\bar{y}). \quad (2.75)$$

Значення коефіцієнта k знаходимо з трансцендентного кубічного рівняння, яке отримане після підстановки (2.73) в (2.6):

$$k^3 + Ak - \frac{\zeta_{lp}}{2\bar{f}} \frac{\bar{Q}_{mp} ch(k\bar{y}) + Bsh(k\bar{y})}{Bch(k\bar{y}) - \bar{Q}_{mp} sh(k\bar{y})} = 0. \quad (2.76)$$

Рівняння (2.72), (2.76) слід розв'язувати підбором.

Як і у випадку роботи розподільників без транзитної витрати, за її наявності, такі трубопроводи залежно від характеру поведінки п'єзометричної лінії можуть бути умовно розділені на короткі та більшої довжини.

Для визначення координати точки перегину п'єзометричної лінії проаналізуємо рівняння (2.76). За аналогією з (2.22) точка перегину буде за умови $k \rightarrow 0$, тоді $ch(k\bar{y}) \approx ch(k\bar{f}) \approx 1$; $sh(k\bar{y}) \approx k\bar{y}$; $sh(k\bar{f}) \approx k\bar{f}$.

Нехтуючи малими вищого порядку, з урахуванням наведених співвідношень, маємо

$$\frac{\bar{x}_{nep}}{\bar{f}} = 1 - \frac{2A}{\zeta_{l_p}} + \frac{\bar{Q}_{mp}}{\bar{f}}. \quad (2.77)$$

Приймаючи $\bar{x}_{nep} = 0$, з (2.77), знаходимо граничне значення коефіцієнта опору розподільника, де має місце перехід від відносно коротких труб до трубопроводів більшої довжини, які працюють в умовах пропуску транзитної витрати

$$\zeta_{l_{p.зр.мп}} = \frac{2A}{1 + \frac{\bar{Q}_{mp}}{\bar{f}}}. \quad (2.78)$$

Із залежностей (2.77), (2.78) слідує, що за наявності транзитної витрати, точка перегину п'єзометричної лінії в розподільнику зміщується в напрямку до його початкового перерізу. За такої умови граничне значення коефіцієнта опору $\zeta_{l_{p.зр.мп}}$ знижується, тобто довжина труб, які відносять до коротких, зменшується. Цю обставину можна пояснити тим, що за однакових напорів в початковому перерізі, наявність в трубі транзитного потоку зменшує долю шляхової витрати в загальному об'ємі рідини, що транспортується. Відповідно, знижується вплив шляхової витрати на гідравлічні характеристики системи, а втрати напору на гідравлічне тертя зростають.

Представлений аналіз дає змогу зробити такі рекомендації щодо розрахунку розподільних трубопроводів, які працюють за наявності транзитної витрати.

Короткі розподільники ($\zeta_{l_{p.мп}} < \zeta_{l_{p.зр.мп}}$) необхідно розраховувати за залежностями (2.69) і (2.71), а коефіцієнт k знаходити як дійсний додатний корінь рівняння (2.72).

Розрахунок розподільників більшої довжини ($\zeta_{l_{p.мп}} > \zeta_{l_{p.зр.мп}}$) слід розділити на два етапи. На ділянці від початку труби до перехідного перерізу ($0 \leq \bar{x} \leq \bar{x}_{nep}$) треба використовувати формули (2.73), (2.75), а коефіцієнт k знаходити як дійсний додатний корінь рівняння (2.76). На ділянці від перехідного до кінцевого перерізу ($\bar{x}_{nep} < \bar{x} \leq \bar{f}$) слід використовувати залежності (2.68) – (2.78).

Очевидно, що за відсутності транзитної витрати ($\bar{Q}_{mp} = 0$), залежності (2.68) – (2.78) переходять у (2.10) – (2.24).

Цікавим на наш погляд є графік на рис. 2.7, де для одного і того ж розподільника показано, як змінюється величина відносної шляхової витрати труби, яка може бути розподілена трубою $\bar{Q}_{ш}$, у разі збільшення транзиту \bar{Q}_{mp} для різних значень скважності \bar{f} [76]. З нього слідує, що збільшення транзиту в одній і тій самій трубі призводить до зменшення доли відділяємої рідини в загальній витраті. І у разі збільшення скважності інтенсивність цього зменшення зростає.

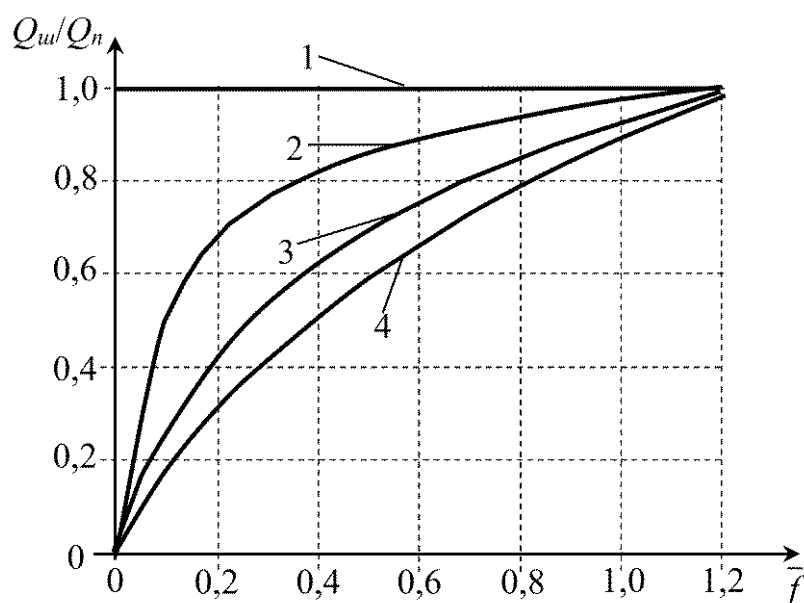


Рис. 2.7. Графік зміни відносної шляхової витрати на початку труби залежно від \bar{f} : 1 – $\bar{Q}_{mp} = 0$; 2 – $\bar{Q}_{mp} = 0,1$; 3 – $\bar{Q}_{mp} = 0,3$; 4 – $\bar{Q}_{mp} = 0,5$

Безумовно, має існувати межа величини Q_{mp} , не перевищуючи яку, впливом останньої на роботу розподільника можна знехтувати. Як визначаючи, виберемо витрату в початковому перерізі труби. Будемо вважати вплив транзитної витрати на характеристики каналу несуттєвим (таким, що можна знехтувати), якщо за такої умови величина початкової витрати змінюється в межах прийнятої похибки (точності) вимірювань і розрахунків δ . Тобто, коли виконується співвідношення

$$Q_{n_{mp}} \leq Q_n (1 + \delta), \quad (2.79)$$

то впливом транзитної витрати можна знехтувати.

Тут $Q_{n_{mp}}$ – витрата в початковому перерізі розподільного трубопроводу у випадку одночасного пропуску по ньому транзитної і шляхової витрат; Q_n – витрата на початку цієї ж труби, коли вона працює без транзиту.

У безрозмірних змінних (2.3) остання залежність матиме вигляд

$$\bar{Q}_{n_{mp}} \leq \bar{Q}_n (1 + \delta), \quad (2.80)$$

де $\delta = \bar{Q}_{n_{mp}} / \bar{Q}_n - 1$.

Для визначення величини максимальної відносної транзитної витрати, коли, в межах прийнятої точності розрахунку (максимально допустимої похибки), її вплив на характеристики розподільника можна не враховувати, слід підставити умову (2.80) у відповідну залежність, за якою розраховується початкова витрата.

Так, для відносно коротких розподільників, для підстановки використаємо залежність (2.69):

$$\bar{Q}_n (1 + \delta) \geq \bar{Q}_{mp} \cos(k\bar{f}) + \frac{1 + \bar{Q}_{mp} k \sin(k\bar{f})}{k \cos(k\bar{f})} \sin(k\bar{f}). \quad (2.81)$$

Після нескладних перетворень, отримаємо

$$\bar{Q}_{mp} \leq \delta \frac{\sin(k\bar{f})}{k}. \quad (2.82)$$

Коефіцієнт k за такої умови слід визначати з (2.15).

Для відносно довгих розподільних перфорованих трубопроводів скористаємося залежністю (2.73), буде

$$\bar{Q}_n (1 + \delta) \geq \bar{Q}_{mp} \operatorname{ch}(k\bar{f}) + \frac{1 - \bar{Q}_{mp} k \operatorname{sh}(k\bar{f})}{k \operatorname{ch}(k\bar{f})} \operatorname{sh}(k\bar{f}). \quad (2.83)$$

Звідки

$$\bar{Q}_{mp} \leq \delta \frac{\operatorname{sh}(k\bar{f})}{k}. \quad (2.84)$$

Коефіцієнт k знаходимо з рівняння (2.22).

Вирази (2.81), (2.83) визначають умови, за яких впливом відносної транзитної витрати на характеристики розподільних перфорованих трубопроводів довільної довжини, не перевищуючи задану точність розрахунку δ , можна знехтувати.

За малих значень $k\bar{f}$, умова прийме вигляд

$$\bar{Q}_{mp} \leq \delta \bar{f}. \quad (2.85)$$

Графічна інтерпретація залежності (2.82) для відносно коротких розподільників наведена на рис. 2.8.

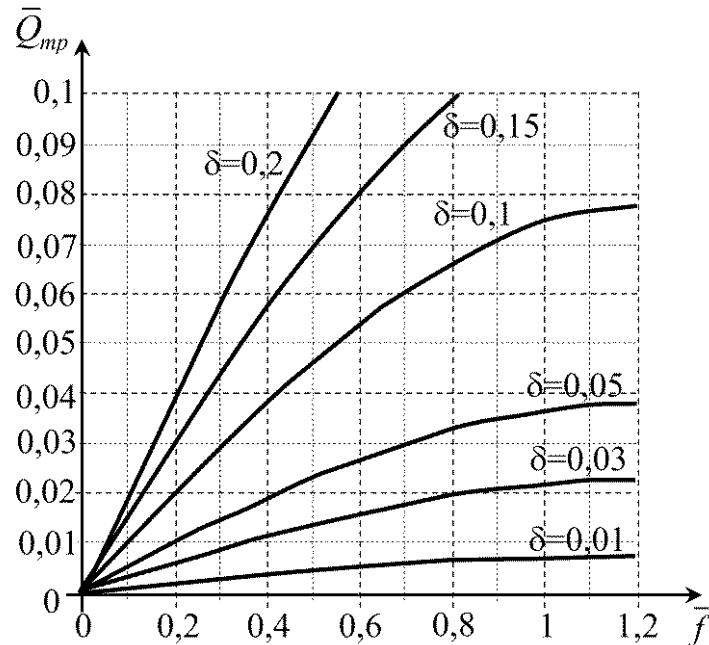


Рис. 2.8. Графік для визначення величини відносної транзитної витрати \bar{Q}_{mp} , яку не перевищуючи заданий ступінь точності δ , в розрахунках можна не враховувати

2.7. Умови забезпечення технологічно заданого режиму розподілу рідини

Як показано в багатьох роботах [33; 41; 46; 55; 66; 78; 136], розподільні трубопроводи з постійною перфорацією стінок не завжди можуть забезпечити технологічно заданий режим розподілу витрати за своєю довжиною. Цього можна досягти тільки використовуючи змінну площу перфорації вздовж каналу.

В принципі, закон зміни витрати за довжиною каналу може мати довільний вигляд. Аналіз роботи діючих об'єктів і літературних даних [66; 166] показує, що в найбільш загальному вигляді, за наявності транзитної витрати, закон розподілу рідини за довжиною досить повно може бути описаний степеневою залежністю типу

$$Q = Q_{ш.н} \left(1 - \frac{x}{l}\right)^n + Q_{mp}, \quad (2.86)$$

де $Q_{u.n}$ – витрата, що розподіляється за всією довжиною труби (шляхова витрата в початковому перерізі).

Вихідна математична модель, за допомогою якої описують цей процес, складається з рівняння гідравліки змінної маси (2.1) і рівняння витікання з отвору у вигляді, аналогічному (1.12), а саме:

$$\frac{dQ}{dx} = -\mu_p \frac{d\omega}{dx} \sqrt{2gh}, \quad (2.87)$$

де ω – змінна за довжиною площа отворів перфорації (щілини), відраховуючи від початку труби до перерізу на відстані x від нього.

Шляхом введення нових змінних

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\Omega \sqrt{2gh_n}}, \quad \bar{\omega} = \frac{\mu_p \omega}{\Omega}, \quad \bar{h} = \sqrt{\frac{h}{h_n}}, \quad \bar{x} = \frac{x}{l}, \quad (2.88)$$

система рівнянь (2.1), (2.87) зводиться до безрозмірного вигляду

$$\bar{h} \frac{d\bar{h}}{d\bar{x}} + A \bar{Q} \frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}} + \frac{\zeta_{lp}}{2} \bar{Q}^2 = 0 \quad (2.89)$$

$$\frac{d\bar{Q}}{d\bar{\omega}} = -\bar{h}. \quad (2.90)$$

Рівняння (2.86) за такої умови буде

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{u.n} (1 - \bar{x})^n + \bar{Q}_{mp}, \quad (2.91)$$

де $\bar{Q}_{u.n} = \frac{Q_{u.n}}{\Omega \sqrt{2gh_n}}$; $\bar{Q}_{mp} = \frac{Q_{mp}}{\Omega \sqrt{2gh_n}}$ – відповідно, відносна шляхова

витрата рідини в початковому перерізі труби і відносна транзитна витрата.

Підставивши (2.90) і (2.91) в (2.8), отримаємо одне звичайне нелінійне диференціальне рівняння другого порядку, яке описує цей процес

$$-\frac{d^2 \bar{Q}}{d\bar{y}^2} - A \bar{Q} + \frac{\zeta_{lp}}{2n} \bar{Q}^2 \frac{(\bar{Q} - \bar{Q}_{mp})^{1-n}}{\bar{Q}_{u.n}^{\frac{1}{n}}} = 0, \quad (2.92)$$

де $\bar{y} = \bar{f} - \bar{\omega}$, а $\bar{f} = \frac{\mu_p \omega_k}{\Omega}$ – скважність трубопроводу; ω_k – сумарна площа отворів перфорації всієї труби.

Як і в рівнянні (2.6), не дивлячись на їх зовнішню відмінність, в залежності (2.91) другий його член враховує вплив ефекту відділення витрати на загальні втрати напору, а третій – втрати напору на гідравлічне тертя.

Використовуючи під час дослідження залежності (2.92) той же підхід, що і аналізуючи рівняння (2.6), для відносно коротких труб будемо мати

$$\frac{d^2 \bar{Q}}{d\bar{y}^2} = -A \bar{Q}. \quad (2.93)$$

Його розв'язок отримано раніше (2.8) або (2.67). Граничні умови в цьому випадку будуть: на початку трубопроводу $\bar{y}_n = \bar{f}$; $\bar{Q} = \bar{Q}_n$; $(d\bar{Q}/d\bar{y})_n = \bar{h}_n = 1$; в кінці трубопроводу $\bar{y}_\kappa = 0$; $\bar{Q}_\kappa = \bar{Q}_{mp}$.

Визначивши константи інтегрування за аналогією з (2.67), витрату і напір в довільному перерізі відносно короткого розподільника отримаємо у вигляді

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{mp} \cos(k\bar{y}) + B \sin(k\bar{y}), \quad (2.94)$$

$$\bar{h} = \frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} = -k\bar{Q}_{mp} \sin(k\bar{y}) + kB \cos(k\bar{y}). \quad (2.95)$$

де $B = \frac{1 + \bar{Q}_{mp} k \sin(k\bar{f})}{k \cos(k\bar{f})}$.

З метою знаходження виразу, який описує зміну відносної площі перфорації $\bar{\omega}$ за довжиною короткого розподільника, продиференціюємо (2.94) по $d\bar{y}$, розділимо обидві частини отриманого виразу на $d\bar{x}$ і, враховуючи (2.90), після розділу змінних і нескладних перетворень, остаточно отримаємо

$$\bar{\omega} = \bar{f} - \frac{1}{k} ar \sin N, \quad (2.96)$$

де $N = \frac{a}{2} - \sqrt{\frac{a^2}{4} - b}$; $a = \frac{2\bar{Q}_\kappa B}{B^2 - \bar{Q}_{mp}^2}$; $b = \frac{\bar{Q}_\kappa^2 - \bar{Q}_{mp}^2}{B^2 - \bar{Q}_{mp}^2}$,

тут

$$\bar{Q}_\kappa = (1 - \bar{x})^n [\bar{Q}_{mp} \cos(k\bar{f}) + B \sin(k\bar{f}) - \bar{Q}_{mp}] + \bar{Q}_{mp}. \quad (2.97)$$

Значення коефіцієнта k , який входить в залежності (2.94 – 2.97), за відомого (технологічно заданого) закону зміни витрати вздовж шляху, розраховується за формулою

$$k = \sqrt{A - \frac{\zeta_{lp}}{2n} \left[1 + \frac{\bar{Q}_{mp}}{\bar{Q}_{uu}(1-\bar{x})^n} \right]} (1-\bar{x}). \quad (2.98)$$

Для відносно довгих трубопроводів вказані залежності будуть мати вигляд

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{mp} ch(k\bar{y}) + Bsh(k\bar{y}), \quad (2.99)$$

$$\bar{h} = \frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} = k [\bar{Q}_{mp} sh(k\bar{y}) + Bch(k\bar{y})], \quad (2.100)$$

де $B = \frac{1 - \bar{Q}_{mp} k sh(k\bar{f})}{k ch(k\bar{f})}$.

Тоді

$$\bar{\omega} = \bar{f} - \frac{1}{k} arsh N \quad \text{або} \quad \bar{\omega} = \bar{f} - \frac{1}{k} \ln \left(N + \sqrt{N^2 + 1} \right), \quad (2.101)$$

тут $\bar{Q}_k = (1-\bar{x})^n [\bar{Q}_{mp} ch(k\bar{f}) + Bsh(k\bar{f})] + \bar{Q}_{mp}$.

$$k = \sqrt{\frac{\zeta_{lp}}{2n} \left[1 + \frac{\bar{Q}_{mp}}{\bar{Q}_{uu}(1-\bar{x})^n} \right]} (1-\bar{x}) - A. \quad (2.102)$$

Для можливості аналізу отриманих аналітичних залежностей (2.96) і (2.101), на рис. 2.9 представлено результати розрахунків величини відносної площі отворів перфорації за різних значень n , відповідно:

а) у коротких розподільниках ($\zeta_{lp} = 0$);

б) у трубопроводах більшої довжини ($\zeta_{lp} = 15$).

Для порівняння, на них пунктирною лінією показано рівномірну перфорацію за довжиною. Крива 1 відображає зміну параметрів трубопроводу за умови рівномірного розподілу витрати за довжиною ($n = 1$).

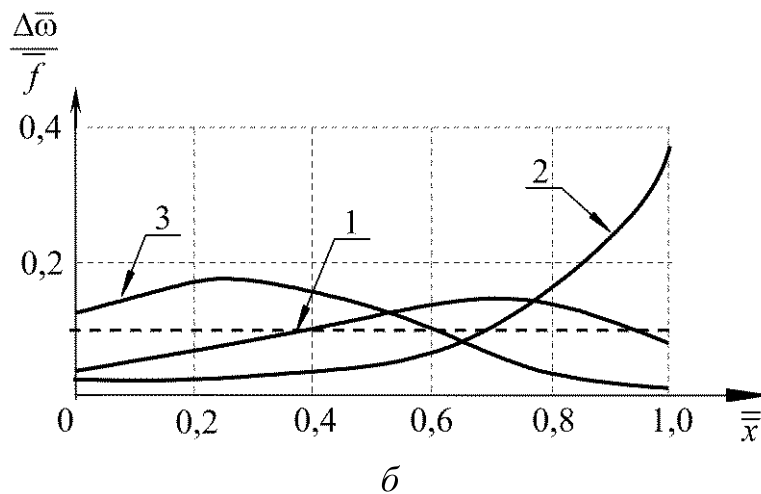
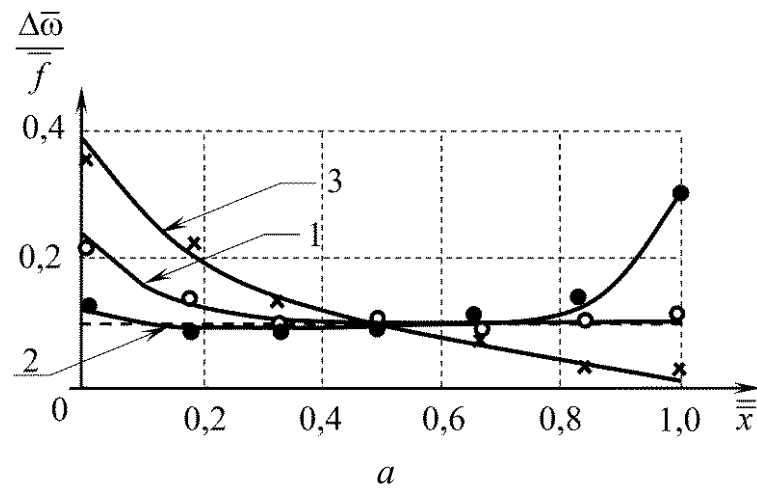


Рис. 2.9. Графік зміни питомої відносної площі перфорації за довжиною розподільника:

$$a - \zeta_{lp} = 0; \quad b - \zeta_{lp} = 15;$$

1 – $n = 1$; 2 – $n = 0,5$; 3 – $n = 2$; $\circ \bullet \times$ – дослідні дані

Для відносно коротких труб при рівномірній роздачі ($n = 1$) максимальна площа отворів перфорації на одиниці довжини труби буде на початку розподільника і далі буде зменшуватись вздовж шляху.

У випадку ж довгих трубопроводів, питома площа перфорації спочатку збільшується, має максимум і в кінці труби зменшується. При інтенсивності розподілу рідини, що зменшується вздовж шляху ($n = 0,5$), місце розташування максимуму інтенсивності перфорації за довжиною трубопроводу (на графіках місце перегину кривої) зміщується вправо. В цьому випадку граничне значення коефіцієнта опору розподільника, коли труби відносять до коротких, зменшується.

У разі відтоку рідини, що збільшується від початку труби до її кінця ($n = 2$), місце перегину кривої, яка характеризує зміну величини інтенсивності відносної перфорації вздовж шляху, зміщується вліво. І чим вище n , тим це зміщення більше. Відповідно, границя переходу від коротких до довгих збірних трубопроводів ($\zeta_{l_{p,ep}}$) збільшується.

Координату точки перегину \bar{x}_{nep} в загальному випадку слід знаходити підбором з рівняння, яке отримане з (2.102) за умови, коли $k \rightarrow 0$:

$$\bar{x}_{nep} = 1 - \frac{2nA}{\zeta_{l_p}} + \frac{\bar{Q}_{mp}}{\bar{Q}_{ui}} (1 - \bar{x}_{nep})^{1-n}. \quad (2.103)$$

Для знаходження граничного значення коефіцієнта опору $\zeta_{l_{p,ep}}$, у разі перевищення якого трубопроводу слід відносити до коротких ($\zeta_{l_{p,кор}} < \zeta_{l_{p,ep}}$), або більшої довжини, проаналізуємо рівняння (2.102). Коли $k \rightarrow 0$ і $\bar{x} \rightarrow 0$, а також відомих значеннях \bar{Q}_{mp} і \bar{Q}_{ui} , після нескладних перетворень, одержимо

$$\zeta_{l_{p,ep}} = \frac{2nA}{1 + \frac{\bar{Q}_{mp}}{\bar{Q}_{ui}}}. \quad (2.104)$$

Отже, в загальному випадку для розрахунку коротких труб необхідно користуватись залежностями (2.94) – (2.98). Під час розрахунку ж трубопроводів більшої довжини, на ділянці від початку розподільника до перерізу, де має місце перегин п'єзометричної лінії ($0 \leq \bar{x} < \bar{x}_{nep}$), необхідно використовувати формули (2.99) – (2.104), а на ділянці від точки перегину до кінцевого перерізу ($\bar{x}_{nep} < \bar{x} < 1$) – залежності (2.94) – (2.98).

У випадку рівномірного відтоку за довжиною трубопроводу ($n=1$) і відсутності транзитної витрати ($\bar{Q}_{mp} = 0$) наведені залежності суттєво спрощуються [72].

Короткі трубопроводи:

- відносна витрата:

$$\bar{Q} = \frac{1 \sin(k\bar{y})}{k \cos(k\bar{f})}; \quad (2.105)$$

- відносний напір:

$$\bar{h} = \frac{\cos(k\bar{y})}{\cos(k\bar{f})}; \quad (2.106)$$

- відносна площа перфорації:

$$\bar{x} = 1 - \frac{\sin(k\bar{y})}{\sin(k\bar{f})} \quad \text{або} \quad \bar{\omega} = \bar{f} - \frac{1}{k} \arcsin[(1 - \bar{x})\sin(k\bar{f})]; \quad (2.107)$$

- значення коефіцієнта k :

$$k = \sqrt{A - \frac{\zeta_{lp}}{2}(1 - \bar{x})}. \quad (2.108)$$

Трубопроводи більшої довжини:

- відносна витрата:

$$\bar{Q} = \frac{1}{k} \frac{sh(k\bar{y})}{ch(k\bar{f})}; \quad (2.109)$$

- відносний напір:

$$\bar{h} = \frac{ch(k\bar{y})}{ch(k\bar{f})}; \quad (2.110)$$

- відносна площа перфорації:

$$\bar{x} = 1 - \frac{sh(k\bar{y})}{sh(k\bar{f})} \quad \text{або} \quad \bar{\omega} = \bar{f} - \frac{1}{k} \ln\left(T + \sqrt{T^2 + 1}\right), \quad (2.111)$$

де $T = (1 - \bar{x})sh(k\bar{f})$;

- значення коефіцієнта k :

$$k = \sqrt{\frac{\zeta_{lp}}{2}(1 - \bar{x}) - A}. \quad (2.112)$$

Координата точки перегину і граничне значення коефіцієнта опору

$$\bar{x}_{пер} = 1 - \frac{2A}{\zeta_{lp}}, \quad (2.113)$$

$$\zeta_{lp,пер} = 2A. \quad (2.114)$$

Для прикладу на рис. 2.10 наведено графіки зміни площі отворів перфорації на одиниці довжини труби відносно короткого ($\zeta_{lp} = 0$) і відносно довгого ($\zeta_{lp} = 6$) розподільного перфорованого трубопроводу при різній величині транзитної витрати \bar{Q}_{mp} .

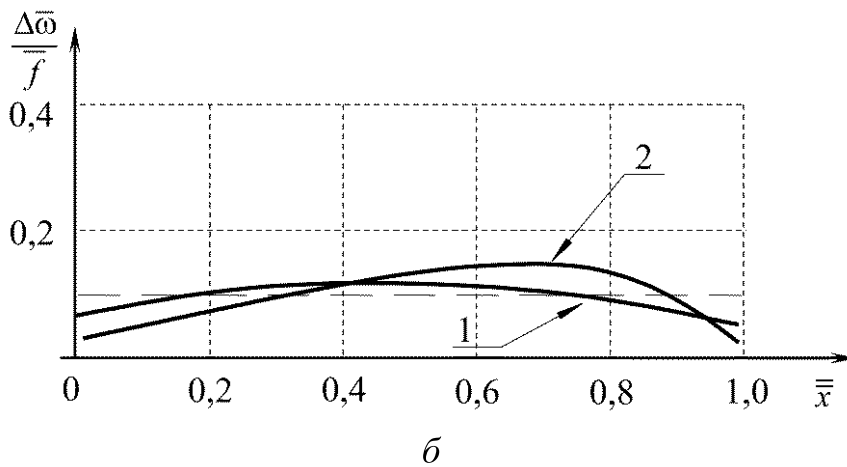
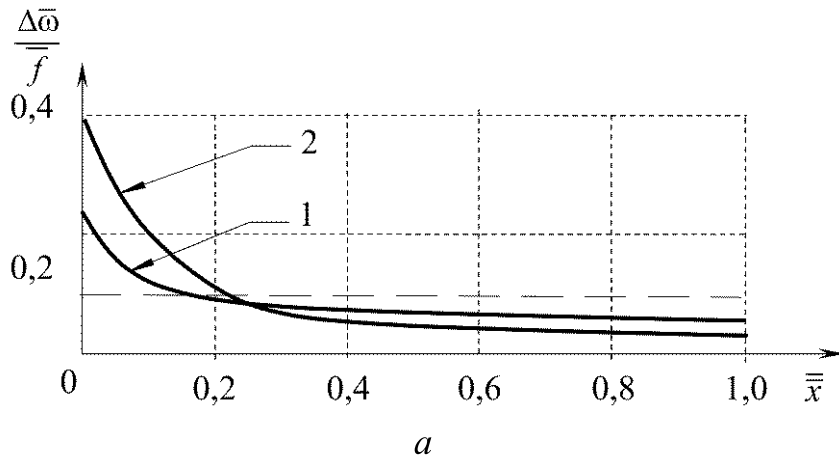


Рис. 2.10. Графік зміни питомої відносної площі отворів перфорації за довжиною розподільників за різних значеннях транзитної витрати:

$$a - \zeta_{lp} = 0, \quad b - \zeta_{lp} = 6; \quad 1 - \bar{Q}_{mp} = 0,3, \quad 2 - \bar{Q}_{mp} = 0,5$$

Для відносно коротких труб у разі рівномірної роздачі максимальна площа отворів перфорації на одиниці довжини труби буде на початку розподільника і далі зменшується вздовж шляху. У випадку ж довгих трубопроводів, питома площа перфорації спочатку збільшується, має максимум і в кінці труби зменшується.

На рис. 2.10 наведені графіки, які характеризують зміну перфорації в коротких і довгих збірних трубопроводах за наявності транзитної витрати.

Аналіз наведених залежностей показує, що для дотримання рівномірної роздачі рідини в короткому розподільному трубопроводі у разі підвищення транзитної витрати необхідно забезпечити зменшення рівномірності (збільшення нерівномірності) розподілу відносної площі

перфорації за довжиною. Причому, максимальна величина перфорації повинна бути на початку труби, мінімальна – в її кінці.

Для відносно довгих труб зменшення рівномірності відносно перфорації (збільшення нерівномірності) має дещо інший характер. Мінімальні значення мають місце на початку і в кінці труби. Ділянка з максимальною перфорацією розташована ближче до середини трубопроводу. Причому, збільшення транзитної витрати призводить до зміщення максимуму перфорації в напрямку кінцевого перерізу.

Наведені результати дають змогу зробити висновок про те, що наявність транзитної витрати у відносно довгому розподільнику впливає на його гідравлічні характеристики так, як і збільшення коефіцієнта опору ζ_{l_p} .

2.8. Забезпечення рівномірної роздачі рідини перфорованими трубопроводами змінного перерізу

Під час рівномірної роздачі рідини вздовж трубопроводу постійного перерізу, за рахунок зменшення витрати, відбувається зменшення також середньої швидкості руху потоку. Отже, частина трубопроводу (його кінцеві перерізи) працює із значним недозавантаженням і, відповідно, використовується неефективно.

Для усунення вказаних недоліків, під час проектування таких систем, рекомендується використання трубопроводів змінного (такого, що зменшується) вздовж шляху перерізу [155; 167]. Причому, характер цієї зміни повинна забезпечити збереження постійного і ефективного значення середньої швидкості руху рідини [128].

У разі змінної площі перерізу перфорованого трубопроводу рівномірна роздача також досягається використанням змінної перфорації за довжиною. В цьому випадку рух рідини зазвичай описується системою диференціальних рівнянь, яка складається з рівняння гідравліки змінної маси (1.6) і рівняння витікання через отвір (1.12), тобто

$$\frac{dh}{dx} + \frac{V}{g} \frac{dV}{dx} + \frac{BV}{g\Omega} \frac{dQ}{dx} + \frac{\lambda_p}{2gD} V^2 = 0; \quad (2.115)$$

$$\frac{dQ}{dx} = -\mu_p \frac{d\omega}{dx} \sqrt{2gh},$$

де Ω , D – змінні за довжиною, відповідно, площа перерізу і діаметр трубопроводу; $B = 1 - m$.

Інші позначення наведені раніше.

Схема роботи цього типу трубопроводу представлена на рис. 2.11.

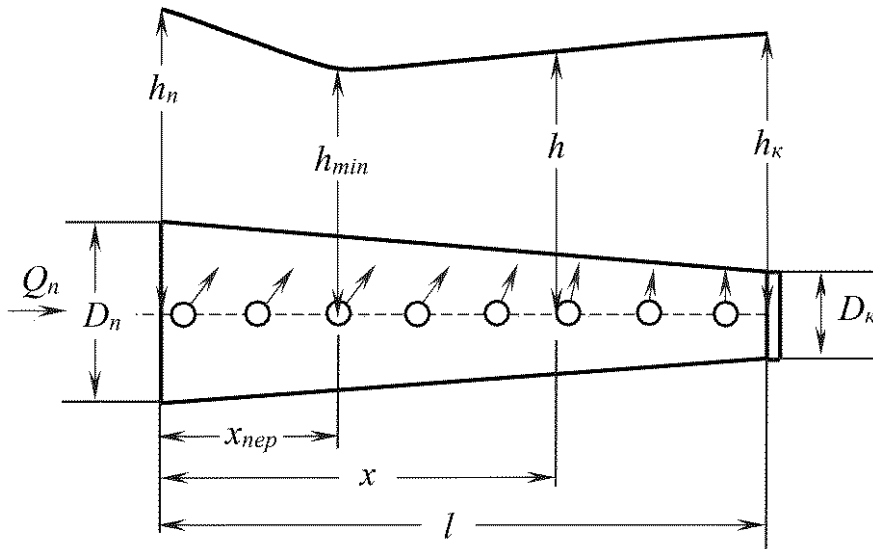


Рис. 2.11. Схема роботи розподільного трубопроводу змінного поперечного перерізу

За відсутності транзиту і рівномірному відтоку вздовж труби, змінна витрата може бути описана залежністю, яку отримано з (2.86) [77; 110; 111]

$$Q = Q_n \left(1 - \frac{x}{l}\right). \quad (2.116)$$

Для аналізу, шляхом введення нових змінних

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\Omega_n \sqrt{2gh_n}}, \quad \bar{\omega} = \frac{\mu_p \omega}{\Omega_n}, \quad \bar{h} = \sqrt{\frac{h}{h_n}}, \quad \bar{x} = \frac{x}{l}, \quad (2.117)$$

зведемо вихідну систему рівнянь (2.115), (2.87) до безрозмірного вигляду (при $V = \text{const}$, другий член в (2.115) дорівнює нулю)

$$\bar{h} \frac{d\bar{h}}{d\bar{x}} + B \bar{Q} \frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}} \frac{\Omega_n^2}{\Omega^2} + \frac{\lambda_p l}{2D_{II}} \frac{\Omega_n^2}{\Omega^2} \bar{Q}^2 = 0 \quad (2.118)$$

$$\frac{d\bar{Q}}{d\bar{\omega}} = -\bar{h}, \quad (2.119)$$

де Ω_n , D_n – відповідно, площа перерізу і діаметр трубопроводу в його початковому перерізі (для каналу некруглого перерізу необхідно брати еквівалентний діаметр, $D_{ек}$).

Легко показати, що для цього випадку справедливі очевидні співвідношення

$$\bar{Q} = \bar{Q}_n(1 - \bar{x}), \quad \frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}} = -\bar{Q}_n, \quad \frac{\Omega}{\Omega_n} = 1 - \bar{x}, \quad D = D_n \sqrt{1 - \bar{x}}. \quad (2.120)$$

Підстановка (2.119) в (2.118) зводить до диференційного рівняння

$$-\frac{d^2\bar{Q}}{d\bar{\omega}^2} - B \frac{\bar{Q}_n^2}{\bar{Q}} + \frac{\zeta_{l_{p,n}}}{2} \frac{\bar{Q}_n^3}{\bar{Q}^2} = 0, \quad (2.121)$$

де $\zeta_{l_{p,n}} = \lambda_p l / D_n$ – коефіцієнт опору розподільного трубопроводу, який

виражений через його діаметр в початковому перерізі; $\bar{Q}_n = \frac{Q_n}{\Omega_n \sqrt{2gh_n}}$ –

відносна витрата на початку труби.

За аналогією з отриманими розв'язками, витрату в довільному перерізі короткого розподільного трубопроводу змінного діаметру будемо знаходити за залежністю

$$\bar{Q} = \frac{1}{k} \frac{\sin(k\bar{y})}{\cos(k\bar{f})}, \quad (2.122)$$

де $\bar{y} = \bar{f} - \bar{\omega}$; $\bar{f} = \mu_p \omega / \Omega_n$ – скважність розподільника, яка підрахована за величиною площі перерізу на початку труби.

З урахуванням (2.119), рівняння п'єзометричної лінії буде

$$\bar{h} = \frac{\cos(k\bar{y})}{\cos(k\bar{f})}. \quad (2.123)$$

Для знаходження закону зміни площі отворів перфорації в цьому випадку, прирівняємо вирази (2.119) і (2.123) і розділимо змінні

$$d\bar{Q} = \frac{\cos(k\bar{y})}{\cos(k\bar{f})} d\bar{y}. \quad (2.124)$$

Розділивши обидві частини виразу (2.124) на $d\bar{x}$, з урахуванням співвідношень (2.120), (2.122) і залежності (2.123), за аналогією з (2.98), після нескладних перетворень, отримаємо

$$1 - \bar{x} = \frac{\sin(k\bar{y})}{\sin(k\bar{f})}, \quad (2.125)$$

звідки

$$\bar{\omega} = \bar{f} - ar \sin \left[(1 - \bar{x}) \sin(k\bar{f}) \right]. \quad (2.126)$$

Коефіцієнт k , який входить в розрахункові залежності (2.122) – (2.126), знаходимо після підстановки (2.122) в (2.121):

$$k = \sqrt{\frac{B}{(1 - \bar{x})^2} - \frac{\zeta_{l_{p.n}}}{2(1 - \bar{x})^{\frac{3}{2}}}}. \quad (2.127)$$

Для відносно довгих розподільників будемо мати:

- відносна витрата:

$$\bar{Q} = \frac{1}{k} \frac{sh(k\bar{y})}{ch(k\bar{f})}. \quad (2.128)$$

- відносний напір:

$$\bar{h} = \frac{ch(k\bar{y})}{ch(k\bar{f})}. \quad (2.129)$$

Характер зміни площі отворів перфорації, яка буде забезпечувати рівномірне роздавання рідини вздовж відносно довгого розподільника, отримаємо після підстановки (2.128) в (2.119), і виконання розглянутих вище для коротких трубопроводів перетворень:

$$\bar{\omega} = \bar{f} - \frac{1}{k} arsh N \quad \text{або} \quad \bar{\omega} = \bar{f} - \frac{1}{k} \ln \left(N + \sqrt{N^2 + 1} \right), \quad (2.130)$$

де $N = (1 - \bar{x}) sh(k\bar{f})$.

Підстановка (2.128) в (2.121) дає вираз для визначення коефіцієнта k , який входить в залежності (2.128) – (2.130):

$$k = \sqrt{\frac{\zeta_{l_{p.n}}}{2(1 - \bar{x})^{\frac{3}{2}}} - \frac{B}{(1 - \bar{x})^2}}. \quad (2.131)$$

Для розрахунків зазвичай значення $\bar{x} = 1$ не має сенсу, оскільки за такої умови діаметр трубопроводу перетворюється в нуль, чого на практиці бути не може.

Граничне значення коефіцієнта опору короткого розподільного трубопроводу з площею перерізу, що зменшується, можна знайти з (2.131), прийнявши $k \rightarrow 0$ і $\bar{x} \rightarrow 0$, отримаємо

$$\zeta_{l_{p.n.зр}} = 2B. \quad (2.132)$$

Координату точки перегину п'єзометричної лінії у відносно довгих трубах також знаходимо з (2.131), прийнявши $k \rightarrow 0$

$$\bar{x}_{пер} = 1 - \left(\frac{2B}{\zeta_{l_{p.n}}} \right)^2. \quad (2.133)$$

Для аналізу отриманих залежностей на рис. 2.12 показано характер зміни величини відносного діаметра D/D_n за довжиною розподільного трубопроводу, при якому забезпечується постійна роздача рідини і постійна (середня в перерізі) швидкість руху.

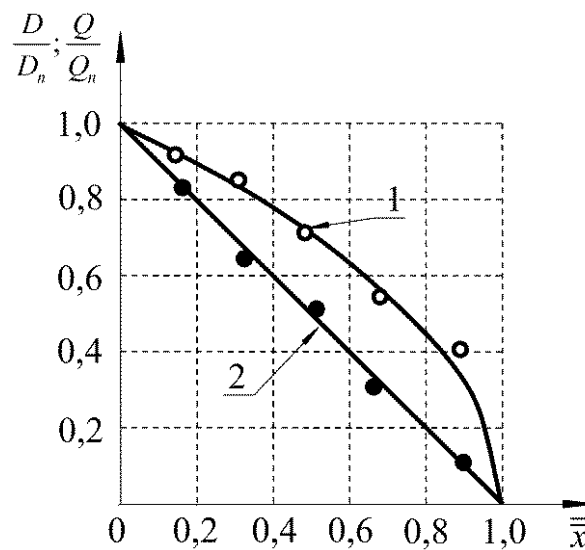


Рис. 2.12. Графік зміни відносного діаметра D/D_n – (1) і відносної витрати Q/Q_n – (2) за довжиною розподільного трубопроводу

Як бачимо, на початку трубопроводу має місце незначне зменшення діаметра, оскільки доля відділяємої витрати у порівнянні з основним потоком незначна. В кінці ж труби величини основної і відділяємої витрат одного порядку, відповідно, і зменшення діаметра відбувається досить інтенсивно.

Відповідно з графіком, в кінцевому перерізі відношення $D_k/D_n = 0$, чого в дійсності бути не може. В реальних умовах мінімальний діаметр труби визначається необхідною технологічно заданою інтенсивністю відбору рідини вздовж труби.

На цьому ж графіку, прямою 2, показано рівномірний характер зменшення величини відносної витрати за довжиною каналу. Характер кривих на рис. 2.12 свідчить про те, що рівномірного розподілення рідини не можна досягти тільки за рахунок зменшення діаметру труби. Для цього необхідно застосувати змінну перфорацію вздовж шляху. Причому, як вказувалось раніше, для коротких труб інтенсивність зміни перфорації має зменшуватися за їх довжиною, для довгих – спочатку, від початкового до перехідного перерізу – збільшуватися, а від останнього до кінцевого перерізу – зменшуватися.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКУ ДЛЯ ВИПАДКУ ПРИЄДНАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ І ЩІЛИНИ

3.1. Загальні відомості

В цьому розділі досліджується усталений рух нестисливої ньютонівської рідини з витратою, що збільшується вздовж напірного каналу. Як і в попередньому розділі, розглядається варіант безперервного приєднання рідини вздовж шляху через щілини і отвори перфорації, які улаштовані в бічній стінці напірного трубопроводу. Ці трубопроводи слугують важливими конструктивними елементами збірних систем напірних і безнапірних фільтрів, можуть використовуватись для вибіркового відводу води певної якості з різних типів очисних споруд систем водопостачання і водовідведення. Широко застосовуються під час проектування витяжних вентиляційних систем.

Залежно від технологічних потреб збір рідини може здійснюватись рівномірно, або за певним законом, тобто, інтенсивність притоку буде збільшуватись чи зменшуватись вздовж шляху [191].

Забезпечення необхідних параметрів збору рідини зазвичай досягається різними способами, зокрема застосуванням рівномірної або нерівномірної перфорації бічних стінок збірного каналу. Крім того, для забезпечення стабільних умов протікання, збірні канали часто беруться змінної площі перерізу за довжиною.

3.2. Рівномірна перфорація за довжиною каналу

Схему роботи напірного збірного перфорованого трубопроводу і основні позначення наведено на рис. 3.1.

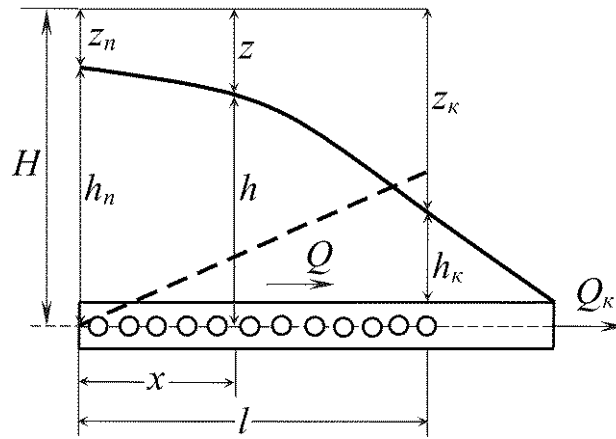


Рис. 3.1. Схема роботи збірного трубопроводу

Як було показано в попередньому розділі, базовою для аналізу в цьому випадку буде математична модель, яка складається з рівняння гідравліки змінної маси (1.8) і рівняння витікання через отвір (1.13), а саме:

$$\frac{dh}{dx} + \frac{A}{g\Omega^2} Q \frac{dQ}{dx} + \frac{\lambda_{зб}}{2g\Omega^2 D} Q^2 = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{dQ}{dx} = \mu_{зб} \alpha_n \sqrt{2gz}, \quad (3.2)$$

де $\mu_{зб}$, $\lambda_{зб}$ – постійні за довжиною, відповідно, коефіцієнт витрати і гідравлічний коефіцієнт тертя збірної труби.

Для напірних каналів, які працюють з приєднанням рідини вздовж шляху, параметр $A = 2 - m \approx 2$ [15; 23; 66; 114; 137; 141; 172; 190].

Шляхом введення нових безрозмірних змінних

$$\tilde{Q} = \frac{Q}{\Omega \sqrt{2gz_k}}, \quad \tilde{x} = \frac{\mu_{зб} \alpha_n x}{\Omega}, \quad \tilde{z} = \sqrt{\frac{z}{z_k}} \quad (3.3)$$

вихідна система рівнянь (3.1), (3.2) набуде вигляду

$$-\tilde{z} \frac{d\tilde{z}}{d\tilde{x}} + 2\tilde{Q} \frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} + \frac{\lambda_{зб} \Omega}{2D \mu_{зб} \alpha_n} \tilde{Q}^2 = 0, \quad (3.4)$$

$$\frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} = \tilde{z} \quad (3.5)$$

і підстановки (3.5) в (3.4) вихідна система зводиться до одного нелінійного диференційного рівняння другого порядку

$$-\frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} \frac{d^2\tilde{Q}}{d\tilde{x}^2} + 2\tilde{Q} \frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} + \frac{\zeta_{l_{36}}}{2\tilde{f}} \tilde{Q}^2 = 0, \quad (3.6)$$

де $\tilde{f} = \mu_{36} \alpha_n l / \Omega$ – скважність збірної труби.

Спочатку розглянемо випадок роботи відносно коротких збірників. Нехтуючи третім членом в залежності (3.6), отримаємо

$$\frac{d^2\tilde{Q}}{d\tilde{x}^2} = 2\tilde{Q}. \quad (3.7)$$

Розв'язок рівняння (3.5) відомий [56]:

$$\tilde{Q} = C_1 ch(\sqrt{2\tilde{x}}) + C_2 sh(\sqrt{2\tilde{x}}). \quad (3.8)$$

На початку труби:

$$\tilde{Q}_n = 0; \quad \tilde{x}_n = 0 \quad \text{і} \quad C_1 = 0,$$

тоді

$$\tilde{Q} = C_2 sh(\sqrt{2\tilde{x}}). \quad (3.9)$$

Продиференціювавши цей вираз, а також враховуючи в (3.5), що в кінці труби $(d\tilde{Q}/d\tilde{x})_k = \tilde{z}_k = 1$ і $\tilde{x}_k = \tilde{f}$, знаходимо постійну інтегрування

$$C_2 = \frac{1}{\sqrt{2} ch(\sqrt{2\tilde{f}})}.$$

Підстановка останньої в (3.9) дає змогу отримати відносну витрату в довільному перерізі короткого збірника, нехтуючи впливом на його роботу втратами на гідравлічне тертя:

$$\tilde{Q} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{sh(\sqrt{2\tilde{x}})}{ch(\sqrt{2\tilde{f}})}. \quad (3.10)$$

У випадку, коли таким впливом знехтувати не можна, то розв'язок рівняння (3.6) (відносну витрату) шукатимемо у вигляді [17]

$$\tilde{Q} = \frac{1}{k} \frac{sh(k\tilde{x})}{ch(k\tilde{f})}. \quad (3.11)$$

Зміна відносного перепаду напору з урахуванням (3.5) буде визначатись за залежністю

$$\tilde{z} = \frac{ch(k\tilde{x})}{ch(k\tilde{f})}. \quad (3.12)$$

Тоді, відносна витрата в кінцевому перерізі і відносний перепад напору в початковому перерізі, відповідно, складуть

$$\tilde{Q}_k = \frac{1}{k} \frac{sh(k\tilde{f})}{ch(k\tilde{f})} = \frac{1}{k} th(k\tilde{f}), \quad (3.13)$$

$$\tilde{z}_n = \frac{1}{ch(k\tilde{f})}. \quad (3.14)$$

Значення коефіцієнта k , який входить в залежності (3.11) – (3.14), слід знаходити з трансцендентного кубічного рівняння, яке отримане після підстановки (3.11) в (3.6), а саме:

$$-k^3 + 2k + \frac{\zeta_{l_{3\sigma}}}{2\tilde{f}} th(k\tilde{x}) = 0. \quad (3.15)$$

де $\zeta_{l_{3\sigma}} = \lambda_{3\sigma} l/D$ – коефіцієнт опору збірному трубопроводу.

Для $\zeta_{l_{3\sigma}} = 0$ в залежності (3.15), маємо $k = \sqrt{2}$.

В кінцевому перерізі збірника (при $\tilde{x}_k = \tilde{f}$) залежність (3.15) набуватиме вигляду

$$-k^3 + 2k + \frac{\zeta_{l_{3\sigma}}}{2\tilde{f}} th(k\tilde{f}) = 0. \quad (3.16)$$

Значення коефіцієнта k , який входить в неї, рекомендується знаходити підбором. Для спрощення розрахунків можна використовувати графік наведений на рис. 3.2.

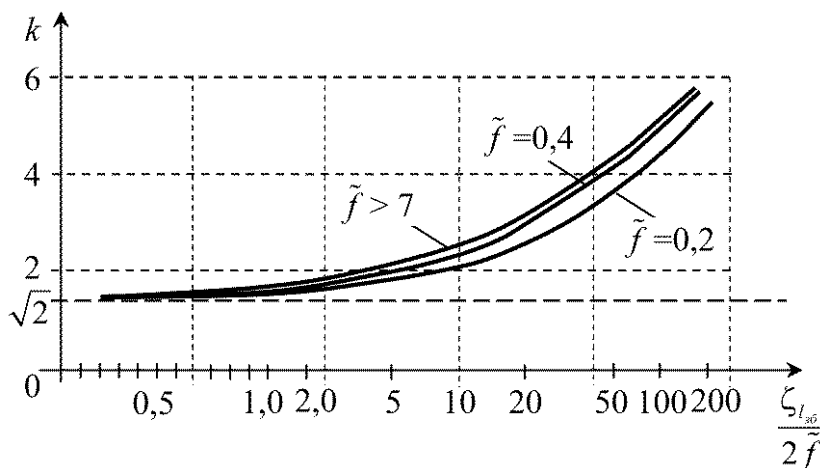


Рис. 3.2. Графік для визначення коренів трансцендентних рівнянь (3.15), (3.16)

3.3. Визначення оптимальних конструктивних характеристик збірних трубопроводів

Як і для розподільних трубопроводів, однією з основних технологічних вимог, які висувуються під час проєктування збірних трубопроводів, що використовуються в очисних спорудах систем водопостачання і водовідведення, вентиляції тощо є вимога забезпечення рівномірного збору рідини. Але досягти повністю рівномірного збору витрати за довжиною напірного трубопроводу, у випадку рівномірної перфорації його бокових стінок, також неможливо [146]. У цьому випадку говорять тільки про допустимий ступінь рівномірності збору χ , під яким розуміють [18; 33; 53; 54; 66] відношення мінімальної витрати через довільний елемент або ділянку споруди до максимальної витрати через таку ж ділянку в іншій частині цієї споруди. Для очисних споруд залежно від технологічного процесу зазвичай необхідно забезпечити χ в межах 0,95 – 0,7 [46; 93]. Відповідно до викладеного, показник рівномірності розподілу визначається із співвідношення

$$\chi = \frac{q_{\min}}{q_{\max}} = \frac{\mu_{зб} \alpha_n \sqrt{2gz_{\min}}}{\mu_{зб} \alpha_n \sqrt{2gz_{\max}}}. \quad (3.17)$$

На рис. 3.1 показано, що у збірниках довільної довжини мінімальний перепад напорів матиме місце на його початку, а максимальний – в його кінці. Отже, порівнюючи вирази (1.13) і (3.14), для всіх збірних труб у безрозмірному вигляді можна записати:

$$\chi = \sqrt{\frac{z_{\min}}{z_{\max}}} = \frac{1}{ch(k\tilde{f})} \quad \text{або} \quad k\tilde{f} = arch \frac{1}{\chi}. \quad (3.18)$$

Як і для розподільних трубопроводів, під оптимальними будемо розуміти конструктивні характеристики напірних розподільних трубопроводів, які дають змогу забезпечити оптимальні (технологічно задані) умови роботи інженерних споруд. Тобто характеристики труб, які дозволяють досягти надходження витрати із заданим ступенем рівномірності збору χ .

За такої умови оптимальна величина конструктивного параметра (скважності) \tilde{f}_{opt} , який би забезпечив заданий (оптимальний) режим роботи збірної пристрою з (3.18) визначається за залежністю:

$$\bar{f}_{opt.кор} = \frac{M}{k}, \quad (3.19)$$

де $M = arch(1/\chi)$.

Коли розміри споруди, а відповідно, і довжина збірної труби l відомі, для практичних розрахунків корисним є визначення оптимальної величини перфорації на один погонний метр робочої труби ($\alpha_n = \sum \omega_0/l$). Її можна отримати з (3.19) підстановкою значення параметра ($\tilde{f} = \mu_p \alpha_n l / \Omega$):

$$\alpha_{opt.кор} = \frac{\Omega}{k\mu_p l} M. \quad (3.20)$$

Площа перерізу розподільника Ω і його діаметр D визначаються залежно від необхідної витрати води, що збирається і допустимої швидкості руху рідини в кінці труби (береться за технологічним завданням).

Для визначення оптимального значення коефіцієнта k_{opt} , який входить в наведені залежності, підставимо вираз (3.19) в кубічне рівняння (3.16) і, після нескладних перетворень, отримаємо

$$k_{opt} = \sqrt{2 + \zeta_{l_{зб}}} D, \quad (3.21)$$

де $D = thM/2M$.

У табл. 3.1 для полегшення розрахунків збірних трубопроводів наведено значення параметрів M і D , які визначені для деяких, найбільш вживаних значень показника рівномірності збору χ .

Таблиця 3.1

χ	0,99	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
M	0,142	0,246	0,318	0,376	0,451	0,555	0,644	0,723	0,795
D	0,503	0,510	0,518	0,525	0,537	0,558	0,583	0,610	0,641

3.4. Класифікація збірних трубопроводів

Під час проектування для спрощення розрахунків часто всі збірні трубопроводи залежно від їх довжини умовно розділяють на відносно короткі, проміжної довжини і довгі. Ця класифікація також базується на

оцінці сил інерції і сил тертя на пропускну спроможність збірною трубопроводу [139].

Так, нехтуючи в розрахунках втратами напорів за довжиною, трубопроводи відносять до відносно коротких, а нехтуючи під час розрахунків втратами напорів, що пов'язані з ефектом зміни витрати рідини за довжиною каналу – до відносно довгих. Коли враховуються два види втрат напорів, то трубопроводи відносять до трубопроводів проміжної довжини [88].

Для спрощення розрахунків відносно коротких трубопроводів нехтують третім членом у рівняннях (3.15), (3.16). За такої умови коефіцієнт $k_{кор} = \sqrt{2}$. Для відносно довгих трубопроводів, зазвичай, $k\tilde{f} > 3$ і $th(k\tilde{f}) \rightarrow 1$. Тоді, нехтуючи другим членом, в цих рівняннях отримаємо $k_{дов} = \sqrt[3]{\zeta_{l_{зб}}/2\tilde{f}}$.

Оцінку впливу кожного виду втрат напорів на основний потік здійснюватимемо за величиною відносної витрати в кінцевому перерізі збірника. Вважаємо, що втратами напорів на гідравлічне тертя можна знехтувати, коли витрата в кінці труби, яка підрахована за такої умови, відрізняється від кінцевої витрати, яка підрахована з їх врахуванням, будуть відрізнятися між собою на величину прийнятої похибки розрахунків Δ . Тобто справедливе співвідношення

$$\frac{\tilde{Q}_{к.кор}}{\tilde{Q}_к} = 1 + \Delta = \frac{\frac{1}{k_{дов}} th(k_{дов}\tilde{f})}{\frac{1}{k} th(k\tilde{f})} = \frac{\frac{1}{\sqrt{2}} th(2\tilde{f})}{\frac{1}{k} th(k\tilde{f})}. \quad (3.22)$$

Прийнявши $th(\sqrt{2}\tilde{f}) \approx th(k\tilde{f})$, з (3.22), отримаємо

$$k \approx \sqrt{2}(1 + \Delta). \quad (3.23)$$

Підставивши (3.23) в рівняння (3.16), дістанемо його у вигляді

$$-\sqrt{2}^3(1 + \Delta)^3 + 2\sqrt{2}(1 + \Delta) + \frac{\zeta_{l_{зб}}}{2\tilde{f}} th[\sqrt{2}(1 + \Delta)\tilde{f}] = 0. \quad (3.24)$$

З останнього виразу знаходимо верхню границю, за якої, не перевищуючи допустиму похибку розрахунку Δ , втрати енергії на гідравлічне тертя можна не враховувати:

$$\frac{\zeta_{l_{36}}}{2\tilde{f}} = \frac{2\sqrt{2}\Delta(1+\Delta)(2+\Delta)}{th[\sqrt{2}(1+\Delta)\tilde{f}]} \quad (3.25)$$

За аналогією з наведеним вважаємо, що втратами напору, які пов'язані з впливом ефекту змінної витрати, можна знехтувати, коли справедливе співвідношення

$$\frac{\tilde{Q}_{k.дов}}{\tilde{Q}_k} = 1 + \Delta = \frac{\frac{1}{k_{дов}} th(k_{дов}\tilde{f})}{\frac{1}{k} th(k\tilde{f})} = \frac{\frac{1}{\sqrt[3]{\zeta_{l_{36}}/2\tilde{f}}} th\left(\sqrt[3]{\zeta_{l_{36}}/2\tilde{f}}\tilde{f}\right)}{\frac{1}{k} th(k\tilde{f})} \quad (3.26)$$

Прийнявши $th(k\tilde{f}) \approx th(k_{дов}\tilde{f})$, з (3.26), отримаємо

$$k \approx 3\sqrt[3]{\frac{\zeta_{l_{36}}}{2\tilde{f}}}(1+\Delta) \quad (3.27)$$

Підставивши (3.27) в рівняння (3.16), дістанемо

$$-\frac{\zeta_{l_{36}}}{2\tilde{f}}(1+\Delta)^3 + 23\sqrt[3]{\frac{\zeta_{l_{36}}}{2\tilde{f}}}(1+\Delta) + \frac{\zeta_{l_{36}}}{2\tilde{f}} = 0 \quad (3.28)$$

Для довгих трубопроводів $th(k_{дов}\tilde{f}) \rightarrow 1$. Тоді з виразу (3.28) визначаємо нижню границю, за якої, не перевищуючи задану похибку розрахунку Δ , ефект приєднання рідини вздовж шляху можна не враховувати

$$\frac{\zeta_{l_{36}}}{2\tilde{f}} = 2\sqrt{2}\left[\frac{1+\Delta}{(1+\Delta)^3-1}\right]^{3/2} \quad (3.29)$$

Отже, всі збірні трубопроводи за своїми конструктивними характеристиками можна розділити на:

- короткі:

$$\frac{\zeta_{l_{36}}}{2\tilde{f}} \leq \frac{2\sqrt{2}\Delta(1+\Delta)(2+\Delta)}{th[\sqrt{2}(1+\Delta)\tilde{f}]} ; \quad (3.30)$$

- проміжної довжини:

$$\frac{2\sqrt{2}\Delta(1+\Delta)(2+\Delta)}{th[\sqrt{2}(1+\Delta)\tilde{f}]} < \frac{\zeta_{l_{36}}}{2\tilde{f}} < 2\sqrt{2}\left[\frac{1+\Delta}{(1+\Delta)^3-1}\right]^{3/2} ; \quad (3.31)$$

- довгі:

$$\frac{\zeta_{l_{3\bar{b}}}}{2\tilde{f}} \geq 2\sqrt{2} \left[\frac{1+\Delta}{(1+\Delta)^3 - 1} \right]^{3/2}. \quad (3.32)$$

На рис. 3.3 представлено графік, який відображає розглянуту класифікацію збірних трубопроводів (3.30) – (3.32).

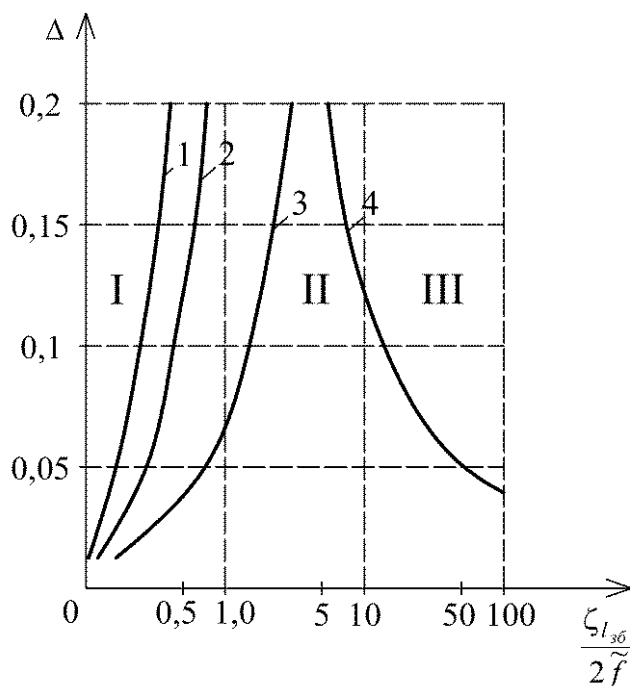


Рис. 3.3. Графік залежності $\zeta_{l_{3\bar{b}}}/2\tilde{f}$ збірного трубопроводу від Δ :

1 – $\tilde{f} = 1,2$; 2 – $\tilde{f} = 0,5$; 3 – $\tilde{f} = 0,3$; 4 – для всіх \tilde{f} ;

I – короткі трубопроводи; II – трубопроводи проміжної довжини;

III – довгі трубопроводи

За аналогією з розподільними трубопроводами виразимо цю класифікацію збірних труб через величину коефіцієнта опору збірного трубопроводу $\zeta_{l_{3\bar{b}}}$. З (3.30) – (3.32) отримаємо:

- короткі:

$$\zeta_{l_{3\bar{b}}} \leq \frac{4\sqrt{2}\tilde{f}\Delta(1+\Delta)(2+\Delta)}{th[\sqrt{2}(1+\Delta)\tilde{f}]}; \quad (3.33)$$

- проміжної довжини:

$$\frac{4\sqrt{2}\tilde{f}\Delta(1+\Delta)(2+\Delta)}{th[\sqrt{2}(1+\Delta)\tilde{f}]} < \zeta_{l_{3\bar{b}}} < 4\sqrt{2}\tilde{f} \left[\frac{1+\Delta}{(1+\Delta)^3 - 1} \right]^{3/2}; \quad (3.34)$$

- довгі:

$$\zeta_{l_{зб}} \leq 4\sqrt{2}\tilde{f} \left[\frac{1+\Delta}{(1+\Delta)^3-1} \right]^{3/2}. \quad (3.35)$$

Для практичних розрахунків також важливим є варіант представленої класифікації для збірних трубопроводів з оптимальними конструктивними характеристиками залежно від коефіцієнта опору збірного трубопроводу $\zeta_{l_{зб}}$.

Для відносно коротких збірних трубопроводів з оптимальними конструктивними характеристиками в рівнянні (3.16) коефіцієнт $k_{кор.онт} = \sqrt{2}$.

Окрім цього, за аналогією із розподільними трубопроводами, враховуючи (3.19), можна записати

$$\frac{\zeta_{l_{зб}}}{2\tilde{f}} th(k\tilde{f}) = \frac{\zeta_{l_{зб}} k}{2M} th\left(k \frac{M}{k}\right) = \zeta_{l_{зб}} k \frac{thM}{2M} = \zeta_{l_{зб}} kД. \quad (3.36)$$

Підставивши у (3.16) значення $k_{кор.онт} = \sqrt{2}(1+\Delta)$ з урахуванням (3.23), отримаємо

$$-\sqrt{2}^3(1+\Delta)^3 + 2\sqrt{2}(1+\Delta) + \zeta_{l_{зб}}Д\sqrt{2}(1+\Delta) = 0. \quad (3.37)$$

Визначивши з залежності (3.37) величину $\zeta_{l_{зб}}$, отримаємо верхню межу, за якої, не перевищуючи допустиму похибку розрахунку Δ , втрати енергії на гідравлічне тертя можна не враховувати:

$$\zeta_{l_{зб}} = \frac{2}{Д} \Delta(2+\Delta). \quad (3.38)$$

Для відносно довгих трубопроводів відповідно до (3.21), отримаємо

$$k_{дов.онт} = \sqrt{2 + \zeta_{l_{зб}}Д} \approx \sqrt{\zeta_{l_{зб}}Д(1+\Delta)} \quad (3.39)$$

Підставивши у (3.16) з урахуванням (3.23) і (3.39) матимемо

$$\begin{aligned} & -(\zeta_{l_{зб}}Д)^{3/2}(1+\Delta)^3 + 2(\zeta_{l_{зб}}Д)^{1/2}(1+\Delta) + \\ & + \zeta_{l_{зб}}Д(\zeta_{l_{зб}}Д)^{1/2}(1+\Delta) = 0. \end{aligned} \quad (3.40)$$

Після нескладних перетворень з (3.40) отримаємо нижню межу $\zeta_{l_{зб}}$, за якої не перевищуючи допустиму похибку розрахунку Δ , ефект

приєднання можна не враховувати:

$$\zeta_{l_{зб}} = \frac{2}{D\Delta(2 + \Delta)}. \quad (3.41)$$

Остаточно, всі збірні трубопроводи з оптимальними конструктивними характеристиками можна розділити на три групи:

- короткі:

$$\zeta_{l_{зб}} \leq \frac{2}{D} \Delta(2 + \Delta); \quad (3.42)$$

- проміжної довжини:

$$\frac{2}{D} \Delta(2 + \Delta) < \zeta_{l_{зб}} < \frac{2}{D\Delta(2 + \Delta)}; \quad (3.43)$$

- довгі:

$$\zeta_{l_{зб}} \geq \frac{2}{D\Delta(2 + \Delta)}. \quad (3.44)$$

Відповідний графік залежностей (3.39) – (3.41) наведено на рис. 3.4.

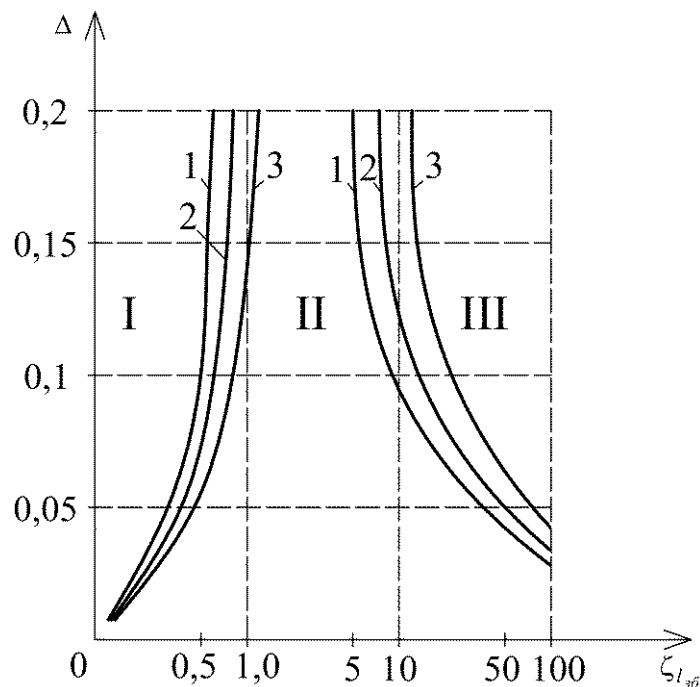


Рис. 3.4. Графік залежності $\zeta_{l_{зб}}$ збирного трубопроводу з оптимальними конструктивними характеристиками від Δ :

$$1 - \tilde{f} = 0,3; \quad 2 - \tilde{f} = 0,5; \quad 3 - \tilde{f} = 1,2;$$

I – короткі трубопроводи; II – трубопроводи проміжної довжини;

III – довгі трубопроводи

3.5. Збірні трубопроводи, які працюють за наявності транзитної витрати

Схему роботи цього типу труб наведена на рис. 3.5.

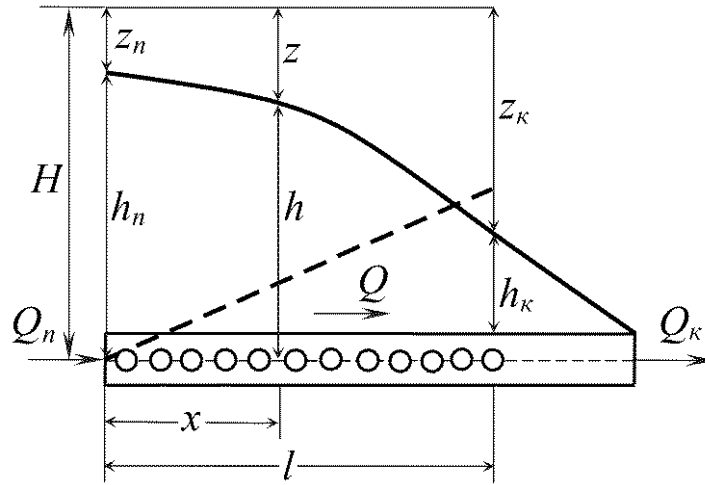


Рис. 3.5. Схема роботи збірного трубопроводу за наявності транзитної витрати

Рух рідини в розглядуваному випадку може бути описаний математичною моделлю (3.1), (3.2). Базовим для аналізу слугує рівняння (3.4).

Для відносно коротких збірних трубопроводів, які працюють за наявності транзитної витрати (нехтуючи третім членом в рівнянні (3.4)), маємо

$$\frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} \frac{d^2\tilde{Q}}{d\tilde{x}^2} = 2\tilde{Q} \frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}}. \quad (3.45)$$

Розв'язок рівняння (3.45) відомий [56]:

$$\tilde{Q} = C_1 ch(\sqrt{2}\tilde{x}) + C_2 sh(\sqrt{2}\tilde{x}). \quad (3.46)$$

Постійні інтегрування знаходимо з граничних умов: на початку:

$$\tilde{x}_n = 0, \quad \tilde{Q}_n = \tilde{Q}_{mp} = \frac{Q_{mp}}{\Omega \sqrt{2gz_k}} \quad \text{і} \quad C_1 = \tilde{Q}_{mp},$$

тоді

$$\tilde{Q} = \tilde{Q}_{mp} ch(\sqrt{2}\tilde{x}) + C_2 sh(\sqrt{2}\tilde{x}). \quad (3.47)$$

Продиференціюємо останній вираз

$$\frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} = \tilde{Q}_{mp} \sqrt{2} sh(\sqrt{2}\tilde{x}) + C_2 \sqrt{2} ch(\sqrt{2}\tilde{x}). \quad (3.48)$$

В кінцевому перерізі маємо $\tilde{x}_k = \tilde{f}$, $\left(\frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}}\right)_k = \tilde{z}_k = 1$ і

$$C_2 = \frac{1 - \sqrt{2}\tilde{Q}_{mp} sh(\sqrt{2}\tilde{f})}{\sqrt{2} ch(\sqrt{2}\tilde{f})}.$$

Підставивши C_1 і C_2 в (3.46), отримаємо рівняння, що описує зміну відносної витрати за довжиною короткого збірною трубопроводу, у разі пропуску по ньому транзитної витрати, у вигляді

$$\tilde{Q} = \tilde{Q}_{mp} ch(\sqrt{2}\tilde{x}) + \frac{1 - \sqrt{2}\tilde{Q}_{mp} sh(\sqrt{2}\tilde{f})}{\sqrt{2} ch(\sqrt{2}\tilde{f})} sh(\sqrt{2}\tilde{x}). \quad (3.49)$$

Для трубопроводів довільної довжини, за аналогією з (2.73), коли має місце суттєвий вплив другий і третій член в рівнянні (3.6), розв'язок останнього шукатимемо у вигляді [70]

$$\tilde{Q} = \tilde{Q}_{mp} ch(k\tilde{x}) + B sh(k\tilde{x}), \quad (3.50)$$

де $B = \frac{1 - k\tilde{Q}_{mp} sh(k\tilde{f})}{k ch(k\tilde{f})}$.

Відносна витрата в кінцевому перерізі (коли $\tilde{x}_k = \tilde{f}$) визначиться за формулою

$$\tilde{Q}_k = \tilde{Q}_{mp} ch(k\tilde{f}) + B sh(k\tilde{f}). \quad (3.51)$$

Зміну відносного перепаду напорів за довжиною трубопроводу знаходимо з (3.50). З урахуванням (3.5), маємо

$$\tilde{z} = \frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} = k [\tilde{Q}_{mp} sh(k\tilde{x}) + B ch(k\tilde{x})]. \quad (3.52)$$

Звідси, відносний перепад напорів на початку збірника складе

$$\tilde{z}_n = kB. \quad (3.53)$$

Коефіцієнт k слід знаходити підбором з трансцендентного кубічного рівняння, яке отримане після підстановки (3.50) у вихідну залежність (3.4)

$$-k^3 + 2k + \frac{\zeta_{l_{зб}}}{2\tilde{f}} \frac{\tilde{Q}_{mp} ch(k\tilde{x}) + B sh(k\tilde{x})}{\tilde{Q}_{mp} sh(k\tilde{x}) + B ch(k\tilde{x})} = 0. \quad (3.54)$$

Аналіз залежностей (3.51 – 3.54) показує, що за відсутності транзитної витрати ($\tilde{Q}_{mp} = 0$), вони переходять в отримані раніше (3.11 – 3.16), а при $k = \sqrt{2}$, їх можна використовувати для розрахунку відносно коротких збірних трубопроводів.

На рис. 3.6 показано характер зміни співвідношення відносної сумарної шляхової витрати, яка приєднується на всій довжині труби, до відносної витрати в її кінцевому перерізі ($\tilde{Q}_{ш}/\tilde{Q}_{к}$) залежно від скважності \tilde{f} у разі пропуску транзитної витрати \tilde{Q}_{mp} .

Верхня пряма відповідає випадку відсутності транзитної витрати ($\tilde{Q}_{mp} = 0$). За такої умови витрата в кінцевому перерізі буде дорівнювати шляховій. Збільшення транзитної витрати призводить до збільшення сумарної витрати в кінці труби, але відносна частина приєднуваної витрати буде зменшуватися. Для кожної труби, і відповідно, для кожного співвідношення ($\tilde{Q}_{ш}/\tilde{Q}_{к}$) існує граничне значення \tilde{f}_{cr} , перевищення якого не призводить до збільшення приєднуваної витрати.

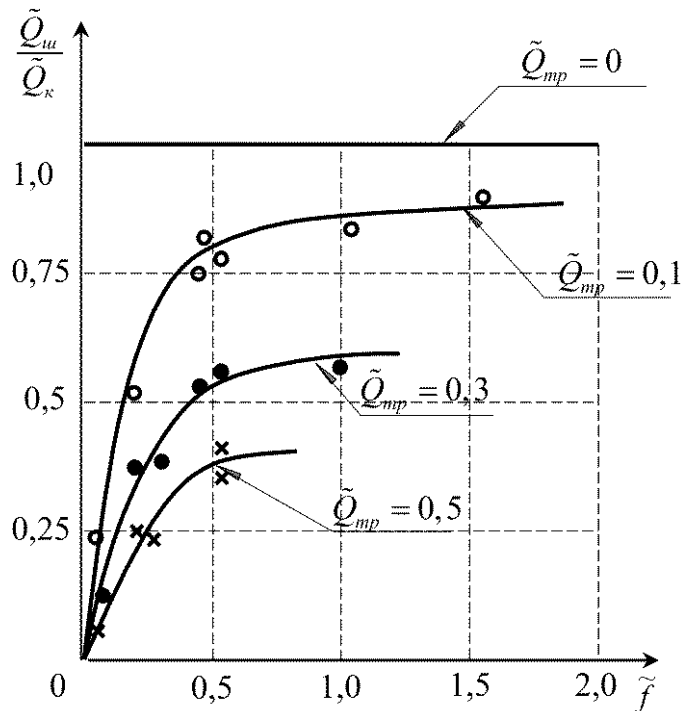


Рис. 3.6. Графік зміни відносної шляхової витрати в кінці труби в залежно від \tilde{f} і \tilde{Q}_{mp} ; \circ, \bullet, \times – дослідні дані

Для аналізу особливостей роботи збірних трубопроводів у разі пропускання транзитної витрати на рис. 3.7 наведено графік, який

показує характер зміни відносного перепаду напорів в початковому перерізі відносно короткого збірника \tilde{z}_n за різних значень скважності \tilde{f} [73; 158].

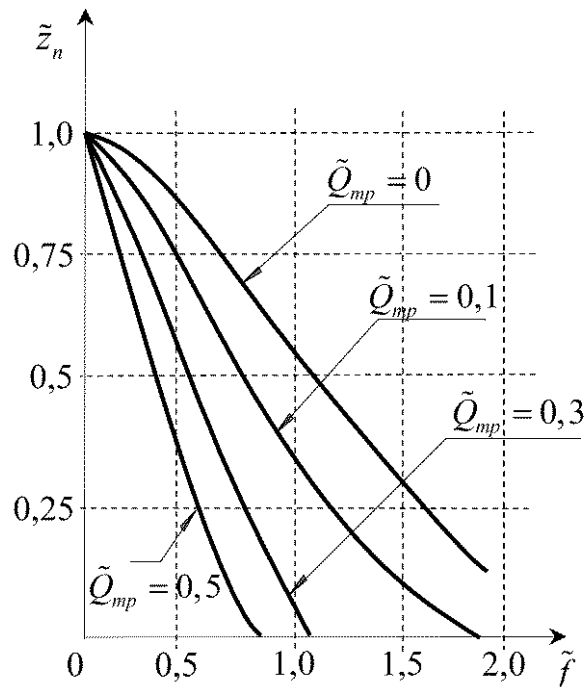


Рис. 3.7. Графік зміни відносного початкового перепаду напорів \tilde{z}_n від скважності \tilde{f} за різних значеннях транзитної витрати \tilde{Q}_{mp}

Як було показано (3.14), у випадку відсутності транзитної витрати ($\tilde{Q}_{mp} = 0$), при збільшенні скважності, відносний початковий перепад напорів зменшується. За такої умови $\tilde{f} \rightarrow \infty$, $\tilde{z}_n \rightarrow 0$. Наявність же транзитної витрати суттєво зменшує \tilde{z}_n . Причому, чим більше \tilde{Q}_{mp} , тим за того ж значення \tilde{f} , \tilde{z}_n – менше. Суттєво, що за певної величини \tilde{Q}_{mp} , завжди є гранична величина скважності \tilde{f}_{zp} за якої $\tilde{z}_n = 0$.

Знайти значення \tilde{f}_{zp} можна з (3.53) прийнявши $\tilde{z}_n = 0$, маємо:

$$0 = \frac{1 - k\tilde{Q}_{mp} \operatorname{sh}(k\tilde{f}_{zp})}{\operatorname{ch}(k\tilde{f}_{zp})}.$$

Після нескладних перетворень отримаємо

$$\tilde{f}_{zp} = \frac{1}{k} \operatorname{arsh} N \quad \text{або} \quad \tilde{f}_{zp} = \frac{1}{k} \ln \left(N + \sqrt{N^2 + 1} \right), \quad (3.55)$$

де $N = 1/k\tilde{Q}_{mp}$.

За заданню величиною скважності \tilde{f} граничне значення відносної транзитної витрати $\tilde{Q}_{mp_{ep}}$, яка може бути пропущена по даній трубі, легко визначається з виразу (3.47)

$$\tilde{Q}_{mp_{ep}} = \frac{1}{ksh(k\tilde{f})}. \quad (3.56)$$

Графічна залежність між \tilde{f}_{ep} і $\tilde{Q}_{mp_{ep}}$ у разі різної довжини перфорованого трубопроводу (k – коефіцієнт в рівнянні (3.54), який залежить від $\zeta_{l_{зб}}$ і \tilde{f}) наведена на рис. 3.8.

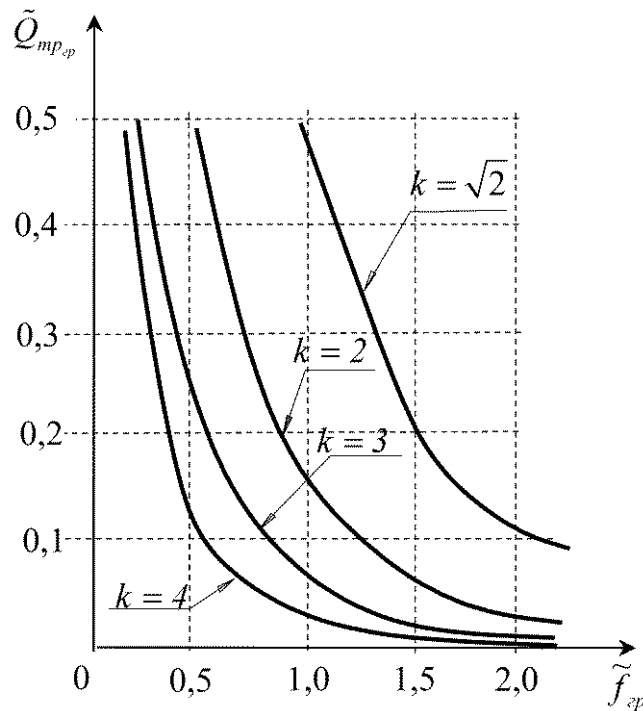


Рис. 3.8. Графік для визначення граничних співвідношень між \tilde{f}_{ep} і $\tilde{Q}_{mp_{ep}}$ для збірних трубопроводів довільної довжини

У випадку, якщо за заданою транзитною витратою \tilde{Q}_{mp} , взяти скважність \tilde{f} більше її граничного значення \tilde{f}_{ep} , то на початковій ділянці збірника в межах $\Delta\tilde{f} = \tilde{f} - \tilde{f}_{ep}$, рідина в нього через отвори (щілини) перфорації надходити не буде. На цій ділянці можливе навіть її витікання.

За аналогією з розподільними трубопроводами, визначимо мінімальне значення транзитної витрати \tilde{Q}_{mp} , впливом якої на гідравлічні характеристики потоку в збірнику, можна знехтувати. Як критерій, за яким оцінюватимемо вплив транзиту, приймемо витрату в кінцевому перерізі збірного перфорованого трубопроводу.

Вважаємо, що в межах прийнятої точності розрахунку, впливом транзитної витрати на основний потік можна знехтувати, коли буде виконуватись умова

$$Q_{k_{mp}} \leq Q_k (1 + \delta), \quad (3.57)$$

де $Q_{k_{mp}}$ – витрата в кінці збірного трубопроводу за наявності в ньому транзиту; Q_k – те ж саме за відсутності Q_{mp} ; δ – задана допустима похибка (долі одиниці), якою можна знехтувати під час визначення кінцевої витрати за наявності транзиту, у порівнянні з кінцевою витратою без нього.

Запишемо (2.57) в безрозмірному вигляді

$$\tilde{Q}_{k_{mp}} \leq \tilde{Q}_k (1 + \delta), \quad (3.58)$$

де $\delta = \tilde{Q}_{k_{mp}} / \tilde{Q}_k - 1$.

Максимально можливе значення транзитної витрати, яке за такої умови можна не враховувати, отримаємо після підстановки (3.58) в (3.51), маємо:

$$\tilde{Q}_k (1 + \delta) \geq \tilde{Q}_{mp} ch(k\tilde{f}) + \frac{1 - \tilde{Q}_{mp} k sh(k\tilde{f})}{k ch(k\tilde{f})} sh(k\tilde{f}), \quad (3.59)$$

звідки

$$\tilde{Q}_{mp} \leq \delta \frac{sh(k\tilde{f})}{k}, \quad (3.60)$$

де k – коефіцієнт, який визначається з кубічного рівняння (3.54).

За малих значень $k\tilde{f}$, залежність (3.60) спрощується

$$\tilde{Q}_{mp} \leq \delta \tilde{f}. \quad (3.61)$$

Оцінку величини похибки для відносно короткого збірного трубопроводу наведено на рис. 3.9.

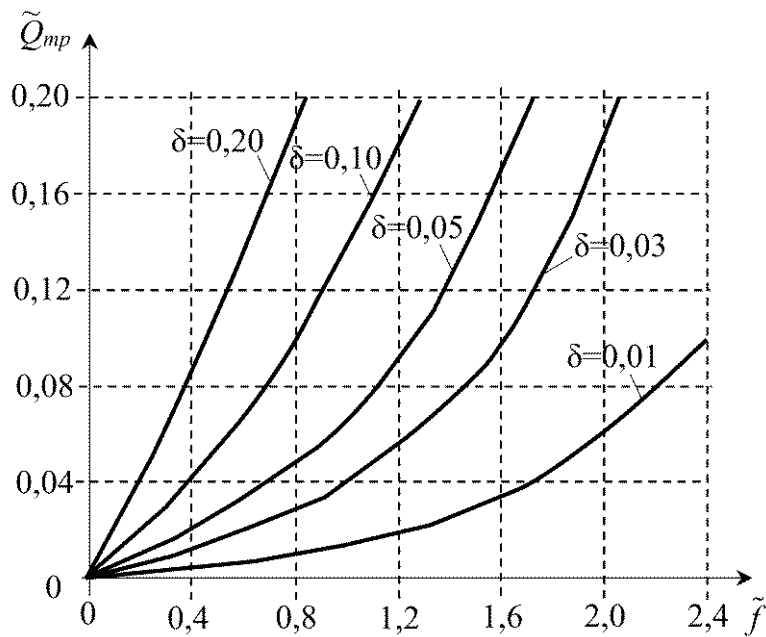


Рис. 3.9. Графік для визначення відносної транзитної витрати $\tilde{Q}_{тр}$, яку, не перевищуючи заданий ступінь точності δ , в розрахунках можна не враховувати

3.6. Канали з технологічно заданим законом збору витрати

Як і для розподільних трубопроводів, забезпечити технологічно заданий режим збору рідини у разі рівномірної перфорації вздовж шляху (ширині щілини) неможливо. Цього можна досягти тільки за змінної перфорації за довжиною труби. Характер цієї зміни, безумовно, буде залежати від закону, за яким необхідно забезпечити збір рідини.

За аналогією з розподільними системами, використаємо степеневий закон приєднання, який за наявності транзитної витрати, може бути представлений у вигляді [8]

$$Q = Q_{ш.к} \left(\frac{x}{l} \right)^n + Q_{тр}, \quad (3.62)$$

де $Q_{ш.к}$ – приєднувана (шляхова) витрата на всій довжині труби.

Як показано в першому розділі, рух рідини в перфорованому збірному трубопроводі з постійною площею перерізу і змінною за довжиною площею перфорації, можна описати системою диференціальних рівнянь, яка складається з рівняння гідравліки змінної маси (2.1) і рівняння витікання з отвору (1.12) у вигляді [69]

$$\frac{dQ}{dx} = \mu_{36} \frac{d\omega}{dx} \sqrt{2gz}. \quad (3.63)$$

Шляхом введення нових змінних

$$\tilde{Q} = \frac{Q}{\Omega \sqrt{2gz_{\kappa}}}, \quad \tilde{\omega} = \frac{\mu_{36} \omega}{\Omega}, \quad \tilde{z} = \sqrt{\frac{H-h}{H-h_{\kappa}}} = \sqrt{\frac{z}{z_{\kappa}}}, \quad \tilde{x} = \frac{x}{l}, \quad (3.64)$$

вихідна система рівнянь (1.8), (3.63) зводиться до безрозмірного вигляду

$$-\tilde{z} \frac{d\tilde{z}}{d\tilde{x}} + 2\tilde{Q} \frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} + \frac{\zeta_{l_{36}}}{2\tilde{f}} \tilde{Q}^2 = 0 \quad (3.65)$$

$$\frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{\omega}} = \tilde{z}. \quad (3.66)$$

Рівняння, яке описує закон приєднання (3.62), за такої умови буде

$$\tilde{Q} = \tilde{Q}_{ш.к} \tilde{x}^n + \tilde{Q}_{mp}, \quad (3.67)$$

де $\tilde{Q}_{ш.к} = \frac{Q_{ш.к}}{\Omega \sqrt{2gz_{\kappa}}}$; $\tilde{Q}_{mp} = \frac{Q_{mp}}{\Omega \sqrt{2gz_{\kappa}}}$ – відповідно, відносна шляхова

витрата в кінці збірника і відносна транзитна витрата.

Підставивши (3.66) і (3.67) в (3.65), отримаємо звичайне нелінійне диференціальне рівняння другого порядку, яке описує рух рідини в збірному трубопроводі довільної довжини, який забезпечує технологічно заданий закон приєднання, маємо:

$$-\frac{d^2 \tilde{Q}}{d\tilde{\omega}^2} + 2\tilde{Q} + \frac{\zeta_{l_{36}}}{2n} \tilde{Q}^2 \frac{(\tilde{Q} - \tilde{Q}_{mp})^{n-1}}{\tilde{Q}_{ш.к}^{\frac{1}{n}}} = 0. \quad (3.68)$$

У цьому рівнянні другий член враховує втрати напору, які описують ефект приєднання рідини, третій – втрати напору на гідравлічне тертя за довжиною.

Як і під час аналізу рівняння (3.6), спочатку розглянемо роботу відносно коротких збірників. Тоді, нехтуючи третім членом в рівнянні (3.68), отримаємо

$$\frac{d^2 \tilde{Q}}{d\tilde{\omega}^2} = 2\tilde{Q}. \quad (3.69)$$

У відповідності з [56], його розв'язком буде

$$\tilde{Q} = C_1 ch(\sqrt{2}\tilde{\omega}) + C_2 sh(\sqrt{2}\tilde{\omega}). \quad (3.70)$$

При граничних умовах:

- на початку труби:

$$\tilde{\omega}_n = 0 ; \quad \tilde{Q}_n = \tilde{Q}_{mp} = \frac{Q_{mp}}{\Omega \sqrt{2gz_k}},$$

- в кінцевому перерізі:

$$\tilde{\omega}_k = \tilde{f} ; \quad \left(\frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{\omega}} \right)_k = \tilde{z}_k = 1.$$

Константи інтегрування будуть:

$$C_1 = \tilde{Q}_{mp} ; \quad C_2 = \frac{1 - \sqrt{2}\tilde{Q}_{mp}sh(\sqrt{2}\tilde{f})}{\sqrt{2}ch(\sqrt{2}\tilde{f})}.$$

Після їх підстановки в (3.70) і нескладних перетворень, остаточно отримуємо

$$\tilde{Q} = \tilde{Q}_{mp}ch(\sqrt{2}\tilde{\omega}) + \frac{1 - \sqrt{2}\tilde{Q}_{mp}sh(\sqrt{2}\tilde{f})}{\sqrt{2}ch(\sqrt{2}\tilde{f})}sh(\sqrt{2}\tilde{\omega}). \quad (3.71)$$

Для збірних трубопроводів довільної довжини за наявності транзитної витрати, за аналогією з (3.50), розв'язок рівняння (3.68) шукатимемо у вигляді

$$\tilde{Q} = \tilde{Q}_{mp}ch(k\tilde{\omega}) + Bsh(k\tilde{\omega}), \quad (3.72)$$

де $B = \frac{1 - k\tilde{Q}_{mp}sh(k\tilde{f})}{kch(k\tilde{f})}$.

Тоді, зміна відносного перепаду напорів за довжиною труби, з урахуванням (3.66), складе

$$\tilde{z} = k[\tilde{Q}_{mp}sh(k\tilde{\omega}) + Bch(k\tilde{\omega})]. \quad (3.73)$$

З метою знаходження виразу, який описує зміну відносної площі перфорації $\bar{\omega}$ за довжиною короткого збірника, продиференціюємо (3.72) по $d\tilde{x}$, розділимо обидві частини отриманого виразу на $d\tilde{x}$ і, враховуючи (3.67), після розділу змінних і нескладних перетворень, остаточно отримаємо

$$\tilde{\omega} = \frac{1}{k} arsh N \quad \text{або} \quad \tilde{\omega} = \frac{1}{k} \ln \left(N + \sqrt{N^2 + 1} \right), \quad (3.74)$$

де $N = sh(k\tilde{\omega}) = \frac{\alpha}{2} - \sqrt{\frac{\alpha^2}{4} - b}$, $\alpha = \frac{2MB}{B^2 - \tilde{Q}_{mp}^2}$, $b = \frac{M^2 - \tilde{Q}_{mp}^2}{B^2 - \tilde{Q}_{mp}^2}$,

тут

$$M = \tilde{Q} = [\tilde{Q}_{mp} ch(k\tilde{f}) + Bsh(k\tilde{f}) - \tilde{Q}_{mp}] \tilde{x}^n + \tilde{Q}_{mp}. \quad (3.75)$$

Значення коефіцієнта k , який входить в залежності (3.72 – 3.75), при відомому (технологічно заданому) законі зміни витрати вздовж шляху розраховується за формулою

$$k = \sqrt{2 + \frac{\zeta_{l_{36}}}{2n} \left(1 + \frac{\tilde{Q}_{mp}}{\tilde{Q}_{u.k} \tilde{x}^n} \right) \tilde{x}}. \quad (3.76)$$

У випадку рівномірного притоку за довжиною трубопроводу ($n=1$) і відсутності транзитної витрати ($\tilde{Q}_{mp} = 0$) наведені залежності суттєво спрощуються.

Короткі трубопроводи:

- відносна витрата у довільному перерізі:

$$\tilde{Q} = \frac{1}{k} \frac{sh(k\tilde{\omega})}{ch(k\tilde{f})}; \quad (3.77)$$

- відносна витрата у кінцевому перерізі:

$$\tilde{Q}_k = \frac{1}{k} th(k\tilde{f}) \quad \text{або} \quad \tilde{Q}_k = \tilde{Q}_{u.k} + \tilde{Q}_{mp}; \quad (3.78)$$

- відносний перепад напорів у довільному перерізі:

$$\tilde{z} = \frac{ch(k\tilde{\omega})}{ch(k\tilde{f})}; \quad (3.79)$$

- відносний початковий перепад напорів:

$$\tilde{z}_n = \frac{1}{ch(k\tilde{f})}; \quad (3.80)$$

- відносна площа отворів перфорації у перерізі на відстані \tilde{x} від початку труби:

$$\tilde{\omega} = \frac{1}{k} \ln \left(M + \sqrt{M^2 + 1} \right), \quad (3.81)$$

де $M = \tilde{x} sh(k\tilde{f})$;

- значення коефіцієнта k :

$$k = \sqrt{2 + \frac{\zeta_{l_{36}}}{2} \tilde{x}}. \quad (3.82)$$

Для можливості аналізу отриманих даних на рис. 3.10 представлені результати розрахунку зміни відносної витрати \tilde{Q} за довжиною відносно короткого трубопроводу ($\zeta_{l_{3б}} = 0$) за умови різних співвідношень транзитної $\tilde{Q}_{тр}$ і шляхової $\tilde{Q}_{ш.к}$ витрат (криві 1).

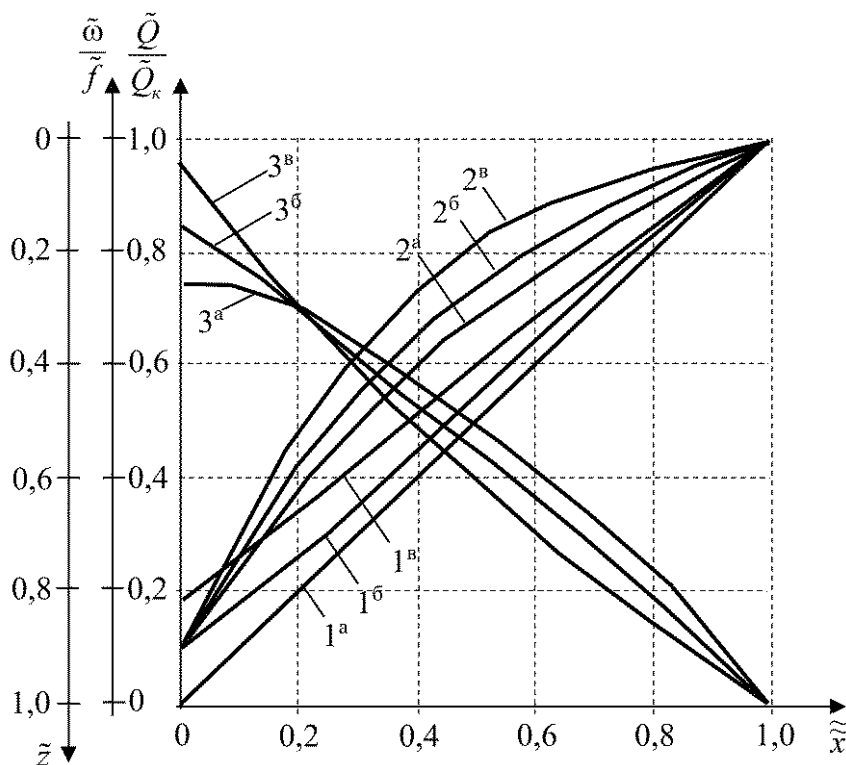


Рис. 3.10. Графіки зміни відносних розрахункових характеристик за довжиною короткого збірного трубопроводу, який працює за наявності транзитної витрати:

$$a - \tilde{Q}_{тр} = 0; \quad б - \tilde{Q}_{тр} / \tilde{Q}_{ш.к} = 0,1; \quad в - \tilde{Q}_{тр} / \tilde{Q}_{ш.к} = 0,2$$

Як бачимо, запропоновані залежності забезпечують рівномірне приєднання вздовж труби. Криві 2 характеризують зміну відносної площі перфорації для розглянутих випадків. Очевидно, що вимога забезпечення рівномірності притоку за наявності транзитної витрати, викликає значну нерівномірність в розподілі площі перфорації за довжиною. В початкових перерізах вона більша і зменшується до кінця збірника. Закон зміни відносного перепаду напорів, під дією якого відбувається втікання рідини в трубу, характеризують криві 3.

Чим більше відношення $\tilde{Q}_{тр} / \tilde{Q}_{ш.к}$, тим перепад напорів на початку ділянки менше. Коли значення $\tilde{Q}_{тр} = \tilde{Q}_{тр,сп}$ п'єзометрична лінія виходить на рівень $\tilde{z} = 0$, тобто втікання рідини в трубу на цій ділянці

припиниться. За умови $\tilde{Q}_{mp} > \tilde{Q}_{mp,cr}$ переріз із значенням перепаду напорів $\tilde{z} = 0$ переміститься праворуч. Отже, частина труби ліворуч від цього перерізу, виключиться з роботи.

Для оцінки впливу показника ступеня n , що враховує характер інтенсивності притоку за довжиною трубопроводу на основні характеристики збірників, розглянемо випадок їх роботи без транзитної витрати (в рівнянні (3.62) $\tilde{Q}_{mp} = 0$).

На рис. 3.11 представлені графіки зміни відносної витрати за довжиною короткого збірника ($\zeta_l = 0$) зі скважністю $\tilde{f} = 1,5$ за різних значень n .

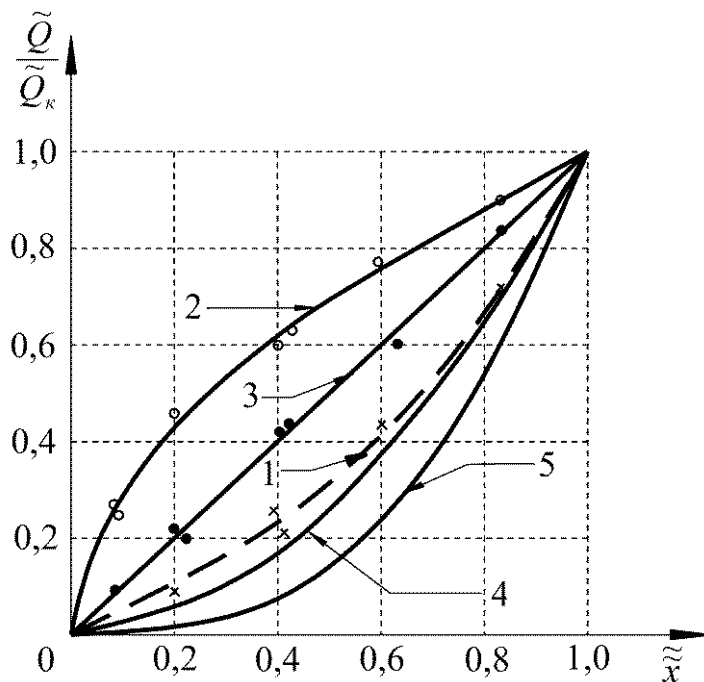


Рис. 3.11. Графік зміни відносної витрати за довжиною короткого збірного трубопроводу за різних значень n :

1 – рівномірна перфорація; 2 – $n = 0,5$; 3 – $n = 1,0$; 4 – $n = 2,0$; 5 – $n = 3,0$;
 $\circ \bullet \times$ – дослідні дані

Аналіз показує, що за умови інтенсивності, що зменшується за довжиною труби, надходження витрати ($n=0,5$), основна маса рідини надходить в збірник на його початкових ділянках. Навпаки, за умови інтенсивності, що збільшується за довжиною труби, ($n=2, n=3$), початкові ділянки практично не працюють, а основна витрата надходить в трубопровід в його кінці. Коли $n=1$ має місце рівномірне надходження рідини за всією довжиною збірника. Для порівняння на цьому ж графіку

пунктирною лінією наведена крива 1, яка характеризує приток рідини в трубопровід за умови його рівномірної перфорації за довжиною.

На рис. 3.12 показана зміна відносної площі перфорації вздовж збірника, яка забезпечує технологічно заданий режим надходження рідини в трубопровід.

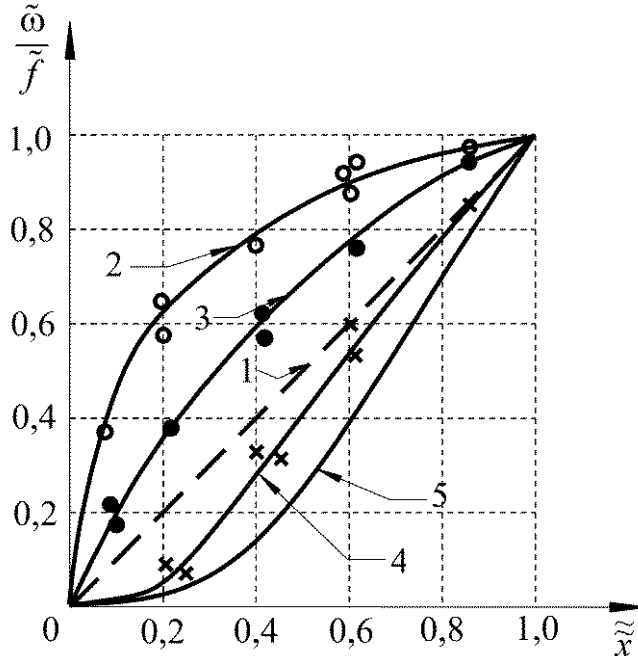


Рис. 3.12. Графік зміни відносної площі перфорації за довжиною збірного трубопроводу за різних значень n :

- 1 – рівномірна перфорація; 2 – $n = 0,5$; 3 – $n = 1,0$;
- 4 – $n = 2,0$; 5 – $n = 3,0$; $\circ \bullet \times$ – дослідні дані

Аналіз графічних залежностей на рис. 3.11 і 3.12 дає змогу аргументовано стверджувати, що характер зміни відносної витрати має ту ж тенденцію, що і закон зміни площі перфорації. Тобто, вимога зміни інтенсивності приєднання за довжиною має забезпечуватися відповідною зміною (за певним законом) площі отворів перфорації.

Для оцінки особливості впливу окремих конструктивних параметрів збірного трубопроводу на інтенсивність притоку розглянемо графіки на рис. 3.13 [80]. Вони відображають характер зміни величини необхідної відносної перфорації бічних стінок $\bar{\omega}/\bar{f}$, яка буде забезпечувати рівномірний приток за довжиною короткого збірного трубопроводу ($\zeta_{l_{\sigma}} = 0$), за умови різної величини скважності \bar{f} .

На цьому графіку пряма 1 відображає зміну відносної перфорації у разі рівномірного розміщення отворів вздовж труби. За умови

скважності $\tilde{f} = 0,3$ (крива 2) практично рівномірний приток забезпечується за постійної перфорації. Однак, чим вище скважність (відповідно, криві 3, 4, 5), тим більш нерівномірно має бути здійснена перфорація в каналі. Оскільки представлені криві йдуть вгору більш круто в початкових перерізах, то й інтенсивність перфорації тут має бути більша і поступово зменшуватись до кінцевого перерізу.

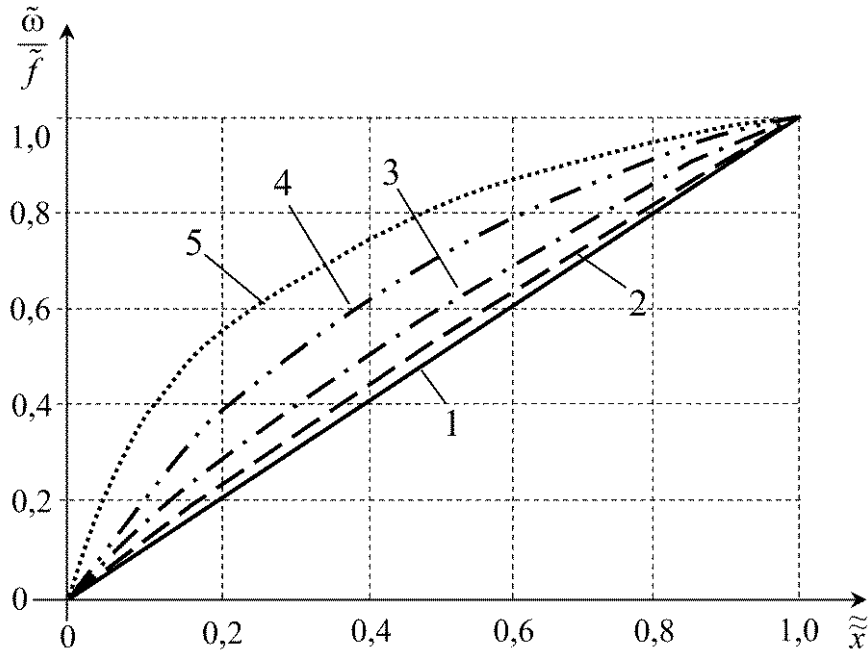


Рис. 3.13. Графік зміни відносної площі перфорації, яка забезпечує рівномірний приток за довжиною короткого збірника:

1 – рівномірна перфорація; 2 – $\tilde{f} = 0,3$; 3 – $\tilde{f} = 0,6$; 4 – $\tilde{f} = 1,5$; 5 – $\tilde{f} = 2,5$

Для наочності на рис. 3.14 для того ж трубопроводу даються конкретні значення відносної площі перфорації $\Delta\tilde{\omega}/\tilde{f}$, що забезпечують рівномірне надходження рідини на кожній ділянці збірного трубопроводу.

Графік побудований таким чином, що загальна відносна площа перфорації в трубі з довільною скважністю \tilde{f} дорівнюватиме постійній величині, яка дорівнює площі фігури, зверху обмеженої відповідною кривою, знизу і ліворуч – осями координат, праворуч – вертикаллю, яка проходить через точку, що відповідає кінцевому перерізу труби $\tilde{x}_k = 1$. Як слідує з графіка, ця площа буде дорівнювати одиниці.

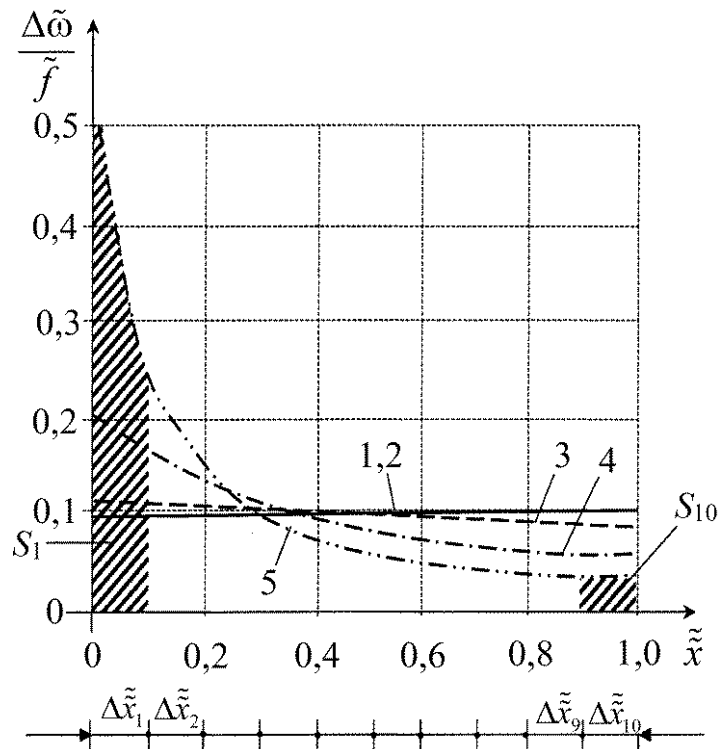


Рис. 3.14. Графік зміни відносної площі перфорації за окремими ділянками збірника за умови різної скважності:

1 – рівномірна перфорація; 2 – $\tilde{f} = 0,3$; 3 – $\tilde{f} = 0,6$; 4 – $\tilde{f} = 1,5$; 5 – $\tilde{f} = 2,5$

Перфорований трубопровід за довжиною розбито на 10 однакових ділянок довжиною кожної $\Delta\tilde{x} = \tilde{x}_k/10 = 0,1$. Відносна площа перфорації на кожній з них також буде дорівнювати площі фігури, що обмежена по краях вертикалями, які проходять через крайні точки ділянки, знизу – відповідним відрізком $\Delta\tilde{x}$ на осі $0\tilde{x}$, а зверху – ділянкою розрахункової кривої. Отже, загальна площа буде складатися з 10 частин, причому їх площі, будуть різними.

Графік показує, що за умови рівномірної перфорації і скважності $\tilde{f} = 0,3$ (криві 1 і 2 практично збігаються), площі відповідних фігур з базою $\Delta\tilde{x} = 0,1$ будуть рівні між собою. Кожна з них складе $s = 0,1 \cdot 1,0 = 0,1$ або 10 % від загальної площі. Із збільшенням скважності збільшується і різниця між площами на початку і в кінці збірника. Так, наприклад, для скважності $\tilde{f} = 2,5$ маємо на початковій ділянці $s_1 = 0,25 \cdot 1 + 0,3/2 \cdot 1 = 0,4$; на кінцевій ділянці $s_{10} = 0,03 \cdot 1 = 0,03$.

Отже, на першій ділянці необхідна площа перфорації складе 40% від загальної, а на останній – 3%. Показник рівномірності перфорації для

цього випадку буде $\tau = 0,4/0,03 \approx 13,3$. Для проміжних ділянок розрахунки проводяться аналогічно. Очевидно, що, коли скважність менша від $\tilde{f} = 2,5$, нерівномірність розподілу перфорації буде меншою.

Вказаний характер розподілу перфорації має місце не тільки для коротких збірників, а і для трубопроводів довільної довжини, що мають рівномірний приток за своєю довжиною.

3.7. Забезпечення рівномірного збору рідини перфорованими трубопроводами змінного перерізу

Як і у випадку роздачі рідини, збереження рівномірного притоку можливе тільки за умови змінної перфорації вздовж шляху. За такої умови поперечний переріз каналу (еквівалентний діаметр) часто приймається постійним за довжиною і розраховується за характеристиками потоку в кінцевому перерізі.

Однією з умов роботи даних труб є забезпечення оптимальної середньої швидкості руху потоку в ньому. Але при постійному діаметрі цього досягти неможливо, тому канал буде працювати нераціонально, що виражається в суттєвому завищенні діаметра на його початкових ділянках, або взагалі в неможливості збору і відводу необхідної витрати води. Найбільш оптимальним, з нашого погляду, є прийняття збірного каналу змінного (такого, що збільшується) за рухом рідини поперечного перерізу [75]. Схема роботи такого трубопроводу наведена на рис. 3.15.

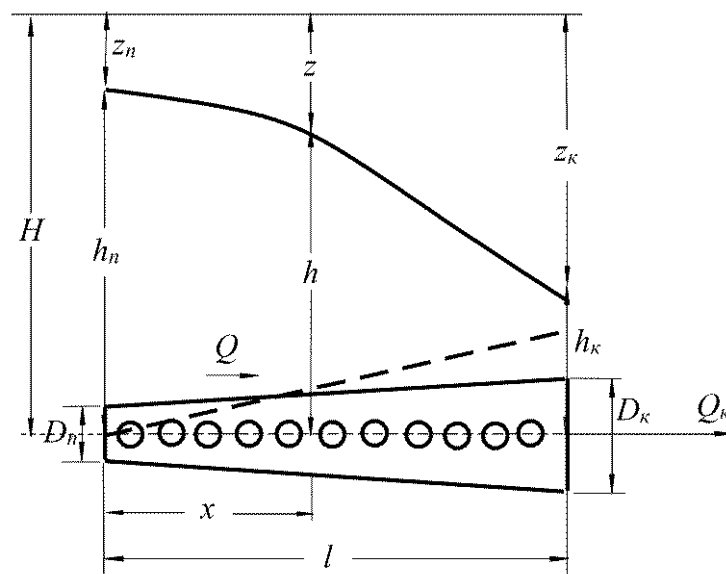


Рис. 3.15. Схема роботи збірного трубопроводу змінного діаметра

У випадку рівномірного притоку за довжиною каналу, який працює без транзиту, зміну витрати зазвичай описують залежністю виду (3.62), а саме:

$$Q = Q_k \frac{x}{l}, \quad (3.83)$$

де Q_k – витрата в кінці збірної труби.

Вихідною для аналізу є математична модель (2.115), (3.63).

Шляхом введення нових змінних

$$\tilde{Q} = \frac{Q}{\Omega_k \sqrt{2gz_k}}, \quad \tilde{\omega} = \frac{\mu_{36}\omega}{\Omega_k}, \quad \tilde{z} = \sqrt{\frac{z}{z_k}}, \quad \tilde{x} = \frac{x}{l}, \quad (3.84)$$

зведемо розглядувану систему до безрозмірного вигляду. За умови $V = \text{const}$ другий член в рівнянні (2.115) дорівнює нулю і для збірних трубопроводів $B = 1$, тоді отримаємо

$$-\tilde{z} \frac{d\tilde{z}}{d\tilde{x}} + \tilde{Q} \frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} \frac{\Omega_k^2}{\Omega^2} + \frac{\lambda_{36} l}{2D_k} \frac{\Omega_k^2}{\Omega^2} \tilde{Q}^2 = 0 \quad (3.85)$$

$$\frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{\omega}} = \tilde{z}, \quad (3.86)$$

де Ω_k , D_k – відповідно, площа поперечного перерізу і діаметр трубопроводу в його кінці (як і для розподільних трубопроводів, у випадку некруглого перерізу каналу, слід приймати еквівалентний діаметр, D_{ek}).

Легко показати, що за умови рівномірного приєднання витрати і постійної середньої швидкості потоку, справедливі співвідношення

$$\tilde{Q} = \tilde{Q}_k \tilde{x}, \quad \frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} = \tilde{Q}_k, \quad \frac{\Omega}{\Omega_k} = \tilde{x}, \quad D = D_k \sqrt{\tilde{x}}, \quad (3.87)$$

де $\tilde{Q}_k = \frac{Q_k}{\Omega_k \sqrt{2gz_k}}$ – відносна витрата в кінцевому перерізі.

Підставивши (3.86) в (3.85), з врахуванням (3.87), переходимо до одного нелінійного диференційного рівняння другого порядку

$$-\frac{d^2 \tilde{Q}}{d\tilde{\omega}^2} + \frac{\tilde{Q}_K^2}{\tilde{Q}} + \frac{\zeta_{l_{зб,к}}}{2} \frac{\tilde{Q}_K^{\frac{3}{2}}}{\tilde{Q}^{\frac{1}{2}}} = 0, \quad (3.88)$$

де $\zeta_{l_{зб,к}} = \lambda_{зб} l / D_K$ – коефіцієнт опору, виражений через його діаметр в кінцевому перерізі.

В цьому розділі було отримано, що зв'язок між відносною витратою і відносною перфорацією, яка забезпечує рівномірне приєднання в збірному трубопроводі довільної довжини, можна представити у вигляді аналогічному (3.69), а саме:

$$\tilde{Q} = \frac{1}{k} \frac{sh(k\tilde{\omega})}{ch(k\tilde{f})}, \quad (3.89)$$

де $\tilde{f} = \mu_{зб} \omega_K / \Omega_K$ – скважність збірника, яка підрахована за площею його кінцевого перерізу.

Тоді, з урахуванням (3.86), рівняння п'єзометричної лінії буде:

$$\tilde{z} = \frac{ch(k\tilde{\omega})}{ch(k\tilde{f})}. \quad (3.90)$$

Відносна витрата в кінці і відносний перепад напорів на початку труби, відповідно, складуть:

$$\tilde{Q}_K = \frac{1}{k} th(k\tilde{f}), \quad (3.91)$$

$$\tilde{z}_n = \frac{1}{ch(k\tilde{f})}. \quad (3.92)$$

За аналогією з розділом 2.6, для виводу залежності, яка описує характер зміни площі отворів перфорації за довжиною збірника, представимо вираз (3.90) у вигляді

$$d\tilde{Q} = \frac{ch(k\tilde{\omega})}{ch(k\tilde{f})} d\tilde{\omega}. \quad (3.93)$$

Розділивши обидві частини (3.93) на $d\tilde{x}$ і прийнявши до уваги (3.83), отримаємо

$$d\tilde{x} = \frac{1}{\tilde{Q}_K} \frac{ch(k\tilde{\omega})}{ch(k\tilde{f})} d\tilde{\omega}. \quad (3.94)$$

Інтегруючи останній вираз за граничних умов: $\tilde{x}_n = 0$; $\tilde{\omega}_n = 0$, після нескладних перетворень, маємо

$$\tilde{x} = \frac{sh(k\tilde{\omega})}{sh(k\tilde{f})}. \quad (3.95)$$

Звідки, відносна площа отворів перфорації буде

$$\tilde{\omega} = \frac{1}{k} arsh N \quad (3.96)$$

або

$$\tilde{\omega} = \frac{1}{k} \ln \left(N + \sqrt{N^2 + 1} \right), \quad (3.97)$$

де $N = \tilde{x} sh(k\tilde{f})$.

Підстановка (3.89) у вихідне рівняння (3.88), дає змогу визначити коефіцієнт k , який входить в розрахункові залежності (3.89) – (3.97), маємо:

$$k = \sqrt{\frac{1}{\tilde{x}^2} + \frac{\zeta_{l_{зб,к}}}{2\tilde{x}^2}}. \quad (3.98)$$

Для оцінки отриманих залежностей на рис. 3.16 (крива 1) показана зміна відносного діаметра D/D_k за довжиною збірного трубопроводу, який забезпечує рівномірний збір рідини вздовж шляху (крива 2), за умови збереження постійної середньої в перерізі швидкості руху основного потоку в каналі.

З нього слідує, що в початкових перерізах збірника має місце максимальна інтенсивність збільшення діаметра, а ближче до кінця – мінімальна.

На рис. 3.17 представлені криві, які відображають зміну відносної площі перфорації $\tilde{\omega}/\tilde{f}$ вздовж короткого трубопроводу ($\zeta_l = 0$) за різних значення його скважності \tilde{f} (криві 1, 2, 3). Тут же прямою лінією (поз. 4) показана рівномірна зміна перфорації за довжиною трубопроводу.

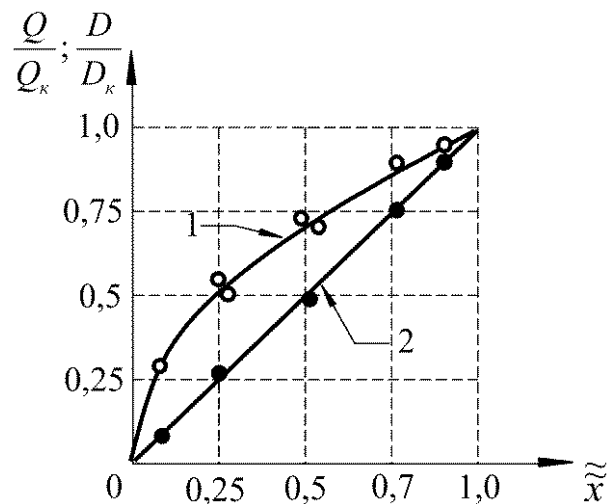


Рис. 3.16. Графіки зміни відносного діаметра (1) і відносної витрати (2) вздовж збірного трубопроводу; $\circ \bullet$ – дослідні дані

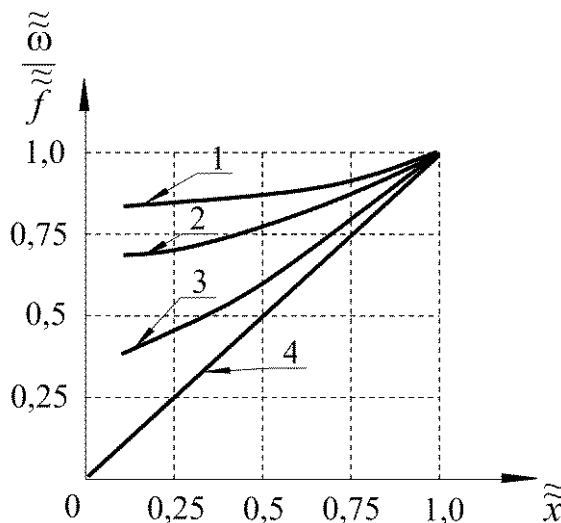


Рис. 3.17. Графіки зміни відносної площі перфорації, яка забезпечує рівномірний приток за довжиною збірного каналу:

1 – $\tilde{f} = 0,6$; 2 – $\tilde{f} = 1,5$; 3 – $\tilde{f} = 2,5$; 4 – рівномірна перфорація

Характер наведених залежностей свідчить про те, що забезпечення рівномірного притоку і постійної швидкості потоку вздовж труби, може бути забезпечено тільки застосуванням нерівномірної (такої, що зменшується) за довжиною перфорації бічних стінок. Причому, чим вища скважність, тим нерівномірність більша. Аналогічна тенденція зберігається і для трубопроводів довільної довжини.

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ І АНАЛІЗУ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Загальні положення

В результаті проведеного в розділах 2 і 3 теоретичного аналізу отримано відносно прості і зручні розрахункові залежності.

Разом з тим, отримані формули включають ряд коефіцієнтів (наприклад λ , μ , m та ін.), які можуть бути отримані тільки експериментальним шляхом.

Для їх визначення авторами було проаналізовано великий обсяг відомих дослідних даних щодо роботи розподільних і збірних трубопроводів за різних умов їх експлуатації. У випадках, коли під час знаходження величини окремих коефіцієнтів за даними різних авторів, виникали певні розбіжності або значні відхилення, для уточнення і з'ясування гідродинамічних характеристик потоку, ми проводили додаткові вимірювання на спеціально створених і обладнаних експериментальних установках [165].

Досліджувані розподільні і збірні напірні канали зазвичай відносять до лінійних споруд, оскільки їх поперечні розміри набагато менші від повздовжніх. Тому, аналізуючи осереднені гідродинамічні характеристики потоку в них, зазвичай, оцінювалась зміна останніх тільки за довжиною трубопроводу. Аналізу ж параметрів у поперечному перерізі приділялось значно менше уваги. Практично відсутні дані про величину пульсаційних характеристик даних течій і їх залежність від конструктивних особливостей труб.

Відповідно до вирішуваних конкретних задач застосовувались різні дослідні і натурні установки та стенди. Відмінними були і умови роботи трубопроводів. Зокрема це стосувалося характеру протікання (втікання або витікання) рідини через бічні стінки каналів. Робочою рідиною слугувала і краплинна рідина (вода) і газ (повітря). Практично в усіх дослідах розглядався усталений режим роботи систем, що відповідає реальним умовам їх роботи.

Геометричні розміри досліджуваних каналів коливалися в досить широких межах. Від співвідношення довжини до діаметра $l/D=10$, у

приточних і витяжних каналах вентиляційних систем, до $l/D > 1000$ у дренажних трубопроводах. Діаметри труб змінювалися від $D_{\min} = 0,02$ м до $D_{\max} = 0,2$ м. Форма поперечного перерізу, характер перфорації і матеріал бралися різними.

Залежно від особливостей поставленого експерименту використовувалось відповідне робоче і вимірювальне обладнання та апаратура. Методики обробки отриманих результатів дослідів також відповідали поставленим завданням [2; 96].

Експерименти, незалежно від їх складності, зазвичай закінчувались представленням результатів, формулюванням висновків, видачею рекомендацій щодо розглядуваних питань. Інформація подавалася у вигляді графіків, емпіричних формул, номограм, таблиць, статистичних даних.

4.2. Умови фізичного моделювання руху рідини зі змінною масою в напірних трубопроводах

Як відомо [94], в практиці проведення досліджень використовують два основних методи моделювання явищ: математичний і фізичний.

Математичне моделювання базується на розгляді і аналізі системи диференціальних рівнянь, які описують той чи інший процес на основі аналогії з іншим процесом, що описується рівняннями того ж типу.

Завдання фізичного моделювання – відтворення у зменшеному масштабі явища, що вивчається. Гідравлічне моделювання належить до фізичного моделювання гідравлічних процесів. Розумне поєднання вказаних методів під час моделювання роботи напірних каналів, що працюють зі змінною витратою вздовж шляху, дало можливість глибше вивчити механізми і основні фізичні закономірності явищ, що відбуваються.

У попередніх розділах цієї роботи показано, що на нинішній час існують загальновизнані вихідні диференціальні рівняння, за допомогою яких досить повно можна описати рух рідини у каналах, що працюють зі змінною витратою вздовж шляху. Є спроби, зокрема й авторів, різного ступеня обґрунтованості щодо їхнього розв'язку. Також існує досить багатий експериментальний матеріал з цього питання. Отже, прийняті

умови моделювання цього процесу, безумовно повинні базуватися на вже отриманих результатах.

Під час побудови моделі цього явища, в першу чергу було проаналізовано відповідні системи диференціальних рівнянь, які описують рух рідини в режимах від'єднання або приєднання рідини через отвори та щілини (1.8), (1.13).

Очевидно, що використані математичні моделі, містять деяку схематизацію гідравлічного явища, оскільки в їх основі лежать гіпотези, що базуються на припущеннях, використання яких вносить певну невизначеність. Але вони все-таки є відображенням найбільш суттєвих сторін процесу. За їх допомогою можна отримати інформацію про взаємозв'язок між основними факторами, які впливають на об'єкт, що моделюється, знайти шляхи управління ним, визначити параметри в точках факторного простору, в яких неможливе проведення безпосередніх вимірювань.

Під час фізичного моделювання вивчаємих потоків основною вимогою є забезпечення механічної подібності між моделлю і натурою, тобто їх геометричної, кінематичної і динамічної подібності. Інакше кажучи, необхідно щоб для моделі і натури стверджувався закон Ньютона, згідно з яким явища, що мають однакову фізичну природу, повинні мати однакове значення однойменного критерія подібності, тобто:

$$Ne = \frac{Fl}{MV^2} = \frac{F}{\rho V^2 l^2} = idem . \quad (4.1)$$

Однак, як показує практика, виконання наведеної умови можливе тільки в дуже вузькому діапазоні зміни параметрів.

Окрім цього, для забезпечення подібності необхідно правильно сформулювати умови однозначності, тобто визначити ті ознаки, які належать і однозначно характеризують вивчаємий процес. До них відносять граничні і початкові умови. До складу граничних умов треба перш за все внести геометричні розміри каналів, отворів перфорації і співвідношення між ними, зокрема на початку і в кінці труби.

Також необхідною умовою подібності є забезпечення фізичної подібності середовищ, в яких протікає явище, тобто в'язкості і густини рідини. Аналогічним має бути і режим руху потоку.

Використовувана математична модель і умови однозначності мають бути повними і коректними. Термін “повний” означає, що є достатня кількість незалежних рівнянь для визначення залежних величин і, крім цього, математична модель відповідає фізичній задачі з достатньою точністю в досліджуваному діапазоні зміни впливаючих змінних.

Термін “коректність” характеризує постановку математичної задачі і належить до умов однозначності. Вважається, що задача поставлена коректно, якщо існує єдиний розв’язок рівняння з системою умов однозначності, від яких воно залежить безперервно.

Зазвичай, для описання руху рідини в напірних трубопроводах використовується система диференціальних рівнянь Нав’є-Стокса, яка являє собою спеціальний варіант запису другого закону Ньютона для опису руху суцільного матеріального середовища, внутрішні напруження якого пропорційні швидкості деформації елементів його об’єму. В сукупності з рівнянням нерозривності вона може однозначно визначати основні гідродинамічні характеристики нестисливого ламінарного потоку. Записавши їх у координатній формі, отримаємо [95]

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial U_i}{\partial x_k} u_k = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_k^2} \quad (4.2)$$

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0, \quad (4.3)$$

де U – швидкість у розглядуваній точці.

Очевидно, що при забезпеченні подібності, дані рівняння будуть загальними для натурального (реального) і модельного потоків, але їх складові зміняться в масштабі моделювання. Тобто, кожна з гідродинамічних характеристик, які входять в ці рівняння, для модельного потоку буде відрізнятися від її значення для природи на якусь постійну величину α , яку називають масштабом моделювання. Причому, ці масштаби (константи подібності) можуть бути різними для кожного з параметрів. Вони також будуть мати різні значення у разі переходу від однієї моделі до другої, і залишатися постійними в усіх східних точках даної системи.

З урахуванням цього, запишемо для моделі значення всіх величин, що входять в рівняння (4.2), (4.3), які описують рух потоку в натурі [130]

$$\begin{aligned}\hat{U}_i &= \alpha_U U_i; & \hat{U}_k &= \alpha_U U_k; & \hat{t} &= \alpha_t t; & \hat{x}_i &= \alpha_l x_i; & \hat{x}_k &= \alpha_l x_k; \\ \hat{F}_i &= \alpha_F F_i; & \hat{\rho} &= \alpha_\rho \rho; & \hat{p} &= \alpha_p p; & \hat{v} &= \alpha_v v.\end{aligned}\quad (4.4)$$

Підставивши (4.4) у вихідну систему, отримаємо її для модельного потоку у вигляді

$$\frac{\alpha_U}{\alpha_t} \frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\alpha_U^2}{\alpha_l} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} U_k = \alpha_F F_i - \frac{\alpha_p}{\alpha_\rho \alpha_l} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\alpha_v \alpha_U}{\alpha_l^2} v \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_k^2} \quad (4.5)$$

$$\frac{\alpha_U}{\alpha_l} \sum_{i=1}^3 \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0. \quad (4.6)$$

За умови гідродинамічної подібності натурального і модельного потоків має місце рівність коефіцієнтів при всіх членах, тобто

$$\frac{\alpha_U}{\alpha_t} = \frac{\alpha_U^2}{\alpha_l} = \alpha_F = \frac{\alpha_p}{\alpha_\rho \alpha_l} = \frac{\alpha_v \alpha_U}{\alpha_l^2}. \quad (4.7)$$

За подібності вихідних систем (4.2), (4.3) і (4.5), (4.6) із співвідношення (4.7) можна скласти чотири безрозмірні комплекси, а саме:

$$\frac{\alpha_U^2}{\alpha_l} = \frac{\alpha_U}{\alpha_t}; \quad \frac{\alpha_U^2}{\alpha_l} = \alpha_F; \quad \frac{\alpha_U^2}{\alpha_l} = \frac{\alpha_p}{\alpha_\rho \alpha_l}; \quad \frac{\alpha_U^2}{\alpha_l} = \frac{\alpha_v \alpha_U}{\alpha_l^2}. \quad (4.8)$$

Підставивши у співвідношення (4.8) їх значення з (4.4), отримаємо критерії і умови часткової подібності натурального і модельного потоків [51]:

$$\begin{aligned}Sh &= \frac{Ut}{l} = \frac{\hat{U}\hat{t}}{\hat{l}} \text{ – критерій Струхаля;} \\ Fr &= \frac{U^2}{gl} = \frac{\hat{U}^2}{\hat{g}\hat{l}} \text{ – критерій Фруда;} \\ Eu &= \frac{p}{\rho U^2} = \frac{\hat{p}}{\hat{\rho}\hat{U}^2} \text{ – критерій Ейлера;} \\ Re &= \frac{Ul}{v} = \frac{\hat{U}\hat{l}}{\hat{v}} \text{ – критерій Рейнольдса.}\end{aligned}\quad (4.9)$$

У разі підстановки, замість масштабів довжин x і \hat{x} , використано довжини l і \hat{l} , так як в критерії повинні входити не змінні координати, а характерні довжини тієї ж розмірності.

З урахуванням викладеного, система вихідних рівнянь набуває вигляду

$$\frac{1}{Sh} \frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial U_i}{\partial x_k} U_k = \frac{1}{Fr} F_k - Eu \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_k^2} \quad (4.10)$$

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0. \quad (4.11)$$

Оскільки в роботі розглядається усталений рух нестисливої рідини, то критерій Струхалія і, відповідно, перший член в рівнянні (4.10), випадають.

Розглядаючи критерій Ейлера, слід зауважити, що він залежить від величини діючого тиску p , яка не задана. Але p є залежною змінною від швидкості V , яка визначається через число Рейнольдса. Отже, критерій Eu не є самостійним, а визначається через Re , тобто

$$Eu = f(Re). \quad (4.12)$$

В даному дослідженні моделюється робота напірних розподільчих і збірних трубопроводів для яких, як відомо, переважаючим є вплив сил в'язкості і конвективних сил інерції. За такої умови, впливом масової сили (сили тяжіння), а відповідно і критерієм Фруда, можна знехтувати. Отже, часткова подібність явищ в розглядуваному випадку буде забезпечуватися рівністю і постійністю числа Рейнольдса, а саме

$$Re = \frac{F}{\mu V l} = \frac{\rho l^2 V^2}{\mu l V} = \frac{l V}{\nu} = idem. \quad (4.13)$$

Як показують результати проведених раніше досліджень і аналіз роботи реальних трубопровідних систем, які працюють зі змінною витратою вздовж шляху, рух рідини в них здійснюється з досить великими швидкостями і практично завжди носить турбулентний характер. Для описання руху в цьому випадку зазвичай використовують рівняння Рейнольдса, які є простішою модифікацією рівнянь Нав'є-Стокса, для характеристики середньостатистичних величин [126]

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_k \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\nu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_k} - \overline{U'_i U'_j} \right) \quad (4.14)$$

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (4.15)$$

де \bar{U} – осереднена швидкість в точці.

Наявність в потоці пульсацій швидкості і тиску під час турбулентного руху в напірному трубопроводі суттєво ускладнює картину течії. Як відомо, за такої вимоги втратами напору, які пов'язані з молекулярною в'язкістю, нехтують, а визначаючими будуть втрати, що виникають внаслідок дії турбулентних напружень

$$\tau_{ij} = \rho \overline{U'_i U'_j},$$

де U'_i і U'_j – відповідні пульсаційні складові швидкості.

Відомо, що за умови забезпечення кінематичної подібності потоків, масштаб турбулентних пульсаційних складових швидкості має дорівнювати масштабу осереднених швидкостей, тобто $\alpha_{u'_i} = \alpha_{u'_j} = \alpha_{\bar{u}}$. Також вважають, що масштабний коефіцієнт осереднених швидкостей дорівнює масштабному коефіцієнту середніх швидкостей, а саме $\alpha_{\bar{u}} = \alpha_V$. З цього слідує, що множник α повинен бути постійним для всього поля швидкостей в конкретному перерізі потоку [133].

Якщо розглядати ефект від взаємодії пульсацій, як самостійну величину, то буде справедливим співвідношення

$$\alpha \overline{U'_i U'_j} = \alpha_V^2 \quad \text{або} \quad \overline{U'_i U'_j} = k V^2,$$

де k – експериментальний коефіцієнт.

Наведена залежність дає змогу зробити висновок, що для подібності турбулентних потоків, окрім подібності середніх і осереднених швидкостей необхідно мати подібність пульсаційних характеристик. За даними Л.Г. Лойцяньського [95], подібність турбулентних потоків рекомендується оцінювати за критерієм Кармана

$$Ka = \frac{\sqrt{\overline{U'^2}}}{\bar{U}} = idem. \quad (4.16)$$

Останнє співвідношення характеризує ступінь інтенсивності турбулентності. З нього слідує, що для забезпечення подібності турбулентних потоків, в усіх точках течії необхідно виконання умови

$$\frac{\overline{U'_i U'_j}}{\bar{U}^2} = idem. \quad (4.17)$$

Окрім інтенсивності пульсацій, турбулентні потоки зазвичай характеризуються і їх масштабом $l = \overline{U'T}$, де $1/T$ – частота пульсацій. За рахунок наявності різної частоти і інтенсивності пульсаційних величин, кожний переріз каналу має свій енергетичний спектр, який характеризується відповідними коефіцієнтами кореляції r_x

$$r_x = \frac{\overline{U'_x(x_0)U'_0(x_0 + x)}}{(U'_x)^2}, \quad (4.18)$$

де U'_x, U'_0 – величина пульсації в точках з координатами, відповідно, x_0 і $x_0 + x$.

Спектральні функції у подібних потоків мають описуватися однаковими кривими розподілу.

Наведене дає змогу зробити висновок, що для подібності усталених напірних турбулентних потоків, окрім виконання критеріїв подібності, для осереднених характерних течій (Re , Eu), є необхідним забезпечення виконання критерію турбулентності (Ca) і подібності кривих розподілу спектральних функцій. Причому, ці умови повинні зберігатись в усіх перерізах за довжиною основного потоку, що в загальному випадку, досить складно, оскільки довільні місцеві опори можуть суттєво змінити турбулентні характеристики на різних ділянках каналу.

У такій ситуації, якщо це відповідає умовам роботи реальних трубопроводів, під час проведення експериментальних досліджень слід визначити область автомодельності за основним визначаючим критерієм (в розглядуваній задачі це критерій Re). Тоді, у разі зміни Re , гідродинамічні параметри (осереднені і пульсаційні) змінюватись не будуть, а під час моделювання необхідне дотримання тільки геометричної подібності і подібності гідравлічних характеристик потоку у відповідних перерізах натури і моделі. Такими гідравлічними характеристиками, в розглядуваному випадку руху рідини в каналі зі змінною витратою вздовж шляху, є гідравлічний коефіцієнт тертя λ і коефіцієнт витрати μ (під час витікання або втікання рідини через отвори або щілини в турбулентному режимі).

Розглянемо варіант роботи напірного каналу, витікання або втікання рідини в який здійснюється через отвори і щілини в його бічній поверхні. Як було зазначено, розглядувані трубопровідні системи

належать до лінійних споруд, у яких довжина набагато перевищує їх поперечні розміри. В цьому випадку для описання усталеного турбулентного руху нестисливої рідини в них слід використовувати одновимірне рівняння Рейнольдса (4.14). Виразивши в ньому втрати енергії (напору) за довжиною, що виникають за рахунок комплексного впливу витікаючих (втікаючих) турбулентних струмин, через величину гідравлічного коефіцієнта тертя λ , для каналу постійного поперечного перерізу з постійною перфорацією бічних стінок вздовж шляху α_n , отримаємо відоме рівняння руху рідини зі змінною витратою в напірних трубопроводах (1.8)

$$\frac{dH}{dx} + \frac{A}{g} V \frac{dV}{dx} + \frac{\lambda V^2}{D 2g} = 0. \quad (4.19)$$

Рівняння нерозривності при цьому набуде форми рівняння витікання з отвору (1.13), яке може бути представлене у вигляді

$$\frac{dV}{dx} = \mp \mu_p \frac{\alpha_n}{\Omega} \sqrt{2gh}, \quad (4.20)$$

де $dV = dQ/\Omega$.

Як показано в розділі 5 цієї роботи, під час напірного рівномірного руху в'язкої нестисливої рідини гідравлічний коефіцієнт тертя λ_0 є функцією таких величин

$$\lambda_0 = \psi \left(\text{Re}, \frac{\Delta_{ek}}{D}, \frac{V_o}{V}, f \right), \quad (4.21)$$

тобто, залежить від критерію Рейнольдса потоку, еквівалентної шорсткості матеріалу стінок каналу, співвідношення швидкостей потоку в отворі і в перерізі, відношення площі отворів перфорації до площі перерізу каналу.

Коефіцієнт витрати одиночного отвору під час витікання нестисливої рідини в нерухоме середовище або в атмосферу залежить від таких параметрів

$$\mu_o = \psi \left(\text{Re}, \text{Re}_o, \frac{V_o}{V}, \frac{\delta_{cm}}{d_o} \right), \quad (4.22)$$

а саме, від критерію Рейнольдса потоку і струминки, співвідношення діаметра отвору і товщини стінок, форми отвору.

Наведені залежності враховують нерівномірний характер руху рідини за довжиною перфорованого трубопроводу. Враховуються також конструктивні особливості труб і взаємний вплив основного транзитного потоку в каналі і відділяємих або приєднаних за його довжиною струминок рідини.

Для подальшого аналізу введемо до вихідних диференціальних рівнянь масштабні коефіцієнти. Спочатку розглянемо рівняння (4.20), маємо:

$$\alpha_V dV = \alpha_\mu \alpha_U \mu_p f \sqrt{2gh}. \quad (4.23)$$

Тут і далі в тексті вважається, що масштаб прискорення вільного падіння $\alpha_g = 1$.

В залежностях (4.21), (4.23) $f = \alpha_n l / \Omega$ – представляє безрозмірний конструктивний коефіцієнт, який дорівнює відношенню площі перфорації бічних стінок каналу до площі його поперечного перерізу. Для натурального і модельного каналів, при збереженні геометричної подібності, він повинен мати однакове значення, тобто $f_n = f_m$. Очевидно, що добуток $\mu_p f = \bar{f}$ – скважність трубопроводу.

Під величиною $\sqrt{2gh}$ розуміємо швидкість витікання або втікання струминки нев'язкої рідини.

Зберігаючи гідродинамічну подібність натурального і модельного потоків, будемо мати

$$\alpha_V = \alpha_\mu \alpha_U \quad \text{або} \quad \alpha_\mu = \frac{\alpha_V}{\alpha_U} = \alpha \left(\frac{V}{U} \right). \quad (4.24)$$

Отримана залежність свідчить про те, що у випадку збереження геометричної подібності, подібність по коефіцієнту витрати μ_p буде залежати, окрім характеристик приведених в (4.22), ще і від забезпечення подібності співвідношення швидкостей основного транзитного і від'єднуваного (приєднуваного) потоків (U/V) . Справедливим буде і зворотнє твердження.

Слід також зазначити, що збільшення співвідношення (U/V) , має призводити до зростання значення коефіцієнта витрати μ_p . Ця обставина підтверджується результатами існуючих експериментальних досліджень.

Підставивши вираз (4.24), в загальне диференційне рівняння (4.19) і, ввівши масштабні коефіцієнти, отримаємо

$$\alpha_H dH \mp \alpha_V \alpha_\mu \alpha_U \frac{A}{g} \mu_p f \sqrt{2gh} V dV + \alpha_\lambda \alpha^2_V \lambda_p \frac{l}{D} \frac{V^2}{2g} = 0. \quad (4.25)$$

З останнього виразу для гідродинамічно подібних потоків знаходимо співвідношення $\alpha_H = \alpha_V \alpha_\mu \alpha_U = \alpha_\lambda \alpha^2_V$, звідки:

$$\alpha_\lambda = \alpha_\mu \frac{\alpha_U}{\alpha_V} = \alpha_\mu \alpha \left(\frac{U}{V} \right). \quad (4.26)$$

Або, використавши (4.24), остаточно визначаємо

$$\alpha_\lambda = 1. \quad (4.27)$$

Вираз (4.27) означає, що гідравлічний коефіцієнт тертя натури дорівнює гідравлічному коефіцієнту моделі ($\lambda_n = \lambda_m$). А це, за умови забезпечення геометричної подібності каналів (зокрема виступів шорсткості матеріалу стінок), також можна розглядати як умову подібності натурного і модельного потоків.

Те ж саме стосується коефіцієнта опору перфорованих трубопроводів, отримаємо:

$$\zeta_{l,n} = \lambda_n l_n / D_n = \zeta_{l,m} = \lambda_m l_m / D_m \quad \text{або} \quad \alpha_{\zeta_l} = 1. \quad (4.28)$$

Цей комплекс зв'язує масштаби поперечних і повздожніх розмірів каналу. У випадку використання каналів некруглого перерізу, замість дійсного діаметра (D) слід приймати значення еквівалентного діаметра ($D_{ек} = \frac{2ab}{a+b}$).

Корисним, для перерахунку дослідних даних на натурні умови, а також під час аналізу характеристик розглядуваних труб, є комплексний

параметр $\frac{\zeta_{lp}}{f} = \frac{\lambda_p l / D}{\mu_p \alpha_n l / \Omega}$, який, за умови подібності коефіцієнта

витрати μ_p , може слугувати умовою подібності потоків.

Як вже було зазначено, наведені дані щодо моделювання і перерахунку характеристик перфорованих трубопроводів справедливі, коли рух потоку в них здійснюється в автотельній області за числом Рейнольдса. Це стосується, як руху основного потоку, так і руху від'єднаних або приєднаних до нього турбулентних струмин.

Відомо, що для забезпечення подібності роботи натури та моделі в зоні автомодельності необхідно, щоб число Рейнольдса на моделі перевищувало величину, що відповідає нижній границі автомодельної зони (Re_{zp}).

Для умов рівномірного руху в трубопроводах із суцільними стінками запропоновано емпіричні залежності для визначення Re_{zp} . Так, наприклад, за даними [126]

$$Re_{zp} = \frac{84R}{k\sqrt{\lambda}} = \frac{21D}{k\sqrt{\lambda}}, \quad (4.29)$$

де k – дослідний коефіцієнт, який залежить від матеріалу стінок трубопроводу.

За такої умови обов'язково має забезпечуватись подібність потоків по числу Ейлера і рівність значень гідравлічного коефіцієнта тертя. Загальноприйнятим вважається, що у разі забезпечення даних умов, автомодельність настає вже за чисел Рейнольдса $Re > 30000$ [4]. Пульсації швидкості в цьому випадку мають функцію розподілу близьку до нормального закону, а параметр U'/U_* практично не залежить від Re (тут $U_* = \sqrt{\tau_0/\rho}$ – динамічна швидкість; τ_0 – напруження тертя на стінці каналу).

Для розподільних і збірних трубопроводів, які працюють за умов нерівномірного руху, втікаючі і витікаючі струминки відтісняють ядро основного потоку від стінок каналу і дуже інтенсивно перемішують його, суттєво збільшуючи загальну турбулізацію. Такий характер течії кардинально відрізняється від рівномірної. Залежності для визначення Re_{zp} в цьому випадку в сучасній вітчизняній і зарубіжній спеціальній літературі відсутні.

Як показано в цьому розділі, при роботі в режимі приєднання, турбулентний режим руху відмічався вже при числах $Re \cong 300$.

З нашої точки зору, умови руху потоку в розглядуваному випадку ближчі до відривних течій, які мають місце у разі раптової зміни форми русла або обтіканні перешкоди.

У роботах [4; 7] показано, що для таких потоків вплив зміни числа Re стає несуттєвим вже за $Re \geq 3000$. За наявності фіксованих точок відриву, за умови що в усіх зонах має місце турбулентний рух, автомодельність настає за $Re \approx 10000$.

Аналіз існуючих літературних даних і особисті дослідження турбулентних характеристик вивчаємих потоків, дають підставу, в першому наближенні, оцінити граничну величину числа Рейнольдса, за умови перевищення якої, течії можна вважати автономними, в межах не більше $Re_{cr} \cong 10000 - 12000$.

Для струмин, які витікають або втікають в трубопровід через отвори перфорації, вважається, що автономність за числом Рейнольдса настає при $Re > 1000$ [4].

Наведені результати дають змогу раціонально підбирати характеристики модельних установок і здійснювати відповідні перерахунки вимірних величин на натуру. Крім того, і для цього є всі можливості (в зв'язку з відносно невеликими поперечними розмірами реальних перфорованих трубопроводів), провести тестові дослідження на них, а потім, за необхідності, скорегувати отримані результати.

4.3. Планування експерименту, експериментальні установки і вимірювальне обладнання

Планування експерименту – оптимальне управління експериментом за неповних відомостей про механізм явища [109]. Метою планування експерименту є можливість отримати максимальний об'єм корисної інформації під час найкращого контролю і мінімальній витраті часу на її обробку [112].

Планування базується на математичній теорії експерименту, основою якої є математична статистика. Застосування останньої виправдане тим, що, зазвичай, у більшості експериментів їх результати зв'язані деякою невизначеністю.

За методикою проведення експерименти розрізняють на пасивні, активні і активно-пасивні.

Пасивні експерименти базуються на реєстрації вхідних і вихідних параметрів, які характеризують об'єкт досліджень, без втручання в нього в процесі проведення. Використання математико-статистичних методів в цьому випадку здійснюється тільки після закінчення експерименту для обробки зібраних даних. Дослідження впливу сукупності факторів на результати експерименту проводиться за умови,

що змінюється тільки один із факторів, у разі фіксованих значень всіх інших.

Активний експеримент передбачає можливість активного впливу на досліджуваний об'єкт. Використовуючи методи активного експерименту, математичне описання будується у вигляді сукупності статистичних і динамічних вихідних характеристик об'єкта, які реєструються під час подачі на його входи спеціальних збуджуючих впливів.

Активно-пасивний експеримент характеризується тим, що під час його проведення, одна частина даних просто реєструється, а друга, крім того, обробляється в процесі експерименту і використовується під час розробки управляючих впливів.

У принципі, довільна реальна система, що досліджується, може піддаватися необмеженій множині впливів. Але, під час проведення конкретного експерименту, необхідно визначити групу основних управляючих незалежних впливів (факторів).

У теорії планування експериментів фактором називають незалежну змінну, яка може слугувати одним з можливих способів впливу експериментатора на об'єкт досліджень.

Аналіз існуючих матеріалів по роботі трубопроводів, що працюють з роздачею або зі збором рідини вздовж шляху, а також власні дослідження, дали змогу зупинитися на трьох основних факторах.

Для каналів, в яких надходження або витікання рідини за їх довжиною здійснюється через отвори і щілини в турбулентному режимі, це будуть: l/D – відносна довжина трубопроводу; $f = \alpha_n l / \Omega$ – конструктивний параметр; Q – витрата.

Вибрані в експерименті фактори не є взаємозамінними, тобто, можливо встановлення кожного з них на довільному рівні незалежно від інших. Вони також є сумісними і керованими, а це означає, що всі їх комбінації можуть бути здійснені на моделі і підтримуватись необхідний час.

Очевидно, що кожен з наведених факторів має певну область визначення своїх значень. Вона визначається умовами роботи реальних трубопроводів, а також реальними можливостями експерименту.

Досліджуючи розподільні і збірні трубопроводи, на аеродинамічній моделі, у яких зміна витрати здійснюється через отвори

і щілини в турбулентному режимі, відносна довжина змінювалась від $(l/D)_{\min} = 6,6$ до $(l/D)_{\max} = 20$. На гідравлічній моделі $(l/D) = 100 - 1000$. Зміна конструктивного параметра $f = \alpha_{\text{н}} l / \Omega$ становила від 0,3 до 2,8.

У дослідах, у разі кожного постійного значення фактора l/D , інтервал зміни інших факторів (f, Q), відповідно до існуючих рекомендацій [100], приймався таким чином, щоб число рівнів зміни для них дорівнювало мінімум 5.

Було зазначено, що представлені в роботі експериментальні дослідження авторів з визначення осереднених гідродинамічних характеристик розглядуваних потоків, не є піонерними. У спеціальній літературі представлено певний емпіричний матеріал з вивчаємого питання. У зв'язку з цим, планування і проведення дослідів нами здійснювалось за різними планами.

У випадках, коли в розглядуваному діапазоні зміни конструктивних характеристик досліджуваних труб, дані експериментальних вимірювань інших авторів відсутні, наші дослідження здійснювались за повним класичним планом, який, являє собою просту послідовність однофакторних експериментів. За такої умови, для зменшення впливу на отримані результати зовнішніх випадкових подразнень (погодні умови, працездатність експериментатора, сторонні механічні впливи та ін.), нами в окремих випадках використовувалась часткова рандомізація класичного плану.

У діапазонах зміни конструктивних характеристик розглядуваних труб, для яких відомі окремі, а іноді і досить об'ємні результати експериментів, нами проводились вимірювання з використанням факторних рандомізованих планів.

Відповідно до складеного плану експериментів, для дослідження кінематичних характеристик напірних розподільних і збірних трубопроводів, що працюють зі змінною витратою вздовж шляху, в лабораторії гідравліки Київського національного університету будівництва і архітектури були змонтовані відповідні експериментальні стенди.

Оскільки завданням цих досліджень не було вивчення конкретної установки для розподілу або збору рідини, то основні конструктивні параметри моделей визначалися з таким розрахунком, щоб вони по можливості найбільш повно врахували умови роботи реальних систем.

З метою максимально можливого охоплення діапазону конструктивних характеристик розглядуваних труб, експериментальні дослідження проводились на двох стендах – аеродинамічному і гідравлічному. На аеродинамічному стенді вивчалися характеристики відносно коротких трубопроводів, робочою рідиною за такої умови слугувало повітря.

Схему аеродинамічного стенду наведено на рис. 4.1.

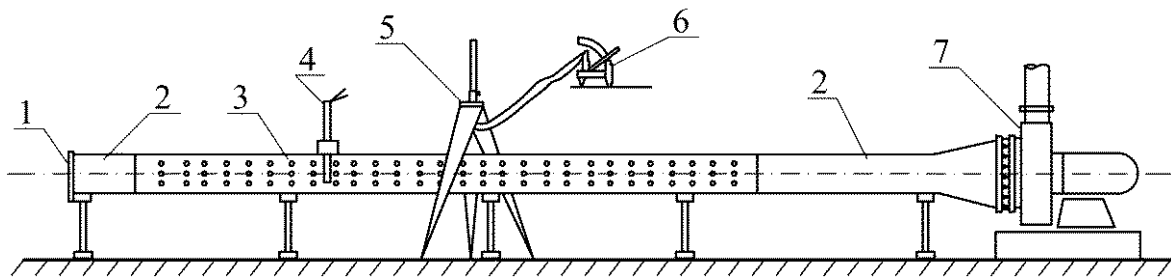


Рис. 4.1. Схема аеродинамічної експериментальної установки:

- 1 – заглушка; 2 – суцільна ділянка труби; 3 – досліджуваний трубопровід (перфорована ділянка); 4 – тензометричний датчик; 5 – координатник з вимірювальною трубкою; 6 – мікроманометр; 7 – вентилятор з електродвигуном

Як основний дослідний зразок використовувався сталевий електрозварний трубопровід $D = 159 \times 4,5$ мм, загальною довжиною $L = 4,0$ м. За такої умови довжина робочої перфорованої частини складала $l = 3,0$ м. Дійсний внутрішній діаметр труби визначався до свердління отворів, шляхом заповнення її водою з наступним визначенням об'єму останньої. У результаті дійсний внутрішній діаметр склав 150,2 мм. Перфорація в трубі влаштовувалась у вигляді отворів діаметром $d_o = 0,003$ м, з кроком $\Delta l = 0,03$ м, по 8 отворів в кожному поперечному перерізі (всього 800 отворів). У процесі роботи діаметр отворів збільшувався (спочатку $d_o = 0,006$ м, потім $d_o = 0,009$ м). Отвори розміщувалися по твірній трубопроводу перпендикулярно його повздожній осі.

Вимірювання профілю осереднених швидкостей і характеру п'єзометричної лінії здійснювались в 10 спеціально обладнаних створах, розташованих через 0,5 і 0,25 м.

Тиск і розрідження в робочому трубопроводі забезпечувались центробіжним вентилятором марки Ц 4-70 № 3,2, який був встановлений

на нерухомий монолітний фундамент. З метою виключення передачі вібрації від вентилятора на трубу, остання з'єднувалась з ним за допомогою гнучкої вставки. Крім того, трубопровід був прокладений на опори, під які встановлювались спеціальні ізолюючі прокладки. Залежно від експерименту, що проводився, кінець трубопроводу міг бути або заглушеним, або відкритим.

Як вже вказувалось, для розширення діапазону вимірюваних інтегральних характеристик розглядуваних трубопроводів, у цій же лабораторії, нами була змонтована окрема гідравлічна експериментальна установка. Її схему наведено на рис. 4.2.

Остання включає гідравлічний лоток з параметрами $L \times B \times H = 10 \text{ м} \times 0,6 \text{ м} \times 0,5 \text{ м}$. У кінці лотка для підтримки постійним необхідного рівня води було встановлено спеціальний щит. На висоті 0,1 м від дна лотка прокладалась досліджувана сталева труба діаметром $D = 22 \times 3,0 \text{ мм}$ загальною довжиною $L = 9,0 \text{ м}$. Довжина перфорованої частини труби склала 8,0 м. Стінки труби були перфоровані отворами діаметром $d_o = 0,003 \text{ м}$. У кожному перерізі бралось по чотири отвори, відстань між цими перерізами становила 0,1 м.

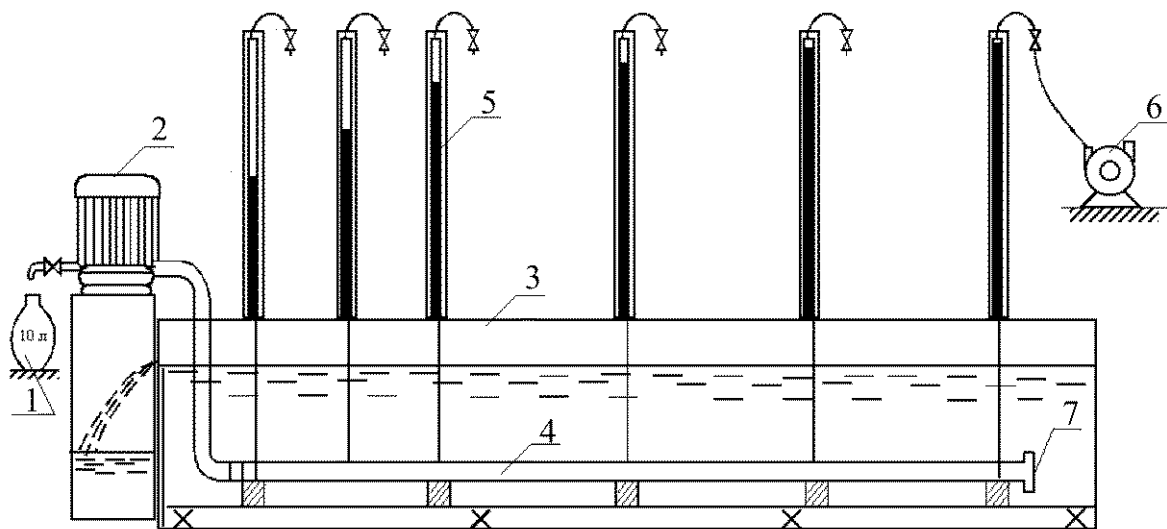


Рис. 4.2. Схема гідравлічної експериментальної установки:

- 1 – мірний об'єм; 2 – насос; 3 – гідравлічний лоток; 4 – досліджуваний трубопровід; 5 – п'єзометри; 6 – вакуум-насос; 7 – заглушка

Напірний рух води по трубопроводу забезпечувався насосом СЦВ-1.5М. Для можливості контролю забезпечення однакового рівня води в п'єзометрах і регулювання необхідного напору на початку труби

встановлювався вентиль. Характер зміни п'єзометричної лінії вздовж досліджуваного трубопроводу визначався за допомогою п'єзометрів, приєднаних до труби через 1,0 і 2,0 м і виведених для зняття показників на спеціальний щит. Коректність замірів (відсутність бульбашок повітря) контролювалась по горизонту рівня води в лотку за відсутності руху.

Для виміру надлишкового тиску в дослідах на аеродинамічному стенді використовувався мікроманометр ЦАГІ. Динамічний тиск в окремих точках потоку в перерізі труби замірявся за допомогою трубки Піто-Прандтля.

Температура повітря контролювалась ртутним термометром з ціною поділки $0,2^{\circ}\text{C}$, барометричний тиск – барометром анероїдом, вологість – психрометром.

Під час досліджень на гідравлічному стенді замірювання величини п'єзометричного напору вздовж трубопроводів здійснювалось п'єзометрами, що представляли скляну трубку з внутрішнім діаметром 5 мм. Відлік знімався за міліметровою шкалою. Витрата в кінцевому перерізі збірного трубопроводу і через окремі отвори в розподільному проводилась мірною ємністю об'ємом 10 л, а час її наповнення визначався за секундоміром з ціною поділки 0,2 с.

Для виміру пульсаційних характеристик у відповідних точках перерізу розглядуваного потоку в експериментах застосовувався тензометричний датчик швидкості, виготовлений за аналогією з конструкціями і за методиками, розробленими Б.М. Егідісом [42] і Є.І. Павловим [122]. За такої умови, особиста частота коливальної системи датчика перевищувала частоту вимірюваних коливань у 20 разів, що задовольняє необхідним умовам [49].

Вказаний датчик вмикався в спеціально зібрану електричну схему, яка давала можливість отримувати електричні пульсації, що відповідають пульсаціям відповідних фізичних величин. Запис осцилограм пульсацій швидкості здійснювалось за допомогою шлейфового осцилографа Н-700. Статистична обробка результатів замірів проводилась на ЕОМ.

4.4. Методика вимірювань і обробки результатів

Для отримання достовірних даних на експериментальних стендах, для кожного з них, залежно від їх конструктивних і технологічних особливостей, було розроблено і використано відповідну методику проведення вимірювань.

Зміна гідродинамічних характеристик потоків у перфорованих трубопроводах досягалась кількома способами:

- прийняттям заданої відносної довжини трубопроводу за рахунок використання труб необхідної довжини і діаметра;
- створенням різного діючого напору. Для цього на стендах перекривався напірний патрубок насоса чи вентилятора або змінювався рівень води в лотку (для гідравлічного стенду);
- зміною перфорації бічних стінок трубопроводу, за рахунок заклеювання або відкриття отворів перфорації в певній послідовності і об'ємах, що відповідали прийнятому плану досліджень.

Досліджуючи осереднені характеристики розглядуваного руху на аеродинамічному стенді, у визначених точках всіх контрольних перерізів трубопроводів замірялись осереднені значення статичного і динамічного тисків p_x . Результати замірів пульсуючих величин додатково осереднювалися за часом.

Для підвищення надійності вимірів статичного тиску відлік за мікроманометром знімався у восьми точках по периметру для кожного з намічених перерізів. Величина надлишкового статичного тиску розраховувалась за формулою

$$P_{x(сер)} = \frac{\sum p_i k_m k_n}{n}, \quad (4.30)$$

де p_i – показання мікроманометру в кожній точці по периметру труби в контрольному перерізі x ; k_m – коефіцієнт, який визначається під час тарування робочого мікроманометра за еталонним; k_n – коефіцієнт кута нахилу шкали мікроманометра; n – число точок заміру в перерізі x .

Вимірюючи динамічний тиск ($p_{дин}$) трубкою Піто-Прандтля, в точках перерізу трубопроводу його значення знаходилось як середня величина від мінімум чотирьох незалежних замірів.

Осереднена швидкість в точці заміру визначалась за залежністю

$$\bar{U} = \sqrt{\frac{2p_{дин}}{\rho}}. \quad (4.31)$$

Вимірювання в кожному перерізі проводились в двох площинах: в перерізі отворів і в проміжному між ними. Загальна кількість точок виміру для одного перерізу дорівнювала двадцяти.

Витрату в перерізі трубопроводу визначали за методом “площа–швидкість” [7; 129]. Для цього поперечний переріз труби розбивався на 10 кільцевих майданчиків, які підбиралися таким чином, щоб точка виміру осередненої швидкості попадала на її середину. За такої умови вважалося, що швидкість руху рідини на всьому майданчику однакова. Тоді витрата, що проходить через неї, буде

$$Q_n = \bar{U}_n \omega_n, \quad (4.32)$$

де \bar{U}_n – осереднена швидкість на майданчику; ω_n – площа відповідного майданчика.

Загальну витрату в перерізі отримаємо, як суму витрат через всі визначені майданчики

$$Q_x = \sum_1^n Q_n. \quad (4.33)$$

Розділивши знайдену величину на площу поперечного перерізу в цьому створі, отримаємо середню швидкість потоку в ньому

$$V_x = \frac{Q_x}{\Omega_x}. \quad (4.34)$$

Витрату, що витікла або надійшла в трубу на ділянці між вимірюваними створами, знаходимо як різницю витрат у створах, що обмежують цю ділянку

$$Q_{dil} = Q_x - Q_{x-1}. \quad (4.35)$$

Знаючи середній статичний тиск на розглядуваній ділянці p_{dil} , змінний за довжиною трубопроводу коефіцієнт витрати отворів перфорації розраховуємо за відомою залежністю

$$\mu_{dil} = \frac{Q_{dil}}{\sum \omega_{dil} \sqrt{\frac{2p_{dil}}{\rho}}}, \quad (4.36)$$

де $\sum \omega_{dil}$ – сумарна площа отворів перфорації на ділянці між розглядуваними перерізами.

Гідравлічний коефіцієнт тертя на цій же ділянці досліджуваного трубопроводу визначаємо за формулою Дарсі

$$\lambda_{dil} = \frac{2D\Delta p_{dil}}{\rho \Delta l V_{x,dil}^2}, \quad (4.37)$$

де $\Delta p_{dil} = p_x - p_{x-1}$ – втрати тиску між досліджуваними перерізами;
 $V_{x,dil} = \frac{V_x + V_{x-1}}{2}$ – середня швидкість руху основного потоку між цими перерізами; Δl – відстань між перерізами.

Значення коефіцієнта кінетичної енергії (Коріоліса) і коефіцієнта кількості руху (Бусінеска) в досліджуваних створах знаходимо з використанням епюр швидкостей за відповідними формулами [7]:

$$\alpha_k = \frac{\int \bar{U}^3_n \omega_n}{V^3 \Omega}, \quad (4.38)$$

$$\alpha_b = \frac{\int \bar{U}^2_n \omega_n}{V^2 \Omega}. \quad (4.39)$$

Паралельно із замірами осереднених характеристик потоку, в тих же перерізах і точках, здійснювалось вимірювання пульсацій швидкості. Для чого, як вже вказувалось, використовувався спеціально відтарований двоконпонентний тензометричний датчик швидкості [121]. За допомогою останнього, в одній і тій же точці, одночасно фіксувалося дві компоненти швидкості, повздовжня і поперечна, або повздовжня і вертикальна. Для утримання суворої вертикальності руху і кута повороту приймального елемента застосовувався спеціально виготовлений фіксуєчий пристрій.

Оскільки електронний промінь має практично нульову інерційність, вважається, що вимірюваннями за його допомогою в дослідах вдалося реєструвати дійсні миттєві значення гідродинамічних величин [144].

Зазвичай під час вимірювань статистичних характеристик турбулентних пульсацій користуються осередненням не по множині реалізацій, а по одній реалізації достатньої протяжності T , яку можна визначати за наближеною залежністю [133]

$$T \approx 2\sqrt{2} \frac{T_0}{\varepsilon}, \quad (4.40)$$

де T_0 – інтервал кореляції; ε – задана відносна похибка.

Формулу (4.40) часто представляють у вигляді

$$T \approx 10^2 \sqrt{\alpha}, \quad (4.41)$$

де $\sqrt{\alpha}$ – величина прямо пропорційна інтервалу кореляції T_0 випадкового процесу і зворотно пропорційна характерній частоті ω_0 .

У нашому випадку можна взяти $\sqrt{\alpha} \approx 0,2$ с, тоді $T \approx 100\sqrt{0,2} \approx 45$ с.

Цей результат близький до величини, яка рекомендується в роботах А.Ф. Дмитрієва, М.М. Хлапука [38] і інших дослідників [11; 108; 150].

Під час обробки отриманих осцилограм пульсацій швидкості розрахунок числових характеристик статистичного ряду (моментів розподілу) здійснювався за такими алгоритмами [96]:

- математичне очікування (центральний момент першого порядку)

$$M_1 = \bar{U} = \frac{\sum_{i=1}^n U_i}{n}; \quad (4.42)$$

де U_i – миттєве значення реалізації; n – загальна довжина ряду (в дослідженнях бралось $n \geq 250$);

- дисперсія (центральний момент другого порядку)

$$M_2 = S_U = \frac{\sum_{i=1}^n (U_i - \bar{U})^2}{n-1}; \quad (4.43)$$

- середньоквадратичне відхилення

$$\sigma_U = S_U^{0.5}; \quad (4.44)$$

- коефіцієнт асиметрії (безрозмірна форма центрального моменту третього порядку)

$$K_a = \frac{M_3}{M_2^{1.5}}; \quad (4.45)$$

- коефіцієнт ексцесу (безрозмірна форма центрального моменту четвертого порядку)

$$K_e = \frac{M_4}{M_2^2}; \quad (4.46)$$

- кореляційний момент

$$M_{U_x U_y} = \frac{\sum_{i=1}^n (U_{xi} - \bar{U}_x)(U_{yi} - \bar{U}_y)}{n}; \quad (4.47)$$

- коефіцієнт кореляції

$$r_{U_x U_y} = \frac{M_{U_x U_y}}{\sigma_{U_x} \sigma_{U_y}}. \quad (4.48)$$

Під час проведення експериментальних досліджень визначалися і оцінювалися похибки отриманих результатів вимірів, величина яких залежала від використовуваних вимірювальних пристроїв і умов проведення дослідів, знаходимо:

- шукане значення вимірюваної величини \bar{y} , визначалося як середнє арифметичне (4.42);

- абсолютна похибка

$$\pm \delta = \bar{y} - y_i; \quad (4.49)$$

- відносна похибка кожного виміру (у відсотках)

$$\varepsilon_i = \pm \frac{\delta}{\bar{y}} 100; \quad (4.50)$$

- середньоквадратична похибка (середньоквадратичне відхилення (4.44));

- середня похибка (середньоарифметичне значення середньоквадратичного відхилення)

$$\sigma_0 = \frac{\sigma}{\sqrt{\bar{y}}}; \quad (4.51)$$

- точність вимірів

$$\eta = \frac{\sigma_0}{\bar{y}}; \quad (4.52)$$

- відносна похибка результатів серії вимірів (у відсотках)

$$\varepsilon = \pm \frac{\sigma_0 \alpha_{cm}}{\bar{y}}, \quad (4.53)$$

де α_{cm} – коефіцієнт Стюдента, який визначається за таблицею [131], залежно від величини довірчої ймовірності $\Phi_{cm} = 0,95$ і кількості замірів n .

У випадку, коли фізична величина y є функцією кількох незалежних змінних, тобто

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n), \quad (4.54)$$

то граничні абсолютна (δ) і відносна (ε) похибки функції визначалися за відповідними залежностями

$$\delta_{\varepsilon p} = \pm \left[\left| \frac{\partial f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)}{\partial x_1} dx_1 \right| + \left| \frac{\partial f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)}{\partial x_2} dx_2 \right| + \left| \frac{\partial f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)}{\partial x_3} dx_3 \right| + \dots + \left| \frac{\partial f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)}{\partial x_n} dx_n \right| \right], \quad (4.55)$$

$$\varepsilon_{\varepsilon p} = \pm d \ln(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n). \quad (4.56)$$

Тобто, гранична абсолютна похибка функції кількох незалежних змінних визначається сумою абсолютних величин всіх часткових диференціалів цієї функції, а гранична відносна похибка дорівнює диференціалу її натурального логарифма.

Дисперсія довільної функції має вигляд

$$S_r^2 = \left(\frac{\partial R}{\partial x_c} \right)_y^2 S_x^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial y_c} \right)_x^2 S_y^2, \quad (4.57)$$

тут S_x^2 , S_y^2 – дисперсії похибок вимірів окремих величин; x_c , y_c – середні значення відповідних вимірів; R – розрахункова функціональна математична залежність.

Наприклад, середньоквадратичне відхилення витрати, що проходить через отвір перфорації, визначалося за залежністю

$$\sigma_{q,o} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_o}{\partial Q_3} \sigma_{0,3} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_o}{\partial Q_{mp}} \sigma_{0,mp} \right)^2}, \quad (4.58)$$

де

$$Q_o = Q_3 - Q_{mp}, \quad (4.59)$$

тут Q_o – витрата через отвір; Q_3 – загальна витрата в перерізі; Q_{mp} – транзитна витрата; $\sigma_{0,3}$, $\sigma_{0,mp}$ – відповідно, середньоквадратичні відхилення загальної і транзитної витрати.

Для середньоквадратичного відхилення величини гідравлічного коефіцієнта тертя маємо

$$\sigma_\lambda = \sqrt{\left(\frac{\partial \lambda}{\partial \Delta H} \sigma_{\Delta H}\right)^2 + \left(\frac{\partial \lambda}{\partial Q_1} \sigma_{Q_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \lambda}{\partial Q_2} \sigma_{Q_2}\right)^2}, \quad (4.60)$$

де $\sigma_{\Delta H}$, σ_{Q_1} , σ_{Q_2} – середньоквадратичні похибки визначення різниці напорів ΔH , витрат Q_1 , та Q_2 на ділянці трубопроводу.

Нагадаємо, що середнє арифметичне характеризує результат дослідів, а дисперсія – точність цього результату.

У кінцевому результаті виконаного аналізу встановлено, що точність вимірюваних параметрів знаходилась в межах:

- під час визначення витрати на аеродинамічному стенді за допомогою діафрагм – до 5%;
- під час замірювання надлишкових статичних тисків в контрольних перерізах трубопроводів рідинним манометром типу ММН – до 3%;
- у розрахунку за дослідними даними гідравлічного коефіцієнта тертя в перфорованому трубопроводі – до 7%;
- те ж саме для коефіцієнта витрати отворів перфорації – до 5%.

Відтворюваність результатів експериментів, тобто можливість їх повторення в певних межах вимірів із заданим ступенем довірчої ймовірності $\Phi_{cm} = 0,95$, в роботі здійснювалась за критерієм Кохрена. За такої умови, розрахункове значення останнього визначалося за залежністю

$$K_{K_p} = \frac{S_{\max}^2}{\sum_{i=1}^m S_i^2}, \quad (4.61)$$

де S_{\max}^2 – найбільше значення дисперсій із числа розглядуваних паралельних серій m ; $\sum_{i=1}^m S_i^2$ – сума всіх дисперсій m серій дослідів.

Досліди вважалися відтворюваними (дисперсії однорідні) за умови

$$K_{K_p} \leq K_{K_m}, \quad (4.62)$$

де K_{K_m} – табличне значення критерію Кохрена, що відповідає довірчій ймовірності $\Phi_{cm}=0,95$, і береться залежно від числа паралельних серій дослідів m і числа ступенів свободи $q = n - 1$ [131].

У проведених дослідах ця умова виконувалась постійно.

Перевірка відповідності (адекватності) отриманих аналітичних залежностей даним експерименту здійснювалась за допомогою величини відхилень, що виникають під час розрахунку визначаємої функції, за вихідним рівнянням і даними експерименту, осередненими за числом повторів дослідів в точках факторного простору. Оцінка відхилень виконувалась за критерієм Фішера

$$K_{\Phi_p} = \frac{S^2_{ad}}{S^2_{відмв}}. \quad (4.63)$$

Дисперсія адекватності за такої умови знаходилась за формулою

$$S^2_{ad} = \frac{1}{n-b} \sum_{i=1}^n m_i (\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2, \quad (4.64)$$

де m_i – число паралельних дослідів в i -му рядку матриці планування; \bar{y}_i – середнє арифметичне функції відгуку з m паралельних дослідів; \hat{y}_i – значення функції відгуку, яке розраховане за вихідним рівнянням в i -му досліді; b – число значимих коефіцієнтів у рівнянні регресії.

Математичний опис функції відгуку вважається адекватним вивчаємому процесу у разі виконання умови

$$K_{\Phi_p} \leq K_{\Phi_m}, \quad (4.65)$$

де K_{Φ_m} – табличне значення критерію узгодженості (Фішера), яке відповідає довірчій ймовірності $\Phi_{cm} = 0,95$ і числу ступенів свободи q , що визначаються з виразів

$$q_1 = n - b; \quad q_2 = m(n - 1). \quad (4.66)$$

Ця умова в проведених дослідах також витримувалась постійно.

РОЗДІЛ 5

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ЇХ АНАЛІЗ

5.1. Загальні відомості

У цьому розділі, ми приводимо в основному експериментальні дані, які отримані нами особисто. За необхідності, даються посилання на дослідні дані інших авторів, якщо, з нашого погляду, отримані ними результати відповідають дійсній картині течії і виконані з необхідною точністю і достовірністю. В окремих випадках, ми також використовуємо емпіричні залежності щодо визначення необхідних коефіцієнтів, які побудовані авторами на базі цих досліджень і відповідають нашим підходам. За такої умови вони добре доповнюють і вписуються в отримані нами в результаті теоретичного аналізу розрахункові залежності.

5. 2. Дослідні кінематичні характеристики розподільних і збірних труб

5.2.1. Осереднені параметри

Трубопроводи з постійною витратою

Визначення кінематичних характеристик перфорованих трубопроводів здійснювалося на аеродинамічному стенді. Для можливості порівняння отриманих результатів спочатку проводилось вимірювання епюр осереднених швидкостей в трубопроводі без перфорації, потім за наявності просвердлених і заклеваних отворів. Тобто, під час роботи досліджуваного трубопроводу в усталеному рівномірному режимі руху рідини за умови гладких бічних стінок труби і з їх підвищеною шорсткістю.

Отримані профілі осереднених швидкостей наведені на рис. 5.1. Отже, вони відповідають загальноприйнятим уявленням про параметри рівномірного турбулентного руху в циліндричному трубопроводі і можуть бути описані логарифмічним або степеневим законом [4; 7]. Використовуючи залежність (4.38), було розраховано коефіцієнт кінетичної енергії α , а також місце розташування місцевої осередненої

швидкості, яка дорівнює за величиною середній швидкості в розглядуваному перерізі трубопроводу. Маємо $\alpha = 1,04$ і $y = 0,125r$. Ці дані добре узгоджуються з даними, наведеними в багатьох роботах, наприклад [11; 55; 65; 140].

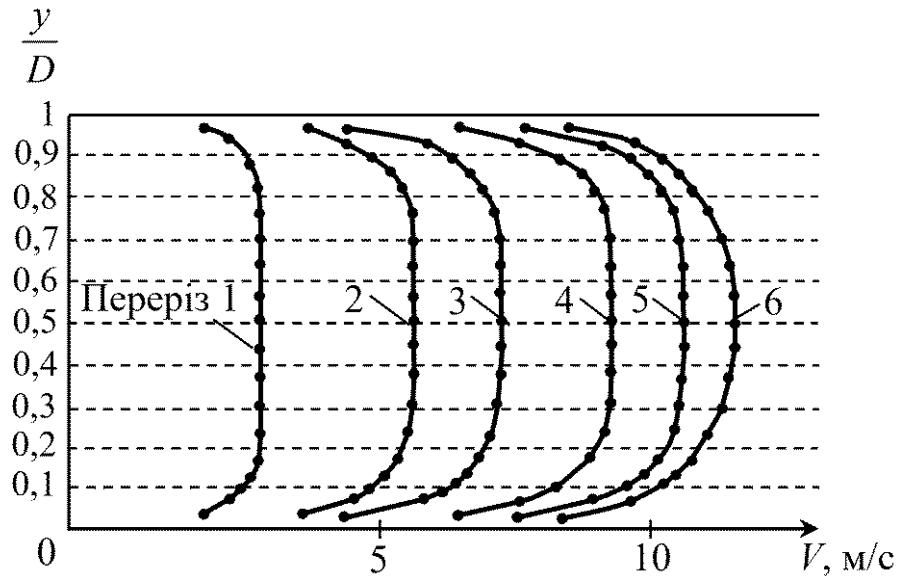


Рис. 5.1. Профіль осереднених швидкостей за умови рівномірного руху (без притоку і відтоку):

1 – $V = 3,0$ м/с; 2 – $V = 4,38$ м/с; 3 – $V = 5,29$ м/с;
 5 – $V = 6,48$ м/с; 3 – $V = 9,54$ м/с; 6 – $V = 10,18$ м/с.

Аналогічні вимірювання виконувались за умови просвердлених і відкритих отворів для випадку роздачі і збору рідини вздовж шляху. За цієї умови вимірювання епюр осереднених швидкостей здійснювалось окремо в площині просвердлених отворів і в площині, що розміщена на середині між отворами.

Розподільні трубопроводи

У дослідях величина конструктивного параметра $\bar{f} = \alpha_n l / \Omega$ змінювалась від $\bar{f}_{\min} = 0,3$ до $\bar{f}_{\max} = 2,8$. На рис. 5.2 (а, б) представлено ряд характерних профілів осереднених швидкостей, які отримані в перерізах за довжиною досліджуваного відносно короткого розподільника за умови $\bar{f}_1 = 1,07$; $\bar{f}_2 = 2,14$.

Аналіз наведених епюр показує, що в розподільному трубопроводі вони мають певну відмінність, порівняно з епюрами при рівномірному

русі. Очевидно, що в площині, яка проходить через отвори, ця відмінність суттєвіша ніж в площині між ними.

У випадку симетричного розміщення отворів в перерізі трубопроводу, епюри осереднених швидкостей носять симетричний характер (максимальна осереднена швидкість знаходиться на осі перерізу). У разі розміщення отворів перфорації або щілини тільки з однієї сторони симетричність швидкісного поля порушується і максимум осереднених швидкостей зміщується в протилежному від отворів напрямку.

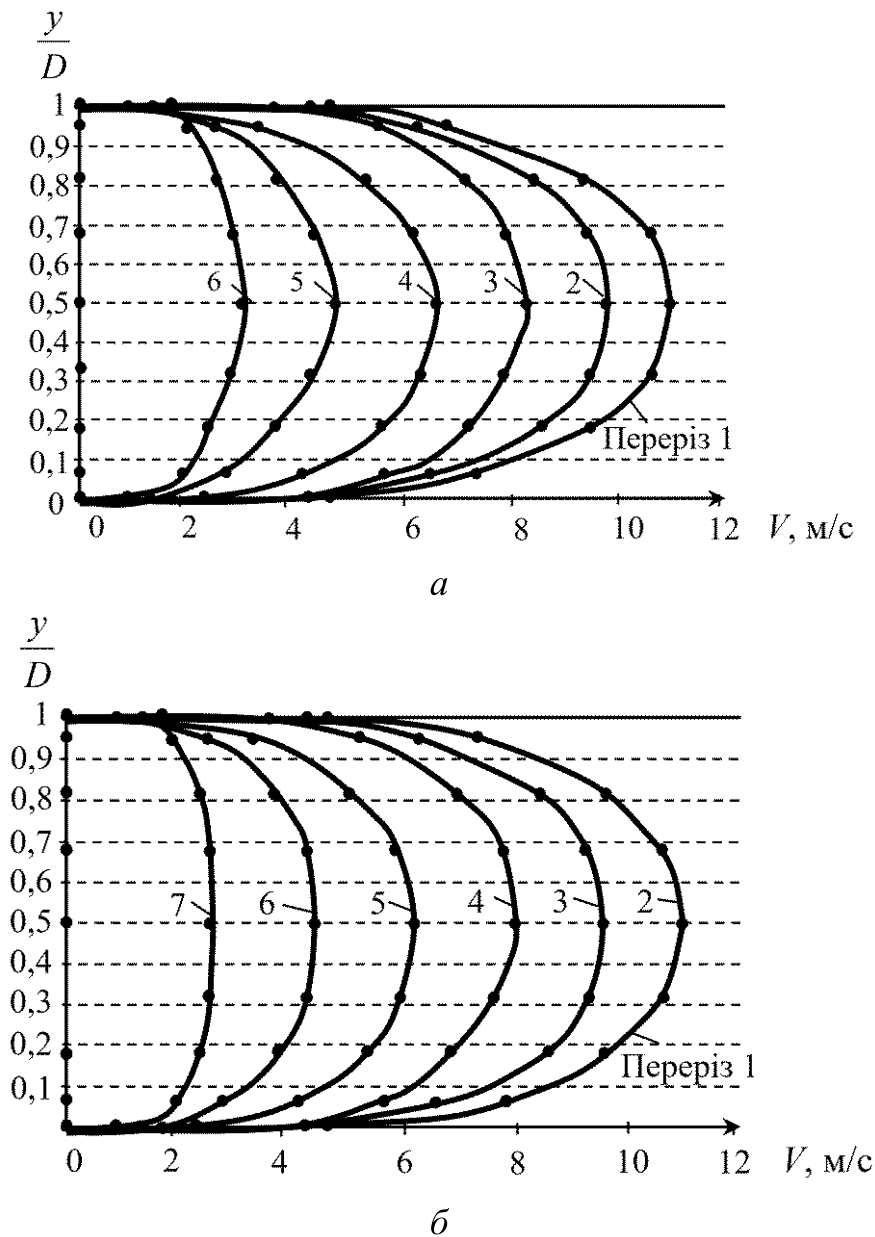


Рис. 5.2. Профіль осереднених швидкостей у випадку руху з від'єднанням:

$$a - \bar{f} = 1,07; \quad б - \bar{f} = 2,14$$

Наявність відмінностей між епіюрами осереднених швидкостей рівномірного і розглядуваного рухів можна пояснити тим, що існування безперервного відтоку за довжиною викликає додаткове перемішування основного потоку і перенесення маси рідини з однієї частини перерізу в іншу, а саме, від ядра до стінок. Витікання частини рідини через отвори у бічній стінці призводить до зменшення витрати в пристінній зоні, що викликає відповідне зниження величини осередненої швидкості в них. У зв'язку з цим, графічно епіюри осереднених швидкостей мають дещо витягнутий вздовж осі труби профіль [89; 142]. Причому, ця тенденція посилюється під час збільшення інтенсивності відтоку за довжиною або, що те ж саме, збільшення частини відділяємої рідини проти основного потоку [91].

У ході експериментів визначався також вплив транзитної витрати на кінематичні характеристики потоків, що працюють з від'єднанням рідини вздовж шляху. Результати замірів епіюр осереднених швидкостей за різних співвідношень транзитної і шляхової витрат свідчить про те, що наявність транзитного потоку призводить до вирівнювання епіюр швидкостей. Під час збільшення долі транзиту форма епіюр наближається до стандартного вигляду, як під час розвиненого турбулентного руху в трубопроводах із суцільними стінками [46].

Оцінка отриманих даних дає змогу зробити висновок, що в загальному випадку, епіюра осереднених швидкостей вздовж шляху носить складний просторовий характер. Чим більша відстань між отворами перфорації в перерізі, тим викривлення епіюр більше. У місцях наявності отвору горизонтальна швидкість основного потоку менша, в проміжках між отворами – більша. Зближення отворів між собою і зменшення їх діаметра призводить до зменшення сумарного впливу відділяємих струминок на основний потік і до вирівнювання просторового характеру епіюр. Очевидно, що наявність відтоку і додаткового перемішування потоку в перерізі труби призводить до підвищення витрат енергії течії в трубі і, відповідно, до певного збільшення гідравлічного коефіцієнта тертя λ_p порівнюючи з його значенням у випадку рівномірного руху λ_0 .

Чисельно зміну інтенсивності відтоку рідини зручно характеризувати співвідношенням між швидкістю її витікання через бічні стінки в перерізі каналу до середньої швидкості потоку в цьому ж

перерізі, а саме U_o/V . Причому, чим більше буде це співвідношення, тим вплив змінюваної витрати на основний потік буде суттєвішим і тим більше буде деформування епюр осереднених швидкостей в розглядуваному перерізі.

Для визначення виду залежності, яка описує характер зміни цього співвідношення за довжиною розподільника проаналізуємо його. Зважаючи на те, що $U_o = \mu_p \sqrt{2gh}$ і $V = Q/\Omega$, а також використав нові змінні (2.3), після нескладних перетворень, отримаємо

$$\frac{U_o}{V} = \frac{\mu_p \sqrt{2gh}}{Q \sqrt{2gh_n}} = \frac{\mu_p \bar{h}}{\bar{Q}}. \quad (5.1)$$

Отже, зміна співвідношення між швидкістю витікання рідини в якому-небудь перерізі труби U_o і середньою швидкістю руху основного потоку в ньому V відповідає зміні відношення відносного напору \bar{h} до відносної витрати \bar{Q} з урахуванням величини коефіцієнта витрати отворів перфорації в цьому перерізі. На основі аналізу вихідної математичної моделі (2.4), (2.5), проведеного у розділі 2, залежно від того, до якої категорії за прийнятою класифікацією відносяться розподільники, формула, яка описує зміну розшукуваного співвідношення, буде мати різний вигляд:

- для відносно коротких розподільників, з (2.11), (2.12), отримаємо

$$\frac{U_o}{V} = \mu_p \frac{\frac{\cos(k\bar{y})}{\cos(k\bar{f})}}{\frac{1 \sin(k\bar{y})}{k \cos(k\bar{f})}} = \frac{\mu_p k}{\operatorname{tg}(k\bar{y})}; \quad (5.2)$$

- для відносно довгих труб, використання (2.18), (2.19), дає

$$\frac{U_o}{V} = \mu_p \frac{\frac{ch(k\bar{y})}{ch(k\bar{f})}}{\frac{1 sh(k\bar{y})}{k ch(k\bar{f})}} = \frac{\mu_p k}{\operatorname{th}(k\bar{y})}; \quad (5.3)$$

- для випадку рівномірної роздачі, з врахуванням (2.38), маємо

$$\frac{U_o}{V} = \frac{\mu_p}{\bar{f} - \bar{x}} = \frac{\mu_p}{\bar{y}} = \frac{1}{y}. \quad (5.4)$$

Розглядаючи осереднені за довжиною значення вивчаємих параметрів, можна записати

$$\frac{U_{o.c}}{V_n} = \frac{\mu_{p.c} \sqrt{2gh_c}}{Q_n / \Omega},$$

де h_c – середнє для цього трубопроводу значення діючого напору.

Для труб, які застосовуються в реальних спорудах, з допустимим ступенем точності можна записати $h_c = \frac{h_{\max} + h_{\min}}{2}$. Взявши $h_{\max} = h_n$ і $h_{\min} = h_k$ (має місце у відносно довгих трубах) або $h_{\max} = h_k$ і $h_{\min} = h_n$ (справедливо для відносно коротких труб), з врахуванням безрозмірних змінних (2.3), отримаємо

$$\frac{U_{o.c}}{V_n} = \frac{\mu_{p.c}}{\bar{Q}_n} \frac{1 + \bar{h}_k}{2}. \quad (5.5)$$

Залежність (5.5) в конкретних випадках набуває вигляду:

- відносно короткі труби

$$\frac{U_{o.c}}{V_n} = \frac{k\mu_{p.c}}{2} \frac{\cos(k\bar{f}) + 1}{\sin(k\bar{f})}; \quad (5.6)$$

- відносно довгі

$$\frac{U_{o.c}}{V_n} = \frac{k\mu_{p.c}}{2} \frac{ch(k\bar{f}) + 1}{sh(k\bar{f})}; \quad (5.7)$$

- розподільники проміжної довжини ($\bar{h} = 1$, $\bar{Q}_n = \bar{f}$)

$$\frac{U_{o.c}}{V_n} = \frac{\mu_{p.c}}{\bar{f}} = \frac{1}{f}. \quad (5.8)$$

Значення коефіцієнта k , який входить у залежності (5.2), (5.3) і (5.6), (5.7) слід знаходити з відповідних рівнянь (2.15), (2.22).

На рис. 5.3, а (крива 1, позначення - ●) представлено графік, який характеризує зміну відношення U_o/V за довжиною розподільного трубопроводу (змінювалася величина $y = \alpha_n(1-x)/\Omega = f - x'$, де $x' = \alpha_n x/\Omega$, за різних значень конструктивного параметра $f = \alpha_n l/\Omega$ і змінній за довжиною величині коефіцієнта витрати μ_p . Тут же (крива 2)

показано зміну вивчаемого параметра U_o/V за умови постійних і середніх для цього розподільника значень коефіцієнта витрати $\mu_{p.c}$.

На цьому ж графіку представлена крива 3, яка відображає зміну відношення між осередненою для всього розподільника величиною швидкості витікаємої рідини до середньої швидкості в його початковому перерізі ($U_{o.c}/V_n$) залежно від f .

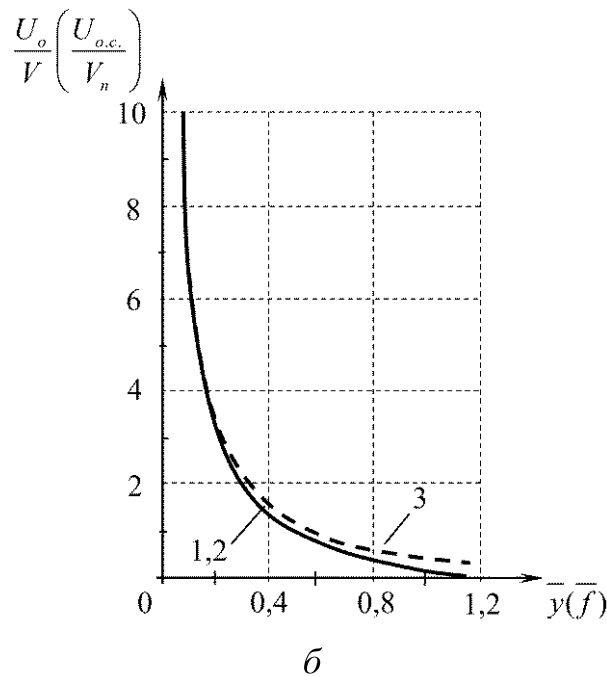
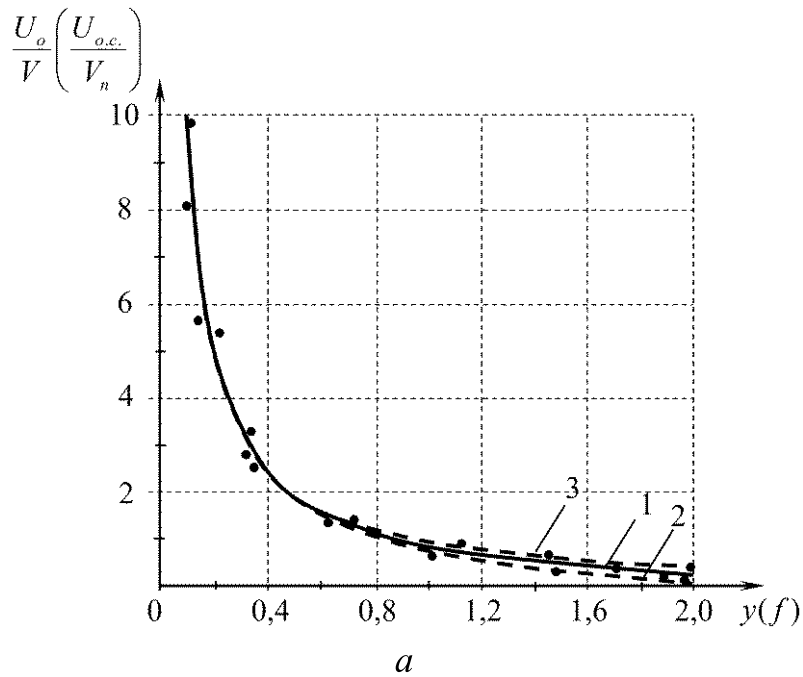


Рис. 5.3. Графіки зміни співвідношення між швидкостями витікаємих струминок рідини до середньої швидкості основного потоку

Оцінити вплив на розрахункові значення співвідношення швидкостей витікаємих струминок до середньої швидкості в перерізах основного потоку змінності значень коефіцієнта витрати μ_p або $\mu_{p,c}$, за умови різних значень конструктивного параметра \bar{y} або \bar{f} , можна також за даними на рис. 5.3, б. З представлених графіків слідує, що зміна коефіцієнта витрати за довжиною каналу відносно несуттєво впливає на величину розглядуваних співвідношень. Ця обставина дає змогу висловити припущення, що під час інженерних розрахунків вивчаємих систем, не перевищуючи прийняту ступінь точності визначення їх конструктивних і гідродинамічних параметрів, розрахунки можна здійснювати за осередненими параметрами, що має суттєво зменшити їх складність і об'єм.

Для можливості порівняльного аналізу, на рис. 5.4 показано зміну характеристики, що являє собою відношення числа Рейнольдса витікаємих струминок до числа Рейнольдса основного потоку в цих же перерізах Re_o/Re . Результати отримані для труби діаметром $D = 0,15$ м з однаковими для кожного окремого дослідження значеннями конструктивного параметру f за умови трьох діаметрів отворів. У дослідях на аеродинамічному стенді число Рейнольдса основного потоку змінювалось в межах 10000-150000. За такої умови в отворах перфорації воно становило 2000-12000. Тобто, режим руху в усіх випадках був турбулентним.

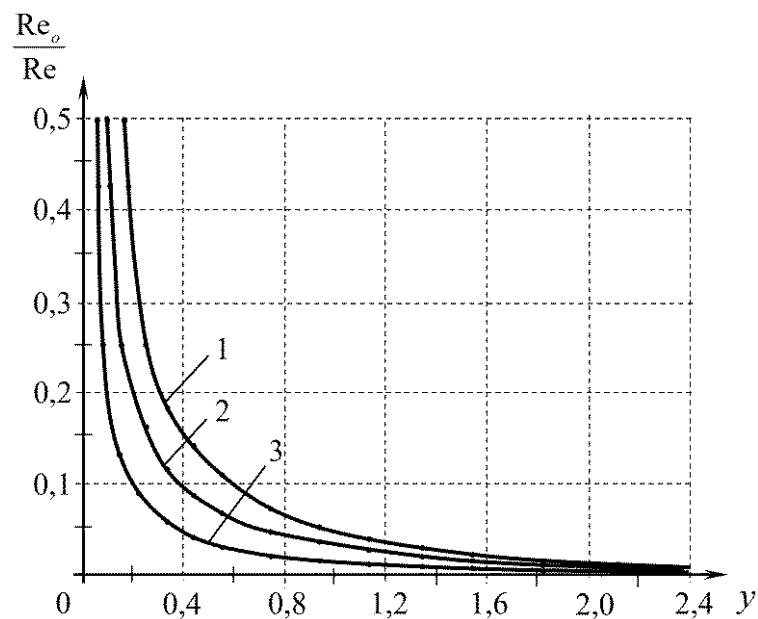


Рис. 5.4. Графік зміни відношення Re_o/Re за довжиною розподільника:

1 – $d_o = 0,003$ м; 2 – $d_o = 0,006$ м; 3 – $d_o = 0,009$ м

З наведених графіків слідув є, що меншому значенню y і f відповідає більша величина співвідношень U_o/V , $U_{o,c}/V_n$ і Re_o/Re . Чим більша транзитна витрата, тим менше $\frac{U_o}{V}$ (Re_o/Re) і навпаки. Очевидно, що із збільшенням U_o/V (Re_o/Re) за довжиною трубопроводу, за умови різних значень f , відбувається активніша зміна характеру швидкісного поля у відповідних перерізах.

Ступінь деформування епюр швидкостей розглядуваного потоку оцінювалась за величиною коефіцієнтів кінетичної енергії α і кількості руху α_0 (формули (4.38), (4.39)). У загальному випадку вони були змінними за довжиною труби, але за величиною несуттєво відрізнялись від одиниці. В інженерних розрахунках розподільних напірних трубопроводів рекомендується брати $\alpha \approx 1,1$ і $\alpha_0 \approx 1,0$, що відповідає даним інших досліджень [46; 140].

Збірні трубопроводи

Як і для випадку відділення рідини вздовж шляху, ми провели аналогічні дослідження кінематичної структури потоків у трубопроводах, що працюють з приєднанням витрати за довжиною. За такої умови рух основного і приєднуваного потоків здійснювався в турбулентному режимі. Досліджувалась та ж сама труба і використовувалось те ж вимірювальне і експериментальне обладнання [82].

На рис. 5.5, *a*, *б* наведені окремі, найбільш характерні і інформаційно ємнісі, епюри осереднених швидкостей за умови різних конструктивних характеристик труб.

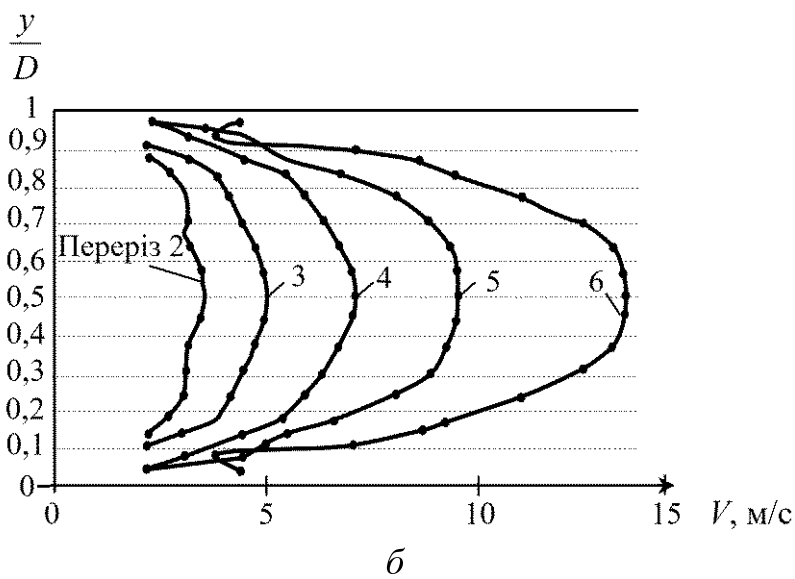
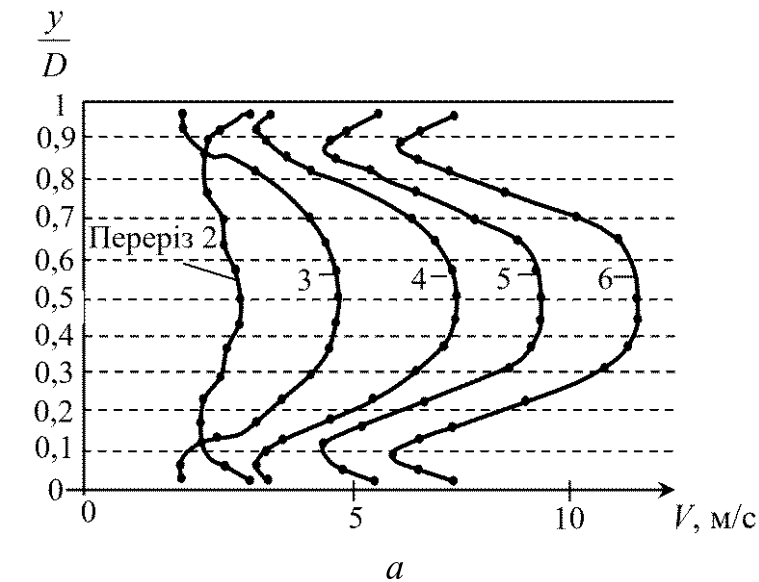


Рис. 5.5. Профілі осереднених швидкостей під час руху з приєднанням:

$$a - \tilde{f} = 1,41; \quad б - \tilde{f} = 2,82$$

Їх аналіз показує, що вони суттєво відрізняються не тільки від епюр осереднених швидкостей за умови рівномірного руху, але і від епюр під час роздачі. Цю обставину можна пояснити тим, що в даному випадку вплив приєднаних струминок на основний потік набагато інтенсивніший ніж для режиму від'єднання [39; 194]. У разі симетричного розміщення отворів перфорації по твірній, епюри також будуть симетричні відносно осі трубопроводу, де має місце максимальна за величиною осереднена швидкість в розглядуваному перерізі. У випадку несиметричного розміщення отворів, симетричність епюр також порушується.

Наведені епюри свідчать про те, що за умови рівномірної перфорації бічних стінок каналу, в усіх випадках має місце нерівномірний режим приєднання рідини вздовж шляху. Характер цієї нерівномірності визначається також величиною співвідношення між швидкістю руху приєднуваних (втічних) струминок і середньою в перерізі швидкістю основного потоку в каналі (U_o/V).

Як і для розподільників, у збірних трубопроводах більшому значенню співвідношення U_o/V відповідає більше викривлення поля осереднених швидкостей, порівнюючи з рівномірним рухом. За такої умови струминка рідини проникає на більшу глибину в основний потік і інтенсивніше деформує поле осереднених швидкостей в поперечному перерізі збірного каналу.

Для визначення виду залежності, яка описує характер зміни цього співвідношення за довжиною збірного каналу, використаємо наведений раніше підхід. За такої умови, швидкість втікання рідини через отвір (щілину) перфорації з навколишнього простору в трубу складе $U_o = \mu_{зб} \sqrt{2gz}$. Тоді, з використанням змінних (3.3), можна записати

$$\frac{U_o}{V} = \frac{\mu_{зб} \sqrt{2gz}}{\tilde{Q} \sqrt{2gz_k}} = \frac{\mu_{зб} \tilde{z}}{\tilde{Q}}. \quad (5.9)$$

Підстановка (3.11) і (3.12) в (5.9) дає змогу отримати змінне за довжиною збірника значення співвідношення швидкості втічних струминок до середньої швидкості потоку в даному перерізі

$$\frac{U_o}{V} = \mu_{зб} \frac{\frac{ch(k\tilde{x})}{ch(k\tilde{f})}}{1 \frac{sh(k\tilde{x})}{k ch(k\tilde{f})}} = \frac{\mu_{зб} k}{th(k\tilde{x})}. \quad (5.10)$$

Для середніх у всього розподільника значень визначаємих параметрів, з урахуванням (3.3), (3.13), (3.14), можна записати

$$\frac{U_{o.c}}{V_k} = \frac{\mu_{зб.c}}{2} \frac{\tilde{z}_n + 1}{\tilde{Q}_k} = \frac{k \mu_{зб.c}}{2} \frac{ch(k\tilde{f}) + 1}{sh(k\tilde{f})}. \quad (5.11)$$

Значення коефіцієнта k слід знаходити з рівняння (3.16).

За аналогією з розподільними, на рис. 5.6, *а*, *б* представлено графіки, які показують, як змінювались співвідношення U_o/V і $U_{o.c}/V_k$ в збірних трубопроводах.

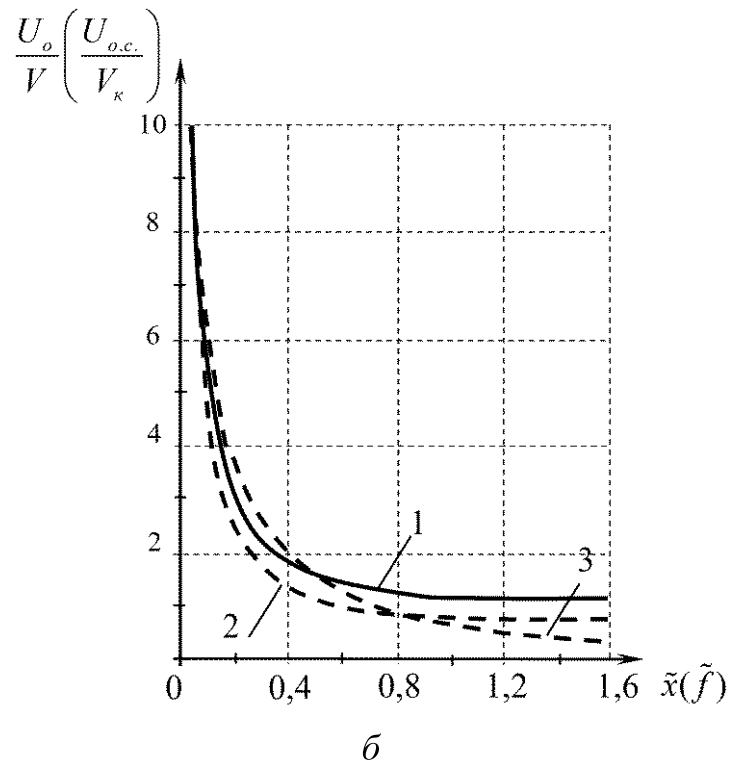
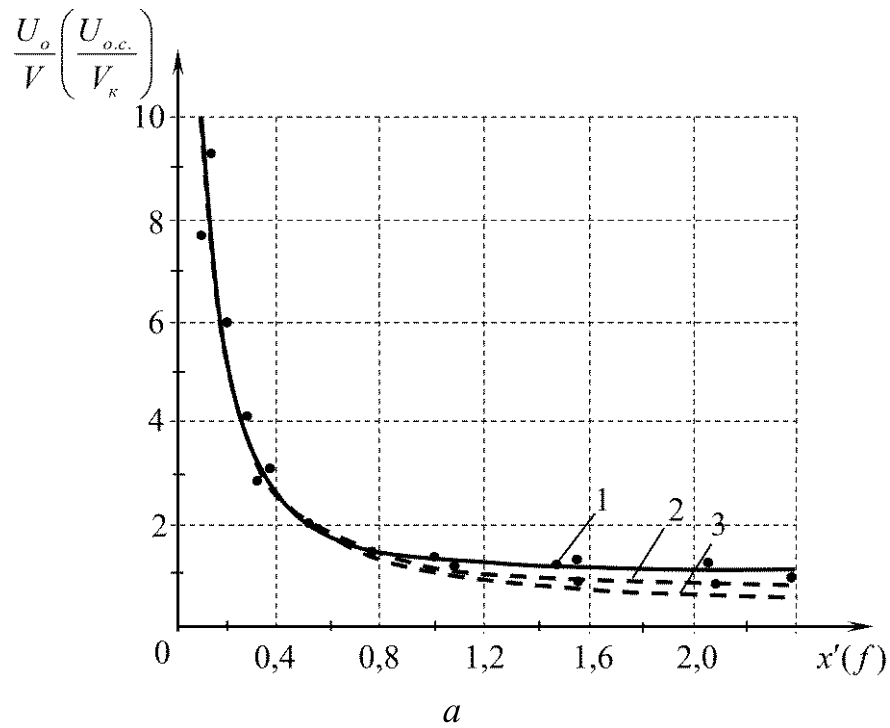


Рис. 5.6. Зміна відношення швидкості приєднуваних мас рідини до середньої швидкості у перерізі

Крива 1 (позначення – •) характеризує зміну даного співвідношення за довжиною трубопроводу за різних значень конструктивного параметра \tilde{f} у випадку використання змінних вздовж шляху значень коефіцієнта витрати отворів перфорації μ_{36} . Крива 2

відповідає випадку використання в розрахунках значень коефіцієнта витрати постійних для конкретної величини параметра $f(\mu_{зб.с})$. Крива 3 відображає зміну відношення середньої швидкості притоку для всього збірника до середньої швидкості в його кінцевому перерізі ($U_{o.c}/V_k$) у разі тих же величин \tilde{f} .

З графіків видно, що між трьома наведеними кривими існує досить гарне збігання. Особливо це має місце в тих межах конструктивних характеристик збірників ($0,4 < \tilde{f} < 1,0$), де вони знаходять найширше застосування на практиці. Ця обставина свідчить про те, що під час розрахунку конструктивних і гідравлічних характеристик збірних трубопроводів також можна користуватися осередненими для певного каналу параметрами і, що це в межах допустимої похибки буде відповідати реальній картині руху рідини зі зростаючою витратою вздовж шляху.

На рис. 5.7 представлено зміну параметра Re_o/Re у збірних трубопроводах за умови різних діаметрів отворів перфорації.

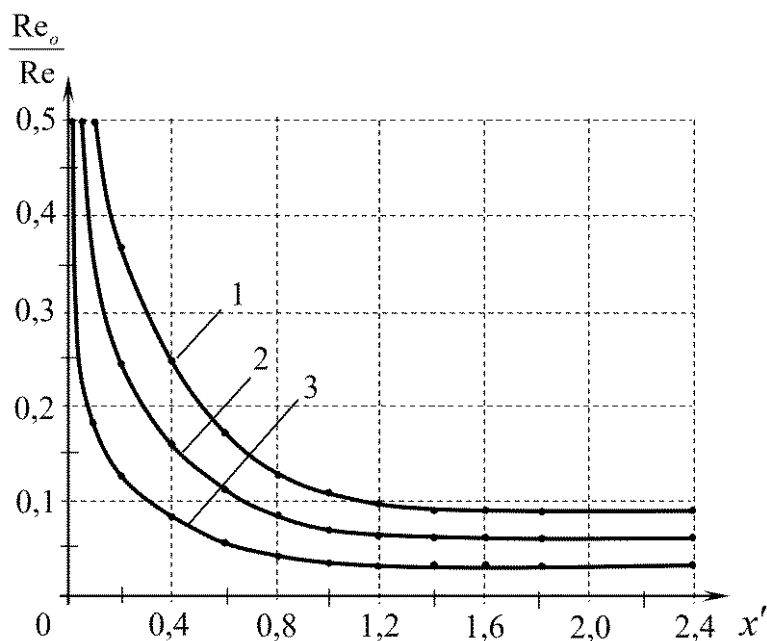


Рис. 5.7. Графіки зміни співвідношення Re_o/Re за довжиною збірника:
 1 – $d_o = 0,003$ м; 2 – $d_o = 0,006$ м; 3 – $d_o = 0,009$ м

Отримані графічні залежності показують, що найбільше значення U_o/V має місце на початкових ділянках збірних труб і поступово зменшується до кінця трубопроводу. Така ж тенденція має місце і відносно викривлення поля осереднених швидкостей. Аналізуючи рис.

5.6 і рис. 5.7 також можна зробити висновок, що співвідношення U_o/V , $U_{o.c}/V_k$ і Re_o/Re більші у трубопроводах, які мають менше значення конструктивного параметра \tilde{f} . У разі збільшення \tilde{f} ці величини будуть зменшуватись. Відповідно, зменшуватиметься глибина проникнення втічних струминок рідини в основний потік, тобто меншим стане їх вплив на нього і, як результат, знизиться викривлення епюр осереднених швидкостей, порівнюючи з рівномірним рухом.

Як і у розподільному трубопроводі, у збірнику режим руху рідини через отвори перфорації і в трубі також буде турбулентним. За такої умови числа Рейнольдса носять той же порядок.

Наведені дані підтверджують висновок про те, що із зменшенням параметра \tilde{f} , величина гідравлічного коефіцієнта тертя збірною трубопроводу $\lambda_{зб}$ має збільшуватись. І, навпаки, у разі збільшення \tilde{f} , коефіцієнт $\lambda_{зб}$ буде зменшуватися. Повинно існувати граничне значення \tilde{f} , у разі перевищення якого, вплив приєднуваного потоку на основний не буде змінюватись і досягне постійного значення. З рис. 5.6 також слідує, що у відносно короткому збірному трубопроводі, який працює без транзиту (із заглушеним початковим перерізом), відношення U_o/V стає практично незмінним вже за умови $\tilde{f} = 1,7$. Та ж сама величина граничного значення конструктивного параметра $\tilde{f}_{гп}$ у відносно коротких збірниках отримана у розділі 3, за умови теоретичного аналізу основних математичних моделей, що описують рух рідини у трубопроводах, які працюють із збільшоючоюся витратою вздовж шляху.

Аналізуючи епюри відносних осереднених швидкостей на рис. 5.5, *а*, *б* прослідковується їх певна характерність. Особливо це стосується зон біля стінок труби. Цю особливість можна пояснити тим, що вимірювання швидкості в цих зонах здійснювалось як у перерізі отворів, так і в проміжку між ними. За такої умови в проміжку між отворами буде проходити частина витрати основного потоку рідини з певною швидкістю. У створі ж отворів має місце тільки рух втічної струмини в напрямку перпендикулярному до основного потоку. Рух основного потоку, відповідно і швидкість вздовж осі трубопроводу, за такої умови відсутні на відстані, на яку струминка проникає в основний

потік. Горизонтальна складова швидкості потоку в цьому створі виникає тільки там, де втічна струминка руйнується і захоплюється транзитною витратою. В цьому місці горизонтальна швидкість в обох створах практично вирівнюється.

Очевидно, що коли зменшується відстань між отворами, що розміщені по твірній в одному перерізі трубопроводу (збільшенні кількості отворів), між ними проходить все менша частина транзитної витрати. Відповідно, буде зменшуватись її вплив на основний потік. За умови значного збільшення кількості отворів в одному перерізі (в ідеалі безперервна щілина) проміжки між ними, а відповідно, і потік, який проходить через них, практично зникнуть. Однак, таке збільшення кількості отворів викличе пропорційне підвищення скважності трубопроводу, що в свою чергу призведе до різкого зменшення співвідношення U_o/V і глибини проникнення втічних струминок.

Базуючись на наведених міркуваннях, вплив приєднаних струминок на потік рідини в трубопроводі, в першому наближенні, можна представити як умовне збільшення висоти виступів шорсткості стінок каналу. Причому, висота цих виступів буде змінною і залежати від конструктивних параметрів збірної труби ζ_l і \tilde{f} . За такої умови верхня границя зони виступів береться не жорсткою, а гнучкою і рухливою. Втічні струминки відтісняють основний потік від стінок трубопроводу, що викликає певне збільшення осереднених швидкостей в ядрі основного транзитного потоку, порівнюючи з рівномірним рухом.

Як і для розподільних трубопроводів, ступінь деформованості епюр осереднених швидкостей в перерізах збірних труб також оцінювалась величиною коефіцієнтів α і α_0 . Результати дослідів показали, що ці коефіцієнти змінні за довжиною напірного каналу і залежать від конструктивного параметра \tilde{f} . Меншим значенням \tilde{f} відповідають більші величини α і α_0 . Навпаки, у разі підвищення \tilde{f} , вони знижуються. Окрім того, можна стверджувати, що на початкових ділянках збірника значення вказаних коефіцієнтів більші, а ближче до кінцевого перерізу суттєво зменшуються. Отже, підвищені значення α і α_0 будуть мати місце на ділянках труб, де приєднується незначна частина витрати (порівнюючи з витратою в кінцевому перерізі Q_k) і її вплив на основний потік відносно невеликий.

Характеризуючи роботу збірних труб в цілому, а також беручи до уваги діапазон зміни конструктивних характеристик реальних систем, для інженерних розрахунків рекомендується брати $\alpha \approx 1,3$; $\alpha_0 \approx 1,1$.

Як було зазначено під час проведення експериментів досліджувався вплив транзитного потоку на основні кінематичні характеристики течій в розподільних і збірних трубопроводах. Для розподільника транзитною вважалася витрата в кінцевому перерізі труби для певного ступеня відкриття вихідного перерізу. Навпаки, у збірниках за транзитну бралася витрата на початку перфорованої частини трубопроводу. Її величина регулювалася заслонкою, встановленою в початковому перерізі.

Отримані дані свідчать про те, що і в розподільних і у збірних трубопроводах, у створі перед перфорованою частиною епюри швидкостей мали стандартний характер, як за умови рівномірного руху. Під впливом витічних і втічних струминок поле осереднених швидкостей поступово деформувалося вздовж перфорованої частини і набирало вигляду аналогічного наведеному на рис. 5.2, а, б і рис. 5.5, а, б. Інтенсивність цієї трансформації залежить від співвідношення між транзитною і шляховою витратами ($Q_{mp}/Q_{ш}$), а також від величини конструктивного параметра \tilde{f} . Меншим значенням вказаних величин відповідає активніша перебудова швидкісного поля у відповідних перерізах.

Окремі результати вимірів інтегральних характеристик розподільних і збірних трубопроводів, які працюють при наявності транзиту, представлені на графіках (рис. 2.10 і рис. 3.6). Як бачимо, вони досить повно описуються запропонованими нами в теоретичній частині цієї роботи формулами.

З метою розширення діапазону зміни конструктивних параметрів досліджуваних перфорованих трубопроводів в лабораторії гідравліки КНУБА була проведена серія вимірювань їх інтегральних характеристик. У водяному лотку (рис. 4.2) досліджувалися відносно довгі труби. Окрім варіантів з рівномірною перфорацією і наявністю транзитної витрати, розглядалися випадки змінної перфорації і змінного перерізу за довжиною каналу.

Дані про застосування нерівномірної перфорації, яка б забезпечувала рівномірний відтік або збір води за довжиною, показано на рис. 2.9 (крива 1) і рис. 3.12 (крива 3).

Результати замірів змінної витрати вздовж шляху за умови нерівномірної перфорації, що дають змогу досягти змінної інтенсивності відтоку і притоку наведені на рис. 2.9 (криві 2, 3) і рис. 3.12 (криві 2, 4).

Окремі дослідні точки, одержані, застосовуючи трубопроводи змінного діаметру, представлені на рис. 2.12 і на рис. 3.17.

З розглянутого можна зробити висновок, що експериментальні дані, які отримали ми і інші автори, задовільно описуються запропонованими в цій роботі аналітичними залежностями, що підтверджує їх надійність і достовірність.

5.2.2. Пульсації швидкостей

Як було показано в розділі 4, в досліді використовувався двокомпонентний датчик, який дав змогу вимірювати одночасно дві пульсаційні складові швидкості, повздовжню і вертикальну або повздовжню і поперечну. За даними вимірювань на рис. 5.8, *а, б, в* наведені профілі інтенсивності турбулентності в контрольних перерізах досліджуваного збірного трубопроводу у випадку значення конструктивного параметра $\tilde{f} = 1,41$. Тут же (рис. 5.8, *г*) для порівняння наведено профіль інтенсивності турбулентності потоку за умови рівномірного руху (відсутність притоку або відтоку рідини через бічну стінку трубопроводу) [143].

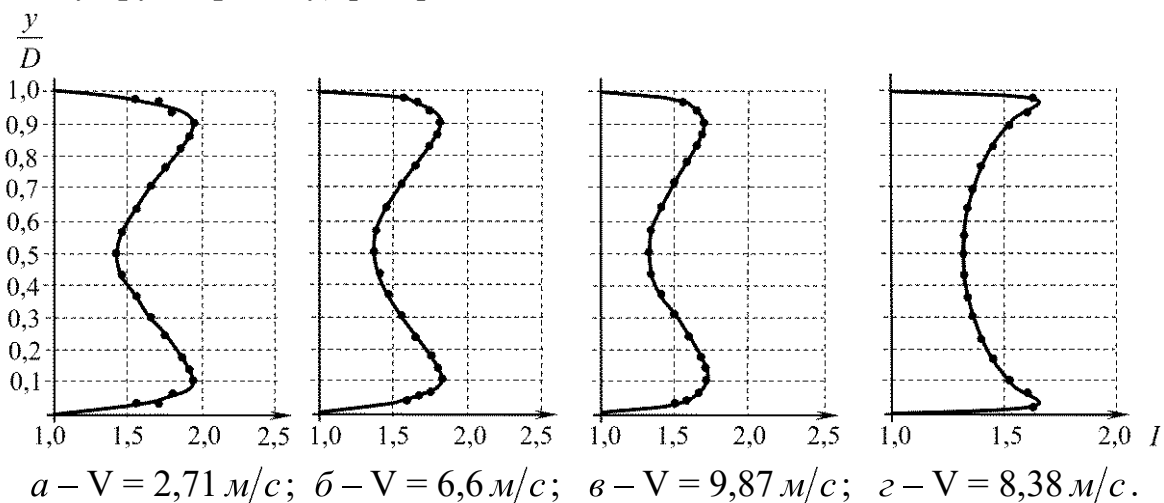


Рис. 5.8. Зміна інтенсивності турбулентності в перерізах досліджуваного трубопроводу за різних значень середньої швидкості

За показник інтенсивності турбулентності в окремих точках бралось співвідношення величини миттєвого значення швидкості у відповідному напрямку до осередненої швидкості основного потоку в тих же точках, тобто $I = U/\bar{U}$ [119].

Аналіз наведених епюр показує їх якісну відповідність профілям осереднених швидкостей. Відмічається різке збільшення інтенсивності турбулентності на деякій відстані від стінки труби, що пояснюється впливом втічних струминок на основний потік. Найменшій осередненій швидкості відповідає найбільша інтенсивність турбулентності по кожній із складових пульсацій. У зонах, де відбувається руйнування цілісності струминок, різко зростає завихреність потоку, активно йде перенесення енергії в зону турбулентного ядра.

З наведених графіків видно, що найбільша інтенсивність турбулентності має місце в початкових перерізах збірного трубопроводу і поступово знижується до його кінця. Також можна стверджувати, що за умови збільшення загальної скважності каналу, I буде зменшуватися.

Очевидно, що підвищення інтенсивності турбулентності в зоні розпаду втічних струминок, має викликати збільшення дотичних напружень τ в цих же об'ємах. Відповідні графіки для тих же значень середніх швидкостей потоку, що і на рис. 5.8, наведені на рис. 5.9.

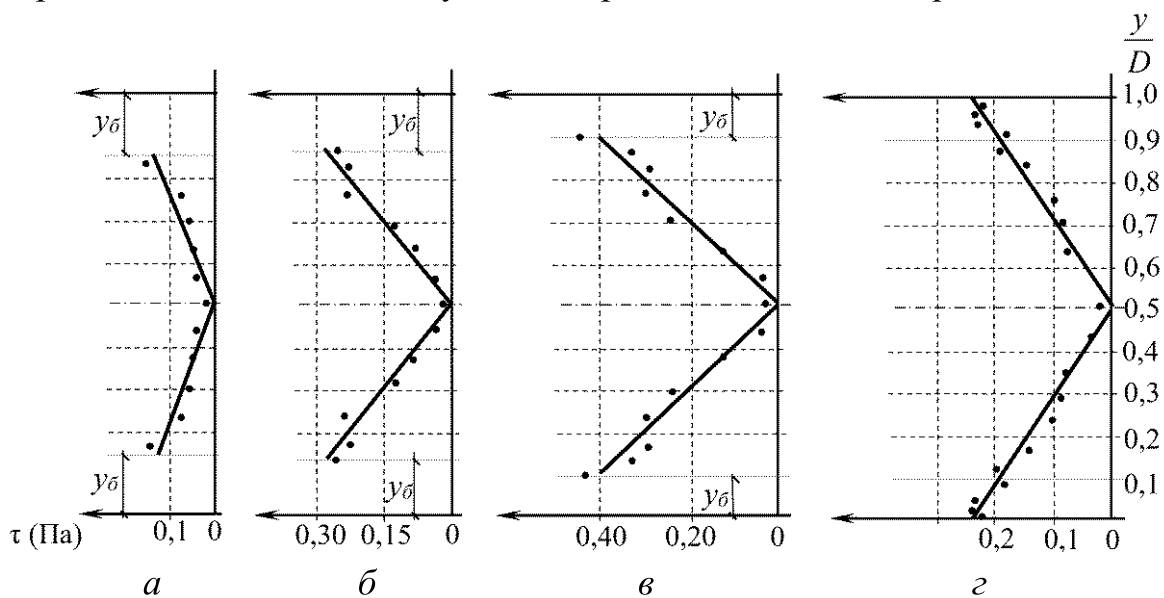


Рис. 5.9. Профіль дотичних напружень в перерізах трубопроводу

На рис. 5.10 представлена експериментальна залежність, яка показує характер зміни величини дотичних напружень на верхній границі зони розпаду втічних струминок $\tau_{y\delta}$ за довжиною каналу за

різних значень \tilde{f} . Чітко прослідковується збільшення $\tau_{y\delta}$ в кінцевих перерізах збірника і його зменшення в початкових.

Цю обставину, з нашого погляду, можна пояснити тим, що через кінцеві перерізи труби проходить досить значна витрата, порівнюючи з витратою через початкові. Відповідно, в них буде більшою швидкість руху і градієнт швидкостей у пристінних зонах.

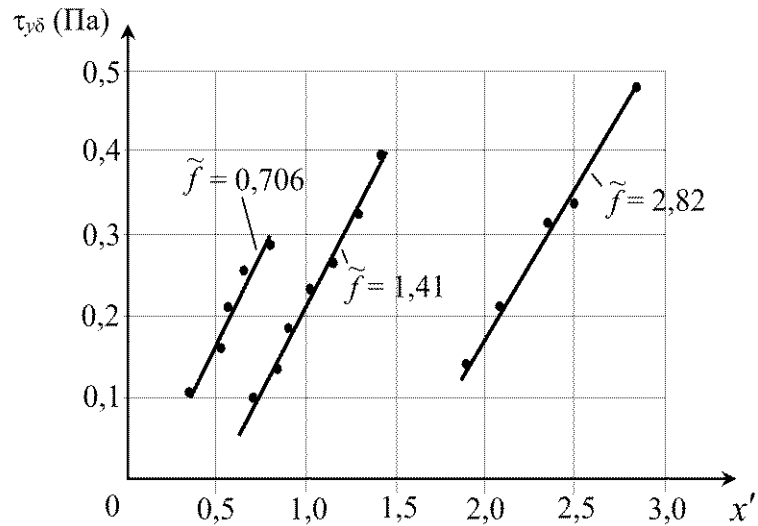


Рис. 5.10. Зміна величини дотичних напружень на границі пристінної зони $\tau_{y\delta}$ залежно від параметра x' для збірників з різним значенням конструктивного параметра \tilde{f}

Граничну величину відстані y_δ від стінки трубопроводу до зони розпаду рекомендується знаходити за графіком на рис. 5.11.

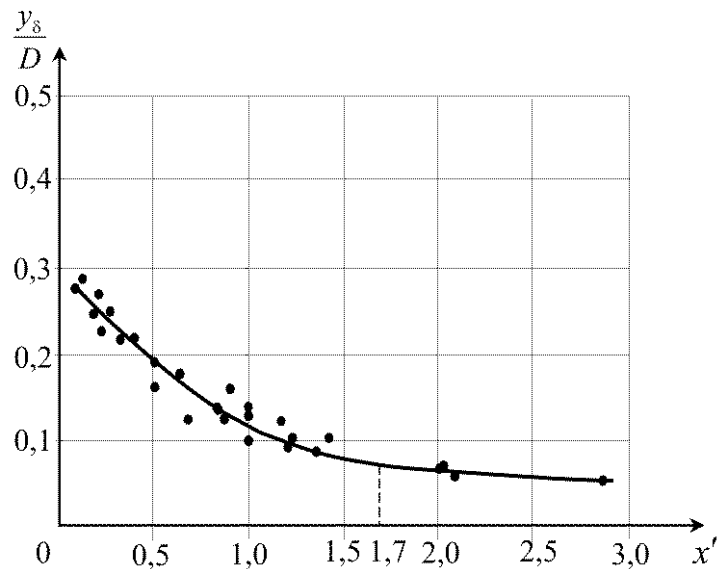


Рис. 5.11. Зміна розмірів пристінної зони (y_δ) від параметру x' за довжиною збірного трубопроводу

З останнього слідує, що величина y_δ змінюється за довжиною (x'). За такої умови максимальне значення y_δ має місце в початкових перерізах труби (у разі симетричного розташування отворів перфорації навіть до величини $y_\delta = 0,5D$). Із збільшенням параметра x' розміри пристінної зони поступово зменшуються і, за значень $x' = 1,7$, стають практично постійними і рівними $0,07D$. Ця обставина свідчить про те, що в цьому випадку вплив приєднуваного потоку на основний стає постійним за довжиною. Цей висновок добре підтверджується графіком на рис. 5.6, де за умови $x' \geq 1,7$ відношення U_o/V залишається постійним. Отже, можна очікувати, що і гідравлічний коефіцієнт тертя на цих ділянках також має бути постійним.

Емпірична залежність, яка відповідає вказаному графіку матимиме вигляд

$$\frac{y_\delta}{r} = 1 - 0,86th(kx'), \quad (5.12)$$

де r – радіус трубопроводу.

5.3. Вплив інтенсивності масообміну на стінках трубопроводу на характер роботи систем

Аналізуючи отримане вихідне диференційне рівняння (1.8), слід зазначити, що воно відрізняється від рівняння Бернуллі в диференційній формі, яке характеризує рух рідини з постійною витратою в трубі із суцільними стінками, наявністю додаткового коефіцієнта масообміну $m = U_o \cos \varphi / V$ у другому члені [7; 66; 95].

В першому граничному випадку, за пропозицією І.М. Коновалова [63] беруть $U_o = V$ і за умови $\varphi = 0$, $m = 1$. Тобто вважають, що другий член цього рівняння описує тільки зміну швидкісного напору за довжиною труби і залежність (1.8) матимиме вигляд рівняння Бернуллі. У другому граничному випадку приймається $m = 0$ і вихідна залежність (1.8) набуває вигляду, який запропоновано Г.А. Петровим [125]. У зв'язку з цим, більшість авторів за допомогою коефіцієнта m намагаються описати відмінності руху рідини зі змінною масою у перфорованих трубопроводах, порівнюючи з течією в трубах з постійною витратою.

Аналіз великої кількості експериментальних даних, наприклад [46; 50; 68; 85; 135; 145; 190] показав, що в загальному випадку, у збірних і розподільних трубах коефіцієнт масообміну є функцією таких основних параметрів

$$m = \psi \left(V, U_o, \frac{\Delta l}{D}, \frac{\delta}{d_o} \right), \quad (5.13)$$

де Δl – відстань між отворами; δ – товщина стінок трубопроводу. Інші позначення наведені раніше.

Розглядаючи і визначаючи коефіцієнт m до даного часу нема чіткості в питанні, коли процес приєднання (від'єднання) рідини слід вважати дискретним, а коли неперервним. Найбільш узагальненою умовою дискретності приєднання або від'єднання рідини вздовж шляху є вираз $D_i^2 \gg d_i^2$. Останній має місце за умови відносно великих співвідношень між розмірами основного каналу і відгалуженнями. Цю умову також можна розглядати і як наявність значних відстаней між цими відгалуженнями.

У випадку дискретної зміни витрати за довжиною каналу використовується методика, яка передбачає, що загальні втрати напору складаються із суми втрат на ділянках труби із суцільними стінками за умови постійної витрати і втрат напору в перерізах з отворами, які розглядаються як втрати в місцевих опорах (трійники, стики, зміна перерізу та ін.) [31; 37; 90; 116; 117; 195].

Іноді деяке збільшення втрат напору за рахунок врахування дискретності зміни витрати, описують спеціальним коефіцієнтом дискретності $K_\delta \geq 1$ [113]. За такої умови, значення останнього знаходять на основі експериментальних досліджень. Вважається, що за умови $Re < 2500$ на початку або в кінці труби і величини $l/L \geq 0,04$ (де l – відстань між окремими відгалуженнями в трубопроводі загальною довжиною L), дискретність потоку треба враховувати.

Використовуючи модель неперервності, загальна сума втрат напору замінюється такою ж величиною втраченого напору, але вважається, що його зміна за довжиною відбувається безперервно. Перша модель може мати місце коли приєднання або від'єднання відбувається через окремі отвори і щілини, друга – через всю бічну поверхню або неперервну щілину в ній.

Ш.Н. Квінтрадзе [60] вважає, що дискретна модель може бути застосована вже за умови $\Delta l/D > 1,5$. Навпаки, О.А. Василенко [13], вивчаючи характер змін, які виникають в епіюрах осереднених швидкостей під дією окремих струмин, констатує, що за умови приєднання, а М.О. Єзерський [135], що за умови від'єднання, неперервна модель має місце, якщо $\Delta l/D \leq 5$. Підсумовуючи викладене, слід зробити висновок, що в тих межах, в яких працюють водозбірні і водорозподільні трубопроводи реальних споруд, з достатньою точністю можна вважати, що зміна витрати в них відбувається в неперервному режимі.

Під час знаходження величини коефіцієнта m до останнього часу немає чіткого розуміння в питанні визначення складової U_o , яка являє собою швидкість руху приєднуваних або відділяємих від елементарного об'єму мас рідини і характеризує інтенсивність масообміну на стінках труби.

У багатьох роботах, наприклад [54; 61; 118; 134; 183], під величиною U_o розуміють швидкість руху рідини через отвори або щілини бокових стінок. На перший погляд таке трактування начебто випливає з виводу вихідного рівняння (1.8), за якого до елементарного об'єму застосовується закон зміни кількості руху [5; 63; 125]. Але така ситуація може мати місце тільки у випадку, коли приєднання або відділення маси рідини до цього об'єму здійснюється через всю обмежуючу його поверхню. Якщо переходити до конкретного трубопроводу, то зміна маси повинна відбуватись одночасно по площі всієї бічної поверхні стінки.

Така ситуація, в першому наближенні, реалізується, наприклад, під час роботи дренажних трубопроводів систем меліорації, або робочих частин фільтрувальних труб свердловин різного призначення. В цих системах, за рахунок наявності фільтрувального матеріалу, рідина розподіляється по всій поверхні контакту. Як правило, витікання або втікання рідини через стінки трубопроводу за такої умови здійснюється в режимі фільтрації.

Інша картина має місце під час входу або виходу рідини через отвори і щілини в бічній поверхні труби в турбулентному режимі. В цьому випадку площа отворів набагато менша площі бічної поверхні ($S = \sum \omega_o / \pi DL = 0,001-0,05$). Тобто працює тільки невелика частина

бічної поверхні труби, відповідно і швидкість руху рідини в цих отворах, буде значно більшою, порівнюючи з випадком, коли рідина проходить через всю її поверхню.

Залежно від співвідношення між величинами середньої швидкості в перерізі потоку V і проєкції приєднуваної або від'єднуваної швидкості частини потоку ($U = U_o \cdot \cos\varphi$) можливе існування таких випадків (φ – кут між напрямком основного потоку і напрямком руху витічних або втічних струминок рідини).

Варіант роботи трубопроводу із зменшенням витрати вздовж шляху ($dQ < 0$):

1) $V > U$ – від'єднувана маса має меншу питому кінетичну енергію ніж основний потік. У такому випадку, залежно від величини втрат енергії на розділення і від'єднання струминок, питома енергія потоку, що зменшується, буде або незмінною, або навіть збільшуватися;

2) $V < U$ – від'єднуваний потік має більшу питому енергію ніж основний. Втрати повного напору, які викликані витратою, що відділяється, за довжиною трубопроводу будуть збільшуватися, а питома енергія потоку, що збільшується в каналі – зменшуватися.

Варіант роботи трубопроводу з приєднанням витрати вздовж шляху ($dQ > 0$).

1) $V > U$ – відбувається збільшення втрат напору за довжиною каналу. За такої умови приєднувана маса має меншу питому кінетичну енергію ніж основний потік і в результаті перемішування питома енергія сумарного потоку зменшується;

2) $V < U$ – приєднувана маса має більшу питому кінетичну енергію ніж потік в каналі. Питома енергія результуючого потоку, залежно від величини втрат на приєднання струмин може бути незмінною, або навіть збільшуватися.

Зважаючи на складність визначення U_o в розглядуваному випадку, ряд дослідників [46; 135; 140; 189] визначали величину коефіцієнта m з експерименту зразу, не розділяючи його на складові частини. Що, безумовно, ускладнює узагальнення отриманих результатів.

Так, для напірних розподільних трубопроводів систем водопостачання і водовідведення В.В. Смыслов і Г.В. Газукін [138] рекомендували коефіцієнт масообміну знаходити із співвідношення

$$m = 0,4 \bar{f}, \quad (5.14)$$

де $\bar{f} = \varepsilon_c \omega / \Omega = V_n / U_{o.c}$, тут ε_c – середній для всієї труби коефіцієнт стиснення струмини під час витікання; ω , Ω – відповідно, площа отворів (щілин) перфорації і площа перерізу трубопроводу.

Згідно з залежністю (5.14), за невеликих значень скважності ($\bar{f} < 0,3$), m несуттєво відрізняється від нуля. У середньому рекомендується брати $m = 0,3$.

Для поливних трубопроводів І.І. Науменко [114], на основі проведених експериментальних досліджень поливних трубопроводів, для яких можна вважати, що вони працюють в дискретному режимі роздачі, рекомендує брати $m \approx 0,9$.

Автор цієї роботи [68] для таких же тільки збірних трубопроводів під час визначення коефіцієнта масообміну запропонував залежність

$$m = \frac{D\tilde{f}k}{4lth(k\tilde{f})} \cos \varphi, \quad (5.15)$$

де k – коефіцієнт, величина якого залежить від конструктивних характеристик трубопроводу (див. залежність 3.6).

Використовуючи аналітичні розв'язки вихідного рівняння (1.8), які наведені в розділі 3, максимальна величина коефіцієнта масообміну збірних трубопроводах може визначатися за формулою

$$m_{\max} \approx 0,6 \frac{D}{l} \cos \varphi. \quad (5.16)$$

Найбільш вдалу, з нашого погляду точки зору, спробу по визначенню швидкості масообміну зробив М.Г. Хубларян [151; 152]. Автор пропонує замість U_o брати швидкість масообміну U_n (див. рис. 1.1), яка дорівнює відношенню витрати, що приєднується або від'єднується на ділянці трубопроводу dQ до площі бічної поверхні цієї ділянки $\pi D dx$, тобто

$$U_n = \frac{1}{\pi D} \frac{dQ}{dx}. \quad (5.17)$$

Від цієї залежності легко перейти до швидкості руху води в отворах або щілинах перфорації. З урахуванням співвідношення (2.3), маємо

$$U_o = U_n \frac{\pi D}{\varepsilon \alpha_n} \approx U_n \frac{4l}{D\bar{f}}, \quad (5.18)$$

де ε – коефіцієнт стиснення струмин, які входять або виходять в даному перерізі каналу.

Як слідує з рис. 1.1 і залежності (5.15) на величину коефіцієнта масообміну m також суттєво впливає величина кута φ , під яким здійснюється втікання або витікання рідини в канал.

Аналіз великої кількості експериментальних досліджень [46; 55; 68; 74; 114; 135; 149; 156; 189] показав, що в загальному випадку φ є функцією як конструктивних, так і гідравлічних параметрів системи, а саме

$$\varphi = \psi(\delta, d_o, V, U_o). \quad (5.19)$$

З представленого виразу видно, що характер проходу рідини через отвір залежить від співвідношення між товщиною стінки трубопроводу і діаметра отвору $\eta = \delta/d_o$. Також значну роль відіграє форма кромek цих отворів, яка визначає умови протікання бічного потоку.

Безумовно, на величину кута приєднання (від'єднання) окремих струминок до основної течії також впливатиме наявність транзитного потоку в каналі. Для випадку приєднання рідини – це втікання струминок в потік, що рухається, для від'єднання – їх відділення від потоку, що має певну швидкість.

Як свідчать результати експериментальних досліджень, у збірних і розподільних трубопроводах ситуація має суттєво відмінний характер.

У збірних трубах, під час приєднання рідини, в початкових перерізах кут φ близький до $\pi/2$, в кінці трубопроводу він дещо зменшується (рис. 5.12, *a*).

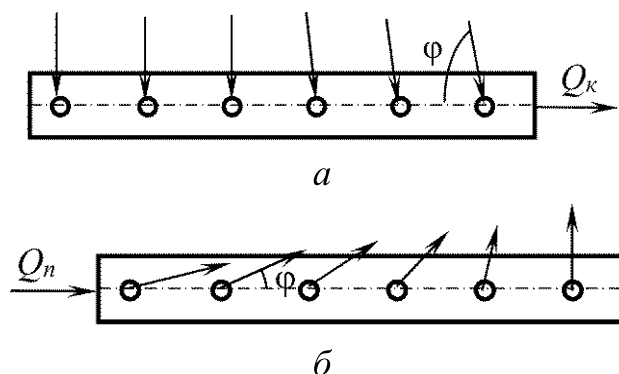


Рис. 5.12. Схема надходження рідини в збірний (*a*) і витікання з розподільного (*б*) трубопроводу

Існуючі дані [13; 28; 140; 149; 162] говорять про те, що вплив транзитної витрати на величину кута приєднання φ не є визначальним. Окрім того, в роботі [46] отримано, що в збірниках довільної довжини вже за умови співвідношення товщини стінки каналу до діаметра отворів перфорації $\delta/d_o \geq 0,4$, кут φ стає практично таким, що дорівнює $\pi/2$.

Зважаючи на те, що в проведених нами дослідах, відхилення кута входу струмин від вертикалі не було відмічено більш ніж на 20° , то для оцінки максимального значення m в цьому випадку, з певним запасом, можна взяти $\varphi = 70^\circ$, тоді з (5.16) маємо

$$m_{\max} \approx 0,2 \frac{D}{l}. \quad (5.20)$$

Оскільки на практиці в збірних трубопроводах реальних споруд, зазвичай, величина їх відносної довжини (l/D) досить суттєва, то в інженерних розрахунках таких систем коефіцієнт масообміну можна не враховувати, тобто, у вихідному рівнянні (1.8) слід брати $m = 0$ [15; 23; 41; 66; 114; 125; 140; 172; 196].

На відміну від збірних, в розподільних трубах зміна кута від'єднання носить більш складний характер [27; 30; 46; 52; 84; 114; 123; 138; 149; 174]. У початкових перерізах кут φ близький до нуля, і поступово збільшується до $\pi/2$ в кінцевих перерізах (рис. 5.12, б).

За даними В.І. Єгорова [46], під час витікання рідини з трубопроводу через отвір в навколишнє середовище, існує критична величина співвідношення $\eta = \delta_{кр}/d_o = 1,36$, у разі перевищення якої, незалежно від транзиту, відділення рідини від основного потоку буде здійснюватись тільки під кутом $\varphi = \pi/2$.

У випадку, коли товщина стінки трубопроводу менше критичного значення $\delta < \delta_{кр} = 1,36 d_o$, то середню величину кута відділення рекомендується знаходити за залежністю

$$\varphi = \frac{\pi \delta}{2\eta d_o}. \quad (5.21)$$

Аналіз (5.21) показує, що якщо товщина стінки трубопроводу $\delta \geq \delta_{кр}$, величина $\varphi = \pi/2$, а при $\delta \rightarrow 0$ (що має місце у повітропроводах систем вентиляції, коли вентиляційні канали монтуються з оцинкованої

сталі малої товщини, а отвори беруться досить великої площі) кут відділення $\varphi \rightarrow 0$. У першому випадку $m \rightarrow 0$, у другому $m \rightarrow 1$.

З урахуванням цього, величину коефіцієнта масообміну m автор пропонує визначати з виразу

$$m = \frac{U_o \cos\left(\frac{\pi \delta}{2 \eta d_o}\right)}{V}. \quad (5.22)$$

Водночас стверджується, що параметр $\cos\left(\frac{\pi \delta}{2 \eta d_o}\right) = const$, тобто вважається постійним для цього трубопроводу.

Суттєвим недоліком наведених залежностей (5.21), (5.22) є те, що вони не враховують вплив основного (транзитного) потоку на величину кута φ , в той час, як останнє підтверджується багатьма авторами [28; 44; 55; 104; 173].

Так в роботі [120] показано, що кут від'єднання струмини за наявності транзиту можна визначати за формулою

$$\cos \varphi = \frac{\varepsilon \bar{\omega}}{2} \cdot \frac{1 + \bar{V}}{1 - \bar{V}}. \quad (5.23)$$

Для кінцевих ділянок розподільника, де $V \rightarrow 0$ (має місце за умови тупикової схеми роздачі), пропонується залежність

$$\cos \varphi = \frac{\varepsilon \bar{\omega}}{2}, \quad (5.24)$$

де $\bar{\omega} = \omega_o / \Omega$ – відношення площі отвору до площі перерізу каналу; $\bar{V} = V_2 / V_1$ – відношення середньої швидкості потоку після відгалуження до середньої швидкості перед ним.

Стверджується, що в межах $\bar{\omega} < 0,25$; $\bar{V} > 0,5$ зміна φ більше залежить від \bar{V} ніж від $\bar{\omega}$.

На основі обробки великої кількості експериментальних даних, отриманих особисто на гідравлічному стенді, М.О. Єзерським [136], представлена емпірична формула, яка описує залежність φ від співвідношення швидкості транзитного потоку V і швидкості в отворі U_o для цього перерізу

$$\varphi = -1,08 \left(\frac{V}{U_o} \right)^3 + 12,53 \left(\frac{V}{U_o} \right)^2 - 51,97 \left(\frac{V}{U_o} \right) + 90. \quad (5.25)$$

За даними автора представлена функціональна залежність може бути використана в таких межах: $f = n\omega_o/\Omega < 2,2$; $\delta/d_o < 1,5$; $V/U_o < 3,5$.

Для з'ясування питання впливу окремих факторів на величину кута φ в лабораторії гідравліки Київського національного університету будівництва і архітектури ми провели серію спеціальних експериментів. Окремі результати вимірювань в безрозмірному вигляді наведено на рис. 5.13.

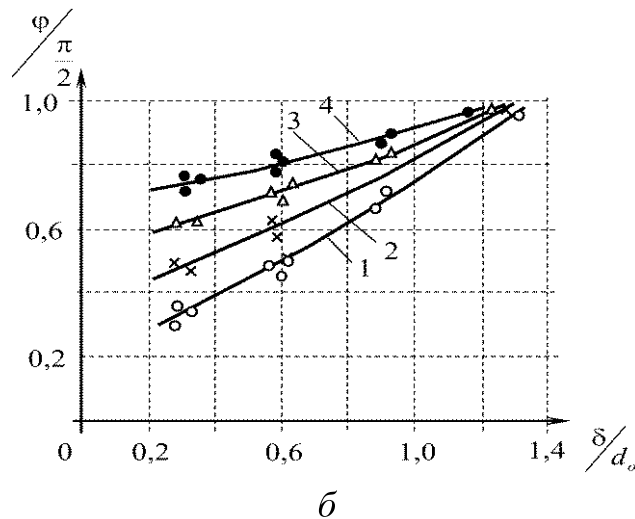
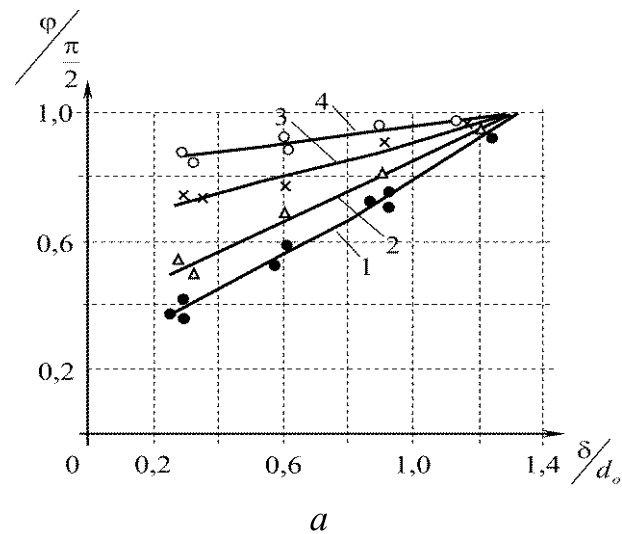


Рис. 5.13. Графіки залежності кута від'єднання від відносної товщини стінок трубопроводу за умови:

a – величина конструктивного параметра:

1 – $f = 2,14$; 2 – $f = 1,39$; 3 – $f = 0,72$; 4 – $f = 0,187$;

b – співвідношення швидкостей відділяемого і основного потоків:

1 – $U_o/V = 0,3$; 2 – $U_o/V = 0,7$; 3 – $U_o/V = 1,5$; 4 – $U_o/V = 2,5$

З графіків на рис. 5.13, *а* слідує, що за однакових значень співвідношення δ/d_o , збільшення величини конструктивного параметра f викликає відповідне зменшення φ і, навпаки. Характер впливу транзитного потоку в трубопроводі (зменшення співвідношення U_o/V) на величину φ можна прослідкувати на рис. 5.13, *б*. Підтверджено, що зменшення величини U_o/V , призводить до зменшення кута відділення витічних струминок рідини. Також показано, що в кінці розподільчого трубопроводу, який працює без транзиту (наявність в кінцевому перерізі заглушки або закритої засувки), призводить до збільшення співвідношення $U_o/V \rightarrow \infty$. За такої умови завжди в цих перерізах $\varphi = \pi/2$.

У результаті обробки і аналізу, отриманих в представленій роботі і в роботах інших дослідників експериментальних даних, ми пропонуємо таку емпіричну залежність для визначення кута від'єднання рідини φ за довжиною розподільних трубопроводів, а саме

$$\varphi = \frac{\pi}{2} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{x'}{pf} - \frac{\delta}{1,33d_o} \left(1 - \frac{x'}{pf} \right) \right] n \right\} \quad (5.26)$$

або

$$\varphi = \frac{\pi}{2} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{x}{pl} - \frac{\delta}{1,33d_o} \left(1 - \frac{x}{pl} \right) \right] n \right\}, \quad (5.27)$$

де

$$p = 0,5 \left(1 + \frac{\bar{Q}_{mp}}{\bar{Q}_n} \right) + 0,16f \left(1 - \frac{\bar{Q}_{mp}}{\bar{Q}_n} \right); \quad n = 0,28 + 0,3f. \quad (5.28)$$

Тут \bar{Q}_{mp}/\bar{Q}_n – відношення відносної транзитної витрати до відносної витрати в початковому перерізі (для даної труби постійна величина, завжди менше одиниці).

У випадку відсутності транзиту вираз (5.28) суттєво спрощується

$$p = 0,5 + 0,16f \quad (5.29)$$

У виразах (5.26), (5.27) величини x' і x змінюються у межах $0 \leq x' \leq pf$ і $0 \leq x \leq pl$. Береться, якщо $pf \leq x' \leq f$ або $pl \leq x \leq l$, кут $\varphi = \pi/2$. Значення конструктивного параметра знаходиться в межах $0 \leq f \leq 2,4$.

До переваг представлених залежностей, порівнюючи з існуючими, слід віднести те, що вони враховують змінність цього параметра за довжиною каналу. Окрім того, визначаючи його, використовуються величини, які відображають конструктивні параметри розглядуваних труб.

Переходячи до характеристики коефіцієнта відділяємої маси m в цілому, слід зазначити, що в загальному випадку він буде змінним за довжиною розподільного трубопроводу. Для його визначення рекомендується використовувати відоме (отримане для виводу вихідного диференційного рівняння (1.8)) співвідношення $m = U_o \cos \varphi / V$. За такої умови значення U_o/V для різних випадків роботи розподільних трубопроводів слід знаходити за залежностями (5.1) – (5.4), а величину кута φ за формулами (5.26), (5.27).

Отримані в експерименті і розраховані за запропонованою в роботі методикою, значення коефіцієнта m наведено на рис. 5.14.

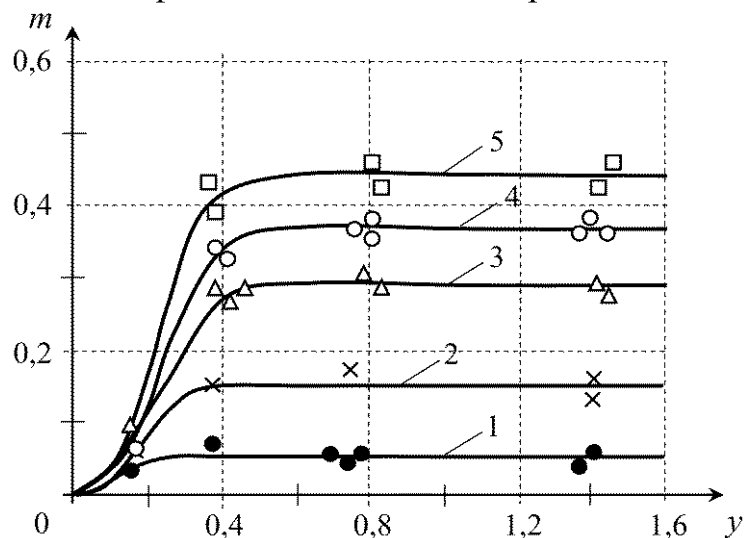


Рис. 5.14. Графік для визначення коефіцієнта змінюваної маси m :
 1 – $\delta/d_o = 0,3$; 2 – $\delta/d_o = 0,5$; 3 – $\delta/d_o = 0,7$; 4 – $\delta/d_o = 1,0$; 5 – $\delta/d_o = 1,2$

Отже величина m суттєво залежить від умов протікання струминок через отвори перфорації, тобто, від конструктивного параметра δ/d_o і співвідношення U_o/V , яке опосередковано враховується величиною $y = f - x'$. Очевидно, що за умов малих значень y (кінцеві ділянки розподільника) $m \rightarrow 0$. У разі віддалення від кінцевого перерізу величина коефіцієнта змінюваної маси суттєво зростає і за умови $y > 0,5$ стає практично постійною.

5.4. Гідравлічний коефіцієнт тертя λ

Як слідує з аналізу вихідного рівняння (1.8), яке описує рух рідини зі змінною масою в напірних трубопроводах, на вибір оптимальних конструктивних параметрів збірних і розподільних труб суттєво впливає правильне визначення величини гідравлічного коефіцієнта тертя λ .

Оскільки цей коефіцієнт входить до третього члена рівняння (1.8), то можна говорити про те, що він практично не впливає на роботу відносно коротких труб, коли втратами напору на гідравлічне тертя, порівнюючи з втратами напору, пов'язаними зі зміною витрати вздовж шляху, можна знехтувати. За такої умови коефіцієнт λ виключають з розгляду.

У разі застосування трубопроводів більшої довжини, коли втрати напору на гідравлічне тертя набувають суттєвого значення, визначення дійсної величини коефіцієнта λ являє важливу задачу. Особливо актуальним це питання постає під час розрахунку відносно довгих трубопроводів. В цьому випадку, у разі виключення другого члена в рівнянні (1.8), коефіцієнт λ зв'язаний прямою залежністю з загальними втратами енергії в трубопроводі. Тому, цілком зрозуміла та увага, яку приділяють дослідники вивченню цього питання.

У вітчизняній і зарубіжній технічній літературі представлена велика кількість робіт, в яких розглядається розрахунок напірних трубопроводів, що працюють за постійної витрати рідини і газу. Залежно від гідравлічного режиму роботи і матеріалу трубопроводів запропоновано багато емпіричних залежностей для визначення гідравлічного коефіцієнта тертя λ_0 в розглядуваному випадку.

За даними А.Д. Альтшуля [4], у разі ламінарного режиму руху рідини в напірному трубопроводі рекомендується використовувати формулу Хагена–Пуазейля

$$\lambda_0 = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (5.30)$$

У випадку турбулентного руху рідини величина гідравлічного коефіцієнта тертя функціонально залежить від числа Рейнольдса (Re) і матеріалу стінок трубопроводу, який характеризується відносною еквівалентною шорсткістю $\Delta_{\text{ек}}/D$, тобто

$$\lambda_0 = f\left(\text{Re}, \frac{\Delta_{ек}}{D}\right). \quad (5.31)$$

В останній час, найчастіше використовуваною, для різних чисел Рейнольдса, вважається універсальна залежність А.Д. Альтшуля

$$\lambda_0 = 0,11 \left(\frac{\Delta_{ек}}{D} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (5.32)$$

Очевидно, що наявність масообміну (приєднання або роздача рідини) на стінках труби суттєво змінює кінематику основного потоку і безумовно має впливати на величину гідравлічного коефіцієнта тертя [19; 23; 46; 48; 66; 100; 115; 136; 140; 148; 157; 169; 175; 184; 186]. Причому, як показали результати досліджень епюр осереднених швидкостей [13; 46; 190], вплив змінюваної маси рідини вздовж шляху має більший ефект у випадку приєднання частини потоку, якщо порівнювати з його від'єднанням.

Проведений аналіз епюр осереднених швидкостей в перерізі перфорованого трубопроводу свідчить про їх суттєву відмінність від епюр осереднених швидкостей за умови рівномірного руху. Однак, не дивлячись на це, окремі автори [46; 92; 140] під час розрахунку цих труб беруть величину гідравлічного коефіцієнта тертя таким, що дорівнює його значенню для труб із суцільними стінками λ_0 .

Таке припущення суттєво полегшує розв'язок вихідного рівняння (1.8). За такої умови для визначення λ_0 використовують як максимальне значення середньої швидкості в перерізі на розглядуваній ділянці V_{\max} (для збірника це швидкість в кінці ділянки $V_{\max} = V_k$, для розподілювача – на початку ділянки $V_{\max} = V_n$), так і середнє значення $V_c = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2}$ на цій ділянці.

Певну невідповідність між даними експериментальних досліджень і результатами аналітичного розв'язку вихідних рівнянь часто намагаються пояснити різницею в прийнятих значеннях λ і λ_0 .

Наприклад, І.М. Міркіс [104] запропонував у розрахунках брати загальні параметри перфорованого трубопроводу постійними і не враховувати їх змінність вздовж шляху. Величину λ він зовсім виводить із розгляду. Так загальні втрати напору в трубі пропонується знаходити за залежністю

$$H = \zeta_{on} \frac{V_{\max}^2}{2g}, \quad (5.33)$$

де ζ_{on} – коефіцієнт опору труби, для визначення якого рекомендуються емпіричні формули:

- під час розподілу води

$$\zeta_{on} = \frac{2,2}{K_n^2} + 1; \quad (5.34)$$

- під час збору води

$$\zeta_{on} = 9,1 - 2,9K_n, \quad (5.35)$$

де $K_n = \tilde{f}/\mu$.

Ця методика є досить приблизною і може бути використана тільки для орієнтовних розрахунків.

Розуміння характеру процесів, які відбуваються під час руху рідини зі змінною масою в перфорованих трубопроводах і, на базі цього розробка надійних методик для їх розрахунку можлива тільки на основі вивчення особливостей кінематики потоку в каналі. Однак, слід відмітити, що на сьогодні експериментальних даних з цього питання ще недостатньо. Відомості ж про пульсаційні характеристики такого руху, які б дали змогу аргументовано говорити про взаємодію між основним і приєднаним (від'єднаним) потоком, а також з'ясувати питання про залежність між коефіцієнтами λ і λ_0 , практично відсутні.

Безумовно, на величину гідравлічного коефіцієнта тертя впливає характер приєднання (від'єднання) рідини через бічну поверхню труби. У разі турбулентного режиму входу (виходу) через отвори і щілини має місце інтенсивна взаємодія (перемішування) основного і змінюваного за довжиною потоків [13; 29; 46; 66; 193].

Зазвичай інтенсивність взаємодії основного і змінюваного потоків характеризують відношенням швидкості втікання (витікання) через отвір до середньої в цьому перерізі швидкості потоку в каналі U_o/V , яка в свою чергу залежить від конструктивного співвідношення труби $f = \alpha_n l / \Omega$ (за умови турбулентного режиму входу рідини через стінки).

Отже, для трубопроводів в яких витрата змінюється вздовж шляху, функціональна залежність гідравлічного коефіцієнта тертя, без врахування другорядних факторів, може бути представлена у вигляді:

- для турбулентного режиму обміну

$$\lambda = \psi \left(\text{Re}, \frac{\Delta_{ек}}{D}, \frac{U_o}{V}, f \right); \quad (5.36)$$

Як правило, рух рідини всередині перфорованого трубопроводу носить турбулентний характер. Однак, в окремих випадках, наприклад в дренажних трубопроводах, у разі пропуску малих витрат води, режим руху може бути ламінарним [171; 184]. Наявність масообміну на стінках суттєво знижує критичне число Рейнольдса, яке відповідає переходу від ламінарного режиму до турбулентного [192; 196]. Так Квейль і Леві [187], досліджуючи перфоровані трубопроводи, зазначали, що наявність пульсацій швидкостей в основному потоці мала місце вже за умови $\text{Re} = 300$. Це дозволяє зробити висновок про те, що в технічних напірних перфорованих трубопроводах ламінарний режим руху рідини зустрічається досить рідко і може цікавити спеціалістів в обмеженому колі задач.

За даними [178], гідравлічний коефіцієнт тертя в цьому випадку рекомендується визначати за залежністю

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \left(1 - 23 \text{Re}_R + 2130 \text{Re}_R^2 \right), \quad (5.37)$$

де $\text{Re}_R = U_n R / \nu$ – радіальне число Рейнольдса, яке підраховується для швидкості масообміну U_n і гідравлічного радіусу труби R .

Значно більше уваги вітчизняними і зарубіжними вченими було приділено визначенню гідравлічного коефіцієнта тертя під час турбулентного руху рідини в перфорованих трубопроводах [13; 22; 66; 113; 136; 190]. Більшість авторів зазначали, що наявність турбулентного масообміну на стінках труби в окремих випадках призводить до значного (в два рази і більше) збільшення λ , порівнюючи з його значеннями ід час рівномірного руху λ_0 . Причому, суттєво більші значення мали місце у випадку роботи збірних, а менші – розподільчих трубопроводів.

Як показує аналіз розглянутих експериментальних і теоретичних досліджень, втрати напору під час турбулентного руху в трубі з перфорованою стінкою являють собою результуючий ефект обміну кількістю руху та перетворення механічної енергії в теплову і мають подвійну природу.

Макроскопічний обмін кількістю руху за потоком виникає в результаті перемішування мас, які надходять (або витікають) в трубу з масою основного потоку, і як наслідок, викликає суттєві деформації поля швидкостей у розглядуваному випадку, якщо порівнювати із стандартною епюрою в перерізі трубопроводу з суцільними стінками (рис. 5.2, рис. 5.5). Співвідношення між втратами енергії на ці види обміну залежить від характеру руху в трубі, інтенсивності підводу (роздачі) рідини, форми і кількості отворів і їх взаємного розміщення. Сумарний коефіцієнт турбулентного тертя можна представити у вигляді [46]

$$\lambda = c\lambda_0 + \lambda_m, \quad (5.38)$$

де c – константа, значення якої знаходиться з експерименту; λ_m – умовний коефіцієнт турбулентного тертя, який характеризує втрати енергії внаслідок змішування приєднаних (від'єднаних) мас з основним потоком і переформування епюр швидкості.

Найчастіше загальну залежність для визначення гідравлічного коефіцієнта тертя за умови нерівномірного руху рідини в перфорованому трубопроводі (5.36) представляли у вигляді

$$\lambda = \beta\lambda_0, \quad (5.39)$$

де β – дослідний поправковий коефіцієнт, величину і форму представлення якого кожен з авторів подавав, як функціональну залежність від тих чи інших параметрів. Причому, значення цього коефіцієнта брались як постійними (β), так і змінними (β_{zm}) за довжиною труби.

Н.І. Матушкін [100] для визначення змінного за довжиною значення цього коефіцієнта, в трубопроводах з рівномірною зміною середньої швидкості вздовж шляху запропонував залежність

$$\beta_{zm} = \frac{F}{\left(\frac{V_k}{V_n}\right)^3 - 1}, \quad (5.40)$$

де V_n і V_k – середні швидкості руху рідини на початку і в кінці розглядуваної ділянки; F – експериментальний коефіцієнт, величина якого залежить від V_n , V_k і матеріалу труби.

У роботі [162] цей коефіцієнт рекомендується розраховувати за формулою

$$\beta = 1 + \frac{A}{\text{Re}^m}, \quad (5.41)$$

де за даними експериментальних досліджень пропонується брати $A = 10^5$; $m = 1,5$.

О.А. Василенко [13–15], досліджуючи роботу збірних трубопроводів з рівномірною перфорацією для випадку відсутності транзиту ($Q_{mp} = 0$), отримав емпіричну формулу

$$\beta = 4,8 - 0,7 \lg(n \text{Re}), \quad (5.42)$$

де $n = \frac{\lg(Q_x/Q_{mp})}{\lg(x/l)}$.

Ця залежність рекомендується для застосування в межах $3,6 < \ln(n \text{Re}) < 5,2$.

У випадку наявності транзитної витрати запропоновано

$$\beta = 3,4 - 0,57 \lg(nk \text{Re}), \quad (5.43)$$

де $n = \frac{\lg(Q_x/Q_{mp}) - \lg k}{\lg(x/l)}$.

Межі її використання становлять $2,0 < \lg(nk \text{Re}) < 4,1$.

У наведених залежностях взято: $k = Q_{mp}/Q_{np}$; Q_x – витрата в перерізі на відстані x від початку труби; Q_{mp} , Q_{np} – відповідно, транзитна і приєднана (шляхова) витрати для всього трубопроводу; Re – число Рейнольдса, яке підраховане за значенням швидкості в кінцевому перерізі.

У роботі вказується, що із збільшенням числа Рейнольдса основного потоку, різниця між λ і λ_0 зменшується. І якщо значення $\lg(nk \text{Re}) > 4,1$, що відповідає $\text{Re} > 100000$, в інженерних розрахунках можна брати $\beta = 1$, тобто, $\lambda = \lambda_0$.

М.А. Волинов [23], розглядаючи роботу перфорованих трубопроводів, запропонував кожну струминку, яка витікає з отвору перфорації, брати за виступ шорсткості, висота якого залежить від глибини проникнення струминки (як самостійного утворення) в потік рідини. Вплив збільшення шорсткості автор рекомендує враховувати введенням додаткового члена в універсальну формулу А.Д. Альтшуля (5.32)

$$\lambda = 0,11 \left[\frac{\Delta_{ек}}{D} + \frac{68}{Re} + \left(\alpha \frac{U_{o.c}}{V_c} \right)^2 \right]^{0,25}, \quad (5.44)$$

де $\alpha = 90$ – дослідний коефіцієнт; $U_{o.c}$ і V_c – відповідно, середня для всього збірника швидкість протікання рідини через отвори перфорації і середня швидкість руху рідини в перерізах за довжиною труби.

На основі обробки експериментальних даних І.І. Науменко [113] показав, що у збірних і розподільних трубопроводів гідравлічний коефіцієнт тертя з достатньою для технічних потреб точністю може бути описаний залежністю виду

$$\lambda = \frac{M}{Re^n}, \quad (5.45)$$

де M і n – емпіричні коефіцієнти, величина яких залежить від конструктивних особливостей трубопроводу і режиму руху рідини в ньому. Причому, значення λ для розподільних трубопроводів виходять суттєво нижчими ніж для збірних.

Автором для розподільчих труб систем краплинного зрошення отримано, що величину вказаних коефіцієнтів можна визначати за дослідними формулами:

якщо $200 < Re < 1600$; $M = 53,4 e^{-296,3\Pi}$; $n = 0,97 - 60,8\Pi$;

якщо $1600 < Re < 20000$; $M = 0,316 + 70,1\Pi^{1,25}$; $n = 0,25$,

де Π – ступінь стиснення перерізу у відгалуженні.

Для тих же умов у поліетиленових труб взято $M = 0,403$; $n = 0,27$ [113]. За такої умови вказується, що в межах $1000 < Re < 20000$ гідравлічний коефіцієнт тертя може збільшуватися в 1,5 – 2,5 рази, якщо порівнювати з рівномірним рухом. Підкреслюється, що більший інтенсивності відділення відповідають більші значення λ .

Для збірних трубопроводів, які працюють за умови $4000 < Re < 90000$, автором отримано $M = 13,9$; $n = 0,54$.

У роботі [148] А.А. Федорець і З.Р. Маланчук для металевих розподільних трубопроводів рекомендують брати $M = 2,111$; $n = 0,4$.

У роботах [46; 47] показано, що під час експлуатації збірного (розподільного) трубопроводу величина гідравлічного коефіцієнта тертя залежить від співвідношення U_o/V і є змінною вздовж труби. Однак,

запропоновані залежності для визначення λ мають досить складний вигляд і їх використання в інженерних розрахунках утруднене.

А.І. Єгоров [46] на основі аналізу великого обсягу експериментальних даних для описання ефекту взаємодії між основним потоком і приєднуваними (від'єднуваними) об'ємами рідини вводить поняття коефіцієнта вихорних опорів C_v , який визначається відношенням сумарної втрати напору на гідравлічне тертя h_l і на вихорні опори h_e до втрат напору тільки на тертя h_l на одній і тій самій прямолінійній ділянці руху потоку, тобто

$$C_v = \frac{h_l + h_e}{h_l}. \quad (5.46)$$

У загальному випадку коефіцієнт C_v пропонується знаходити за емпіричною залежністю

$$C_v = \alpha \varepsilon^n + 1, \quad (5.47)$$

де ε – відношення кінетичної енергії потоку струминки до кінетичної енергії потоку в трубі; α і n – параметри, які визначаються з експерименту:

- у випадку витікання струмин

$$n = 0,37e^{2,1(a+1)-1,46(a+1)^2}; \quad (5.48)$$

- у випадку втікання струмин

$$\alpha = 1,5(a+1)^{-1,25}, \quad (5.49)$$

де $a = \cos\varphi$.

З нашого погляду, введення до розгляду додаткового коефіцієнта C_v для характеристики вказаних течій тільки ускладнює розуміння процесу, який сповна може бути описаний загальноприйнятими в гідравліці поняттями.

Для з'ясування і уточнення питання про визначення величини гідравлічного коефіцієнта тертя в трубопроводах, які працюють з від'єднанням або приєднанням рідини вздовж шляху, ми провели відповідні дослідження. Графіки, що характеризують зміну λ в розподільному і збірному трубопроводах залежно від числа Рейнольдса основного потоку в каналі показано на рис. 5.15 [67].

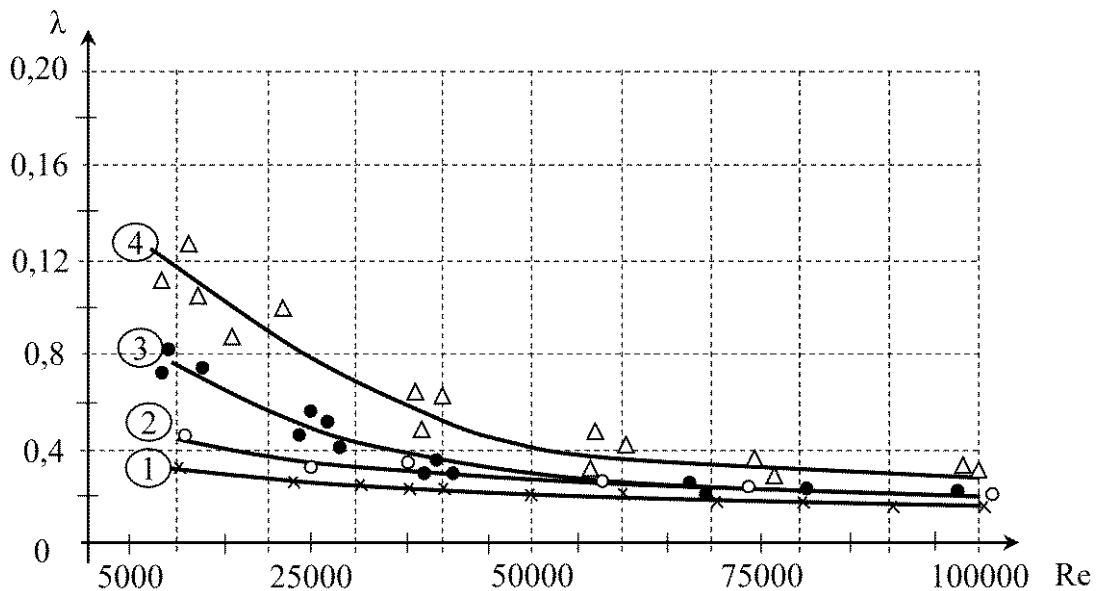


Рис. 5.15. Експериментальне визначення гідравлічного коефіцієнта λ в досліджуваних трубопроводах:

1. \times – вихідний сталевий трубопровід;
2. \circ – той же трубопровід з просвердленими отворами і постійною витратою вздовж шляху;
3. \bullet – випадок від'єднання рідини вздовж шляху;
4. Δ – випадок приєднання рідини

На цих графіках крива 1 відповідає значенням λ для досліджуваних трубопроводів із суцільними стінками. Крива 2 отримана для цих же труб, але у випадку, коли в їх бічних стінках були просвердлені і заклеєні отвори перфорації, тобто збільшилась еквівалентна шорсткість стінок каналу. Криві 3 і 4 відображають зміну вивчаемого коефіцієнта, відповідно, для випадку руху рідини в трубах із зменшуваною і збільшуваною за довжиною витратою.

Навіть попередній огляд графіків свідчить про те, що наявність відтоку або притоку рідини вздовж досліджуваного трубопроводу суттєво збільшує втрати енергії (напору) в ньому, а відповідно, і величину гідравлічного коефіцієнта тертя.

Підтвердженням цього можуть слугувати графіки на рис. 5.16, де зміна величини гідравлічного коефіцієнта тертя розподільного λ_p і збірного $\lambda_{зб}$ трубопроводів, представлена залежно від величини змінного за довжиною співвідношення швидкості витікаючих (втічних) струминок через отвори перфорації U_o до середньої швидкості основного потоку в розглядуваному перерізі V . Отже, більшим

значенням параметра U_o/V відповідають більші величини λ_p або $\lambda_{зб}$. Причому, за одних і тих же значень U_o/V , для збірних труб коефіцієнт $\lambda_{зб}$ є суттєво вищим ніж для розподільних λ_p . Цю обставину легко пояснити тим, що вплив приєднуваних струминок на основний потік значно перевищує вплив від'єднуваних.

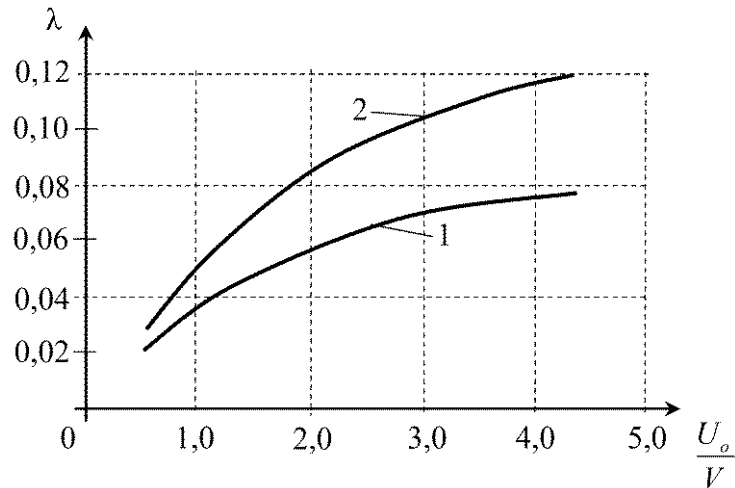


Рис. 5.16. Графік залежності коефіцієнта λ від співвідношення U_o/V :
1 – розподільні трубопроводи; 2 – збірні труби

На основі наведених графічних даних ми отримали більш зручні для практичного використання залежності.

Так, на рис. 5.17 показано зміну λ_p і $\lambda_{зб}$ відповідно до зміни конструктивних параметрів y і x' за довжиною перфорованого трубопроводу.

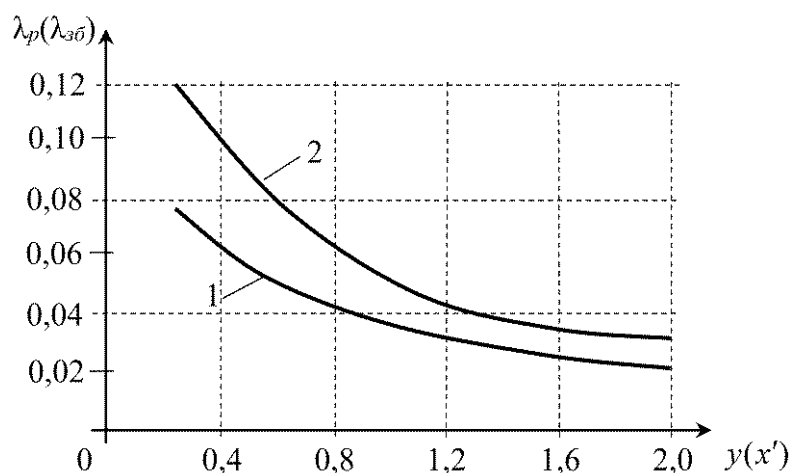


Рис. 5.17. Графік залежності λ від конструктивних співвідношень:
1. y – для розподільників; 2. x' – для збірників

Емпіричні залежності, які описують наведені графіки мають вигляд:

- розподільні трубопроводи

$$\lambda_p = 0,034y^{-0,59}; \quad (5.50)$$

- збірні трубопроводи

$$\lambda_{зб} = 0,048x'^{-0,67}. \quad (5.51)$$

Оцінюючи отримані графічні і, відповідні їм, емпіричні залежності, слід зазначити, що меншим числам y (або x') відповідають більші значення λ_p (або $\lambda_{зб}$), тобто, у випадку меншої перфорації, маємо більш інтенсивне перемішування і взаємодію між основним і змінюваним потоками, що призводить до суттєвого збільшення втрат енергії.

З нашого погляду, для практичних розрахунків величини λ рекомендується використовувати залежність (5.39). За такої умови, значення коефіцієнта λ_0 можна підраховувати за відомими залежностями, наприклад (5.32). Характер зміни осередненого за довжиною трубопроводу коефіцієнта β , який входить в (5.39), одержаного на основі обробки існуючих і отриманих нами даних (рис. 5.15 – 5.17), представлено на рис. 5.18.

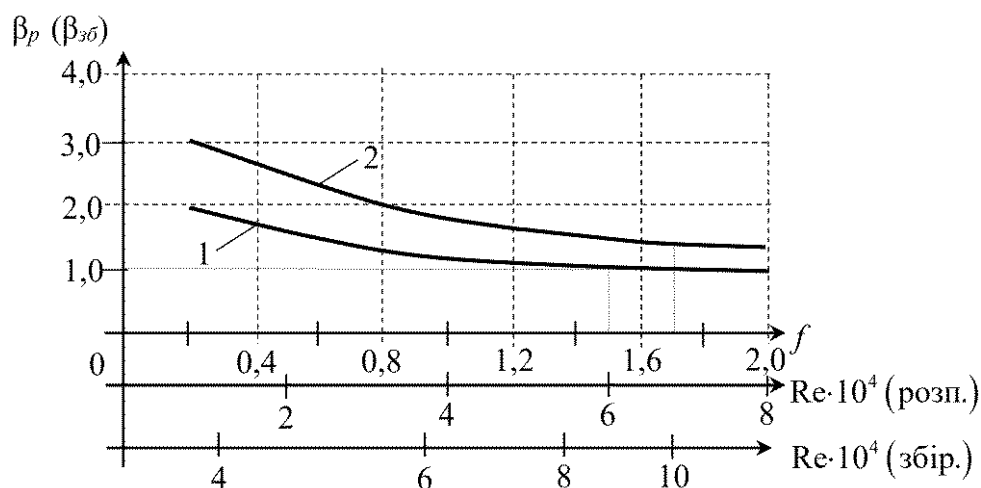


Рис. 5.18. Графік залежності β від характеристик трубопроводів:
1 – розподільники; 2 – збірники

Для конкретних інженерних розрахунків ми рекомендуємо відповідні емпіричні залежності для розрахунку осереднених за довжиною трубопроводів коефіцієнтів:

- для розподільних трубопроводів

$$\beta_{p.c} = 1,14 f^{-0,32}, \quad (5.52)$$

яка справедлива в межах $0,2 \leq f < 1,5$. Якщо $f \geq 1,5$, слід брати $\beta_{p.c} = 1$;

- для збірних трубопроводів

$$\beta_{зб.с} = 1,62 f^{-0,37}. \quad (5.53)$$

Остання залежність рекомендується для користування за умови $0,2 \leq f < 1,7$. У випадку $f \geq 1,7$, маємо $\beta_{зб.с} = 1,33$.

За наявності транзитної витрати в трубопроводах для визначення величини відповідних поправкових коефіцієнтів, автори пропонують такі емпіричні формули:

- для розподільників

$$\beta_{p.c} = \left(1,14 - 0,48 \frac{Q_{mp}}{Q_n} \right) f^{-0,32}; \quad (5.54)$$

- для збірників

$$\beta_{зб.с} = \left(1,62 - 1,44 \frac{Q_{mp}}{Q_k} \right) f^{-0,37}, \quad (5.55)$$

де Q_{mp}/Q_n і Q_{mp}/Q_k – відношення транзитної витрати, відповідно, до витрати в початковому і кінцевому перерізі перфорованого трубопроводу. В усіх випадках $\beta_{p.c}$ і $\beta_{зб.с}$ мають бути не менші ніж одиниця.

Підсумовуючи викладене, можна зробити висновок, що визначенню величини гідравлічного коефіцієнта тертя λ в трубопроводах, які працюють із зміною витрати вздовж шляху, у вітчизняній і зарубіжній літературі приділено досить багато уваги. Отримано велику кількість експериментальних результатів на базі яких пропонуються розрахункові залежності, які з тим чи іншим ступенем точності, описують розглядуване явище.

На нашу думку, під час турбулентного режиму від'єднання (приєднання) рідини, найбільш вдалим під час визначення величини гідравлічного коефіцієнта тертя слід вважати розрахункові формули (5.32), (5.39), (5.50) – (5.55).

5.5. Коефіцієнт витрати отворів перфорації μ

Вивчаючи роботу розподільних і збірних трубопроводів різного призначення, значну увагу дослідники приділяли визначенню величини коефіцієнта витрати отворів перфорації, відповідно, μ_p і $\mu_{зб}$.

Під час витікання під рівень в рідину, яка знаходиться в стані спокою або в атмосферу, закономірності зміни коефіцієнта витрати з малого отвору μ_o досить добре вивчені. Так за даними А.Д. Альтшуля [4], коефіцієнт витрати μ_o під час витікання важкої нестисливої рідини з постійною в'язкістю (має місце під час роботи санітарно-технічних систем) через малий отвір у резервуарі великих розмірів, в загальному випадку, визначається функціональною залежністю

$$\mu_o = \psi(Re_o, Eu_o, Fr_o, We_o) \quad (5.56)$$

У (5.56) відповідні критерії слід підраховувати за значеннями гідравлічних параметрів в отворах.

На основі обробки великої кількості експериментального матеріалу, виконаного в роботах [3; 4], автор показав, що в більшості практичних випадків (коли $Fr_o > 10$ і $We_o > 2500$), в розподільному і збірному трубопроводах має місце автомодельність відносно чисел Fr_o і We_o . Під час витікання під рівень в нерухому рідину або в атмосферу коефіцієнт μ_o можна розглядати як величину пропорційну Eu_o , тоді з (5.56) отримаємо

$$\mu_o = \psi(Re_o). \quad (5.57)$$

Для ламінарного режиму руху рідини через отвір (Re_o), коефіцієнт μ_o рекомендується визначати за залежністю

$$\mu_o = \frac{48}{Re_o}, \quad (5.58)$$

коли $25 < Re_o < 200 - 400$

$$\mu_o = \frac{Re_o}{1,5 + 1,4 Re_o}, \quad (5.59)$$

коли $200 - 400 < Re_o < 10000$

$$\mu_o = 0,592 + \frac{0,27}{\sqrt[6]{Re_o}}, \quad (5.60)$$

коли $10000 < Re_o < 300000$

$$\mu_o = 0,592 + \frac{5,5}{\sqrt{\text{Re}_o}}, \quad (5.61)$$

за умови $\text{Re} > 300000$ коефіцієнт витрати μ_o практично постійний і рівний 0,595 або, приблизно, 0,6.

Як показано в роботах [26; 27], на характер витікання рідини, а відповідно, і на величину коефіцієнта витрати, також впливає форма отвору і співвідношення його гідравлічного радіусу R (або діаметра отвору d_o) до товщини стінки $r_* = \delta/R$ або ($\delta^* = \delta/d_o$).

Зазначається, що витікання рідини з отвору в нерухому рідину за умови ламінарного режиму, мало місце при $\text{Re}_o \leq 80$. Під час витікання із щілини ламінарний режим зберігався до чисел $\text{Re}_o \leq 300$. Стверджується, коли числа $\text{Re}_o > 1000$, величина μ_o стає практично незалежною від Re_o і визначається в основному параметром r_* .

Значно складніша картина витікання рідини через отвори має місце під час роботи перфорованих трубопроводів, як в режимі роздачі, так і в режимі збору. За такої умови складова швидкості руху в площині отвору стає відмінною від нуля. Тобто, у випадку роздачі води, відділення частини потоку і його витікання через отвір відбувається в той момент, коли ця струминка також має певну повздовжню швидкість.

У випадку збору води, її втікання через отвори в боковій стінці труби відбувається в потік, що рухається всередині і зносить втічну струминку.

Отже, на величину коефіцієнта витрати μ , окрім числа Re основного потоку, суттєво впливає відношення швидкості витікання з отвору до середньої швидкості цього потоку у відповідному перерізі, U_o/V . Причому, в загальному випадку це співвідношення також змінюється за довжиною розподільних і збірних каналів. Отже, функціональна залежність (5.56) набуде вигляду

$$\mu = \psi \left(\text{Re}, \text{Re}_o, \frac{U_o}{V}, \frac{\delta}{d_o} \right). \quad (5.62)$$

Визначенню конкретної форми залежності (5.62), як для розподільних, так і збірних трубопроводів, присвячено досить велику кількість робіт [16; 26; 27; 32; 46; 57; 123; 132; 140; 149; 163; 184; 185].

Під час роботи розподільників витікання рідини відбувається зазвичай в нерухоме середовище. Проте, використання для визначення коефіцієнта витрати отворів перфорації μ_p формул типу (5.58) – (5.61) недостатньо обгрунтовано, тому що вони справедливі за умови прямого кута підходу рідини до площини отвору.

В нашому випадку, за рахунок наявності значної швидкості основного потоку в трубі, під дією сили інерції струминка, яка підходить до отвору, має таку ж швидкість за величиною і напрямком. Залежно від товщини стінки труби і діаметра отвору (співвідношення δ/d_o), кут від'єднання рідини від основного потоку буде меншим ніж 90° .

Г.А. Петров [125], аналізуючи результати експериментів, прийшов висновку, що більшій швидкості основного потоку відповідає менший кут від'єднання струминок рідини і, відповідно, менше значення коефіцієнта витрати.

У своїй роботі І.М. Коновалов [63] наводить залежність для знаходження коефіцієнта стиснення струмини ε як функцію від співвідношення швидкостей в каналі до і після отвору V_* , а також кута нахилу струмини до осі основного потоку φ , а саме

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{\pi} \left(V_* + \frac{1}{V_*} \right) \ln \frac{1+V_*}{1-V_*} + \frac{2}{\pi} \cos \varphi \ln \left(\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \right) + \sin \varphi. \quad (5.63)$$

Є.П. Вороніна [25] запропонувала залежність для визначення змінного за довжиною коефіцієнта витрати у вигляді

$$\mu_{p.зм} = f \left(\frac{V_i}{V_{i-1}} \right), \quad (5.64)$$

де V_i і V_{i-1} – середнє значення швидкості потоку до і після отвору.

Як слідує з роботи [25], зменшення швидкості основного потоку призводить до збільшення коефіцієнта витрати і за умови $V_i/V_{i-1} \rightarrow 0$, $\mu_{p.зм} = 0,72$.

Досліджуючи закономірності витікання струмин з отворів під час роздачі води, Л.Х. Максимов [98] встановив характер впливу на величину коефіцієнта витрати площі перерізу отвору ω , площі перерізу трубопроводу Ω , витрати q , яка витікає через отвір і витрати у відповідному перерізі розподільника Q (комплекс $b = Q\Omega/q\omega$).

Зазначається, що за значень b від 0 до 2 коефіцієнт витрати зростає за лінійним законом від нуля до 0,67. Далі, коли $2 < b \leq 5$, лінійна залежність порушується. Якщо $b = 5$ коефіцієнт $\mu_p = \mu_{p.\max} = 0,69$ і, у разі подальшого збільшення b , значення коефіцієнта витрати практично не змінюється.

Г.А. Кашеєва [57], вивчаючи вплив швидкісного режиму руху води в розподільнику на величину коефіцієнта витрати отвору перфорації, розглядала три види витікання:

- а) витікання з отвору в атмосферу у відкритому лотку;
- б) затоплене витікання з отвору в напірному трубопроводі;
- в) затоплене витікання з отвору в напірній трубі в потік, що рухається.

На основі експериментальних досліджень автор запропонував розрахункові формули для визначення коефіцієнта витрати у вигляді

$$\mu_{p.зм} = \frac{0,64}{1 + 0,68 \left(\frac{V}{U_o} \right)^2}, \quad (5.65)$$

де V – середня швидкість в цьому перерізі потоку; U_o – швидкість витікання води з отвору.

Для підвищення коефіцієнта витрати рекомендується використовувати спеціальні відбивачі перед отвором.

У роботах [149; 177] авторами досліджувався вплив швидкості основного потоку в перфорованому трубопроводі і кута нахилу витічної струминки на величину коефіцієнта витрати. Унаслідок обробки експериментальних даних пропонується залежність

$$\mu_{p.зм} = \mu_o \sin^3 \varphi, \quad (5.66)$$

де μ_o – значення коефіцієнта витрати, яке визначене за формулою (5.59).

Для коефіцієнтів швидкості $\varphi_{V.p}$ і стиснення ε_p було також знайдено відповідні емпіричні формули

$$\varphi_{V.p} = \varphi_{V.o} \sin^2 \varphi; \quad (5.67)$$

$$\varepsilon_p = \varepsilon_o \sin \varphi, \quad (5.68)$$

де $\varphi_{V.o}$ і ε_o – значення вказаних коефіцієнтів під час витікання з одиночного отвору.

Слід зазначити, що діапазон зміни параметра δ/d_o в роботі був досить обмеженим, що не дає змоги розповсюджувати отримані результати на всі випадки роботи цих трубопроводів.

М.О. Єзерський [136] після дослідження водопровідних труб отримав формулу

$$\mu_{p.зм} = 0.79 - 0.11 \frac{V}{U_o}, \quad (5.69)$$

яка справедлива в діапазоні зміни основних конструктивних параметрів розподільних трубопроводів у межах: $f \leq 2,15$; $\delta/d_o < 1,5$; $V/U_o < 4,5$.

Автор показав, що під час роботи розподільного трубопроводу без транзитної витрати (кінцевий переріз заглушений), коефіцієнт витрати в кінцевому отворі $\mu_{p.к}$ буде більшим від його значення в початковому $\mu_{p.п}$. Між ними знайдено емпіричне співвідношення

$$\mu_{p.к.}/\mu_{p.п} = 1 + 0,13f. \quad (5.70)$$

А.І. Єгоров [46] на базі обробки експериментальних даних запропонував залежність для визначення коефіцієнта витрати отворів перфорації у вигляді степеневі функції

$$\mu_p = 0,95 - 0,17 \left(\frac{Re_* + 1}{\delta^*} \right)^{0,4}, \quad (5.71)$$

де $Re_* = Re/Re_o$; $\delta_* = \delta/d_o$ – безрозмірні конструктивні характеристики розподільного трубопроводу.

Зазначається, що під час проведення досліджень, в розподільних трубопроводах реальних споруд систем водопостачання і водовідведення значення μ_p змінювалось від 0,495 в першому по ходу отворі до 0,697 – в останньому.

У цій же роботі для перфорації стінок, виконаній у вигляді щілин, залежно від кута її орієнтації до напрямку основного потоку (φ) пропонуються такі формули для визначення змінного за довжиною коефіцієнта витрати:

для розподільників:

$$\mu_{p.зм} = 0,97 - 0,0031 Re_* - 0,1\varphi^2 - 0,027\omega_*, \quad (5.72)$$

для збірників:

$$\mu_{зб.зм} = 1 - 0,005 Re_* - 0,155\sqrt{\varphi} - 0,125\omega_*, \quad (5.73)$$

де $\omega_* = 1,27 a_{щ} b_{щ} \left(\frac{l_* + 1}{D^2} \right)$, тут $a_{щ}$ і $b_{щ}$ – відповідно, довжина і ширина щілини; l_* – відношення довжини труби до відстані між щілинами.

Визначення коефіцієнта витрати в збірних трубопроводах $\mu_{зб}$ розглядається в роботах [1; 23; 184]. В них зазначається, що з ростом відношення U_o/V від 0 до ∞ , коефіцієнт $\mu_{зб}$ змінюється від нуля і асимптотично наближається до значення коефіцієнта витрати одиночного отвору μ_o .

У роботах [13; 27; 46; 104; 185] вказується, що за умови зростання U_o/V від нуля до одиниці, коефіцієнт витрати в збірному трубопроводі може навіть перевищувати його значення для одиночного отвору, тобто $\mu_{зб}/\mu_o > 1$.

За даними Г.С. Шандорова [164], якщо при $U_o/V > 3$, а за результатами досліджень, наведених у роботі [185], якщо $U_o/V > 10$, в потоці має місце автомоделність значення коефіцієнта $\mu_{зб}$ від цього параметра. Ці розходження можна пояснити тим, що в дослідах вивчалися отвори різної форми які улаштовувалися в каналах різного розміру, тобто мали різне значення співвідношення d_o/D .

І.М. Миркіс [104] зробив досить вдалу спробу врахувати змінність величини $\mu_{зб}$ за довжиною збірника. Вивчаючи роботу шламозбірних трубопроводів водопровідних відстійників і освітлювачів, а також, базуючись на дослідних даних, автор отримав емпіричну залежність

$$\mu_{зб.i} = 0,91 \delta_*^{0,35} + 0,19 f_i^{0,7}, \quad (5.74)$$

де $\mu_{зб.i}$ – коефіцієнт витрати і-го отвору; f_i – відношення сумарної площі отворів, яка відраховується від початкового до і-го отвору, до площі перерізу збірника ($f_i \leq 0.85$). В дослідженнях бралось $\delta_* \leq 0,75$.

Н.А. Горкін [26], вивчаючи роботу щілинних збірних трубопроводів, на базі даних експериментальних досліджень отримав узагальнену емпіричну формулу для визначення змінного за довжиною коефіцієнта витрати отворів перфорації збірного трубопроводу у вигляді

$$\mu_{зб.зМ} = 1 - (0,005 - 0,0004 f_{щ}) \text{Re}_* - 0,125 \sqrt{f_{щ}}, \quad (5.75)$$

де $f_{щ} = \text{const}$ – відношення загальної площі перерізу щілини до площі перерізу труби.

У дослідях автором використовувались відносно короткі збірні трубопроводи, у яких втрати енергії на гідравлічне тертя були незначними. Тому залежність (5.75) рекомендується використовувати тільки під час розрахунку відносно коротких труб.

Питанню встановлення вигляду залежності $\mu_{зб.зм}$ у випадку витікання рідини в потік, що рухається, присвячені також дослідження [40; 44; 53; 105; 123; 141; 149; 163]. В цілому отримані залежності носять емпіричний характер і рекомендуються авторами для використання тільки в тих межах зміни конструктивних характеристик труб, в яких проводились вимірювання.

Як приклад, наведемо формулу, яка запропонована А.І. Єгоровим, [46]. Вона отримана на базі узагальнення великого масиву експериментальних даних

$$\mu_{зб.зм} = 0,44 + 0,43 \operatorname{erfc} \left(0,023 \frac{\operatorname{Re}_*}{\delta_*} - 10 \right). \quad (5.76)$$

До її недоліків слід віднести те, що автор не вказав ті граничні значення відношення V/U_o , за яких залежність може правильно описувати розглядувані явища. Вважається, що, коли $\operatorname{Re}_*/\delta_* \rightarrow 0$ значення коефіцієнта витрати досягає свого максимального значення $\mu = \mu_{\max} = 0,87$.

На нашу думку, застосування в розрахунках емпіричних залежностей, які дають змінні за довжиною труби значення коефіцієнта витрати $\mu_{зб.зм}$ не є достатньо обґрунтованим, оскільки обмежується тією обставиною, що умови інтегрування основних рівнянь руху рідини зі змінною масою, значення $\mu_{зб}$ бралися постійними, які дорівнювали середній для всього збірника величині.

Виходячи із викладеного, ряд авторів під час розрахунків беруть значення коефіцієнта витрати $\mu_{зб}$ постійним для збірного трубопроводу. О.А. Василенко [15] рекомендує визначати конкретні значення $\mu_{зб}$ залежно від величини конструктивного параметра $f = \alpha_n l / \Omega$. За такої умови $\mu_{зб}$ змінюється в межах від 0,92 до 0,43 у разі зміни f від 0,4 до 2,6.

М.А. Волинов [24], досліджуючи пластмасові гофровані труби з внутрішнім діаметром $D=0,0454$ м, які були перфоровані круглими

отворами $d_o=0,0014$ м і характеризувалися значеннями узагальненого параметра $T = \lambda_{зб} / \mu_{зб} S$ від 13,5 до 56,2, зазначав зміну $\mu_{зб}$, відповідно, від 0,66 до 0,73 (тут $S = \sum \omega_o / \pi D l$ – відношення площі отворів перфорації до всієї площі бічної поверхні труби). Автор рекомендує визначати загальний для всього збірника коефіцієнт витрати за залежністю

$$\mu_{зб} = \mu_o th \left(0,8 \frac{U_{o.сep}}{V_k} \right), \quad (5.77)$$

де $U_{o.сep} / V_k$ – відношення середньої для всієї труби швидкості втікання води до середньої швидкості руху рідини в кінцевому перерізі збірника.

Збільшення значення коефіцієнта витрати під час збору рідини, порівняно з його величиною для одиночного отвору, пояснюється наявністю певного ефекту ежекції, який створюється за рахунок взаємодії основного транзитного потоку в каналі і втічної через отвір перфорації струмینی.

На основі обробки результатів експериментальних досліджень В.І. Чехунов [161] для збірних трубопроводів з довільним нелінійним законом зміни витрати вздовж шляху рекомендує коефіцієнт $\mu_{зб.зм}$ знаходити за залежністю

$$\mu_{зб.зм} = th \left[\frac{c}{\pi} \left(\frac{q^n d^{n-1}}{v} \right)^{\frac{m}{2}} \right], \quad (5.78)$$

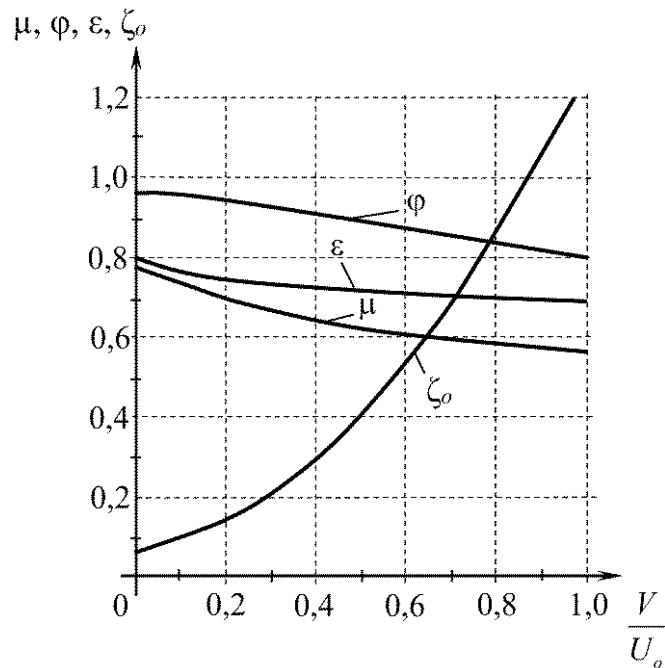
де q – приєднувана витрата на одиниці довжини труби; c і m – дослідні коефіцієнти; n – показник степені, який враховує закон зміни витрати (за умови коли $n = 1$ маємо випадок рівномірного збору рідини вздовж шляху).

Для пластмасових трубопроводів, цей же автор, для визначення коефіцієнта витрати пропонує емпіричну залежність:

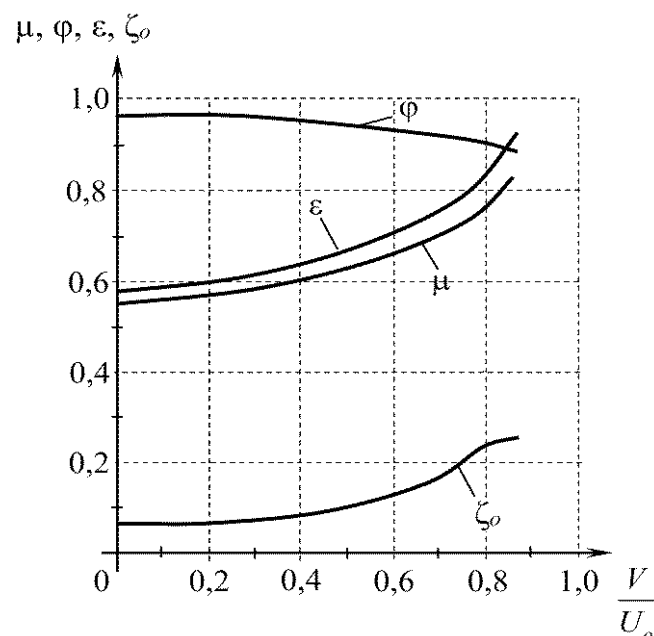
$$\mu_{зб.зм} = 0,7612 + 0,0248 \frac{Re}{Re_o} - 0,0011 \frac{Re}{Re_o}. \quad (5.79)$$

На базі отриманих даних, після обробки результатів експериментів наведених в роботах [105–107], на рис. 5.19 представлені відповідні графічні залежності щодо визначення змінних за довжиною

трубопроводів коефіцієнтів: витрати отворів перфорації μ , швидкості φ , стиснення струмини ε , опору отвору ζ_o . На рис. 5.19, *a* наведені дані для розподільчих труб, на рис. 5.19, *б* – для збірних. Зміна названих параметрів розглядається залежно від співвідношення швидкостей основного потоку і швидкості витічних або втічних струминок рідини (V/U_o).



a



б

Рис. 5.19. Результати обробки експериментальних даних по визначенню відповідних коефіцієнтів:

a – розподільні труби; *б* – збірні трубопроводи

Аналіз наведених графіків дає змогу зробити висновок, що збільшення транзитної витрати основного потоку викликає зменшення значень коефіцієнтів витрати і стиснення струмини у розподільних труб і їх збільшення для збірних. Коефіцієнти швидкості в обох випадках мають тенденцію до зниження. В розподільних каналах коефіцієнт опору отворів перфорації досить інтенсивно зростає. Для розподільників ця тенденція виражена досить слабо.

Зменшення коефіцієнта витрати у розподільних трубах у разі збільшення долі транзиту, а відповідно і швидкості основного потоку в трубі, можна пояснити збільшенням впливу сил інерції, які діють в напрямку основної течії, під час підходу і розвороті потоку в отворі. За такої умови різко зростає коефіцієнт опору в отворі і втрати напору в ньому. Збільшення коефіцієнта витрати в збірних трубах у разі збільшення транзиту пояснюється наявністю певного ефекту ежекції, який виникає під час втікання струмини в потік, що рухається.

Як було визначено, для інженерних розрахунків розглядуваних трубопроводів, найбільш корисними є залежності, в яких визначення значень розшукуваних експериментальних коефіцієнтів здійснюється залежно від конструктивних характеристик перфорованих труб. Ми, на основі результатів власних експериментів, а також даних обробки і аналізу існуючих дослідів, запропонували такі емпіричні залежності для визначення коефіцієнта витрати [179]:

- змінне за довжиною значення у розподільного трубопроводу

$$\mu_{p.зм} = 0,53y^{-0,15}; \quad (5.80)$$

- осереднене за довжиною розподільника

$$\mu_{p.c} = 0,72 - 0,065f; \quad (5.81)$$

- змінне за довжиною значення у збірника

$$\mu_{зб.зм} = 0,72x'^{0,17}; \quad (5.82)$$

- осереднене за довжиною цього ж трубопроводу

$$\mu_{зб.c} = 0,85 - 0,156f. \quad (5.83)$$

Відповідні графіки наведені на рис. 5.20.

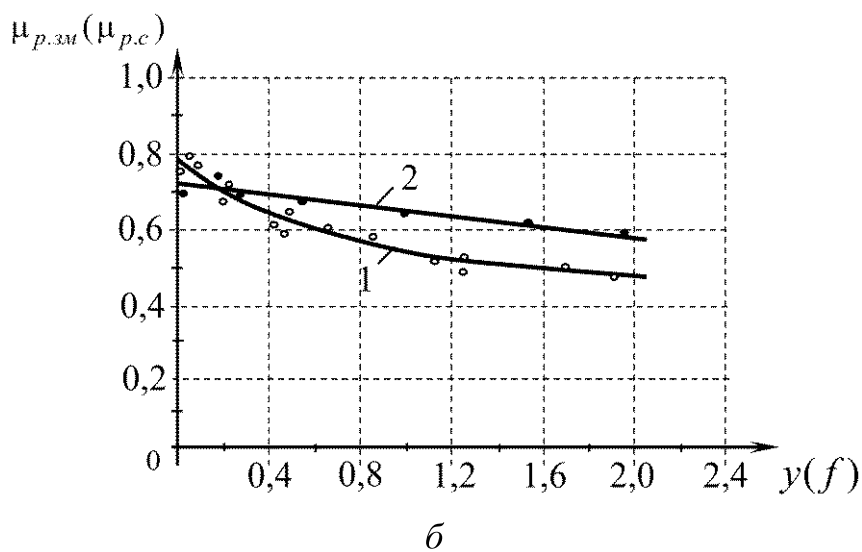
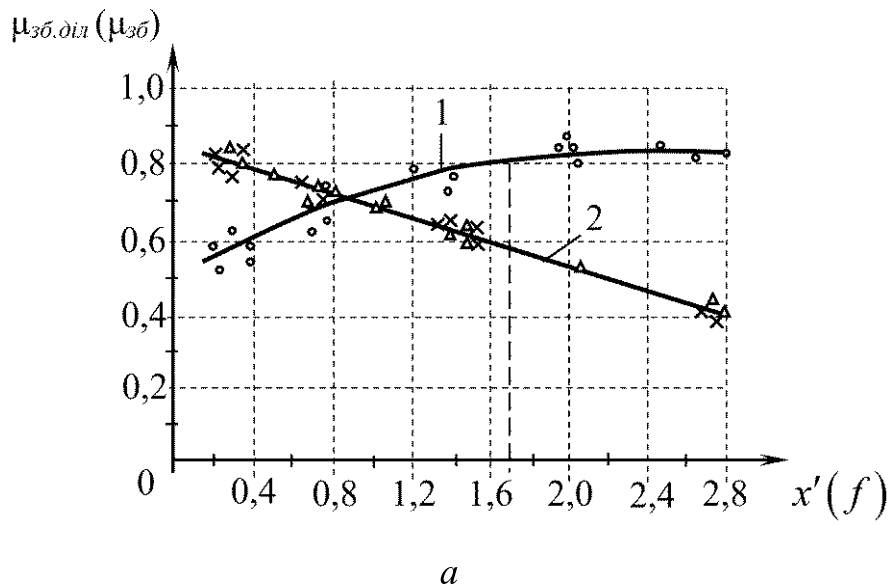


Рис. 5.20. Графіки по визначенню коефіцієнта витрати в розподільних (а) і збірних (б) трубопроводах:
 1 – значення змінні за довжиною каналу;
 2 – значення осереднені для всієї труби

Отримані залежності досить повно описують одержані експериментальні результати в межах $0,1 \leq f \leq 2,8$ і $\delta_* = 0,3 - 1,4$, що відповідає параметрам реальних водорозподільних і водозбірних систем очисних споруд систем водопостачання і водовідведення.

За наявності транзитної витрати для визначення коефіцієнта витрати слід використовувати такі формули: (5.84) – для розподільних труб і (5.85) – для збірних,

$$\mu_{p.c} = 0,72 - 0,065f \left(1 + \frac{Q_{mp}}{Q_n} \right)^{0,9} - 0,1 \frac{Q_{mp}}{Q_n}, \quad (5.84)$$

$$\mu_{зб.с} = 0,85 - 0,156 f \left(1 - \frac{Q_{mp}}{Q_k} \right)^{0,5} + 0,12 \frac{Q_{mp}}{Q_k}. \quad (5.85)$$

Підсумовуючи викладене щодо визначення величини коефіцієнта витрати отворів перфорації розподільчих і збірних трубопроводів μ , необхідно зазначити, що в загальному випадку, з достатньою повнотою він може бути описаний залежністю типу (5.62). Конкретний її вигляд залежить від конструктивних особливостей і умов роботи розглядуваних трубопровідних систем. Отримані експериментальні дані різних дослідників, в тому числі авторів даної роботи, які наведені в даному розділі, загалом охоплюють діапазон зміни характеристик перфорованих трубопроводів реальних споруд. Рекомендованими для використання, під час розрахунку значень коефіцієнтів витрати отворів перфорації розподільчих і збірних напірних трубопроводів систем водопостачання і водовідведення, пропонується вважати залежності (5.80) – (5.85).

5.6. Порівняльна оцінка розроблених методик розрахунку характеристик трубопроводів, які працюють зі змінною витратою вздовж шляху

У розділах 2, 3 на основі аналізу математичних моделей, що описують рух рідини зі змінною витратою в напірних каналах, отримано аналітичні залежності для розрахунку основних конструктивних і гідравлічних характеристик таких труб. Разом з тим представлені формули містять окремі коефіцієнти (m , λ , μ), визначення яких можливе тільки експериментальним шляхом.

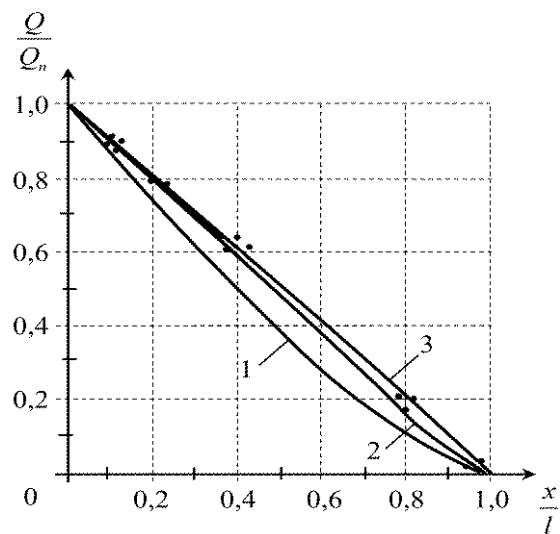
Далі в цьому розділі показано, що вказані коефіцієнти за величиною є змінними за довжиною каналу і залежать від їх конструкції і співвідношення швидкостей відділяємих (приєднуваних) струминок і швидкостей основного потоку. Врахування цієї обставини суттєво ускладнює отримані залежності і, відповідно, розроблені методики інженерного розрахунку цих труб.

Разом з тим, під час інтегрування системи вихідних диференціальних рівнянь (2.4), (2.5) умовно приймалося, що ці коефіцієнти є постійними за величиною і рівними їх осередненому значенню. На основі існуючих дослідних даних різних авторів (в тому

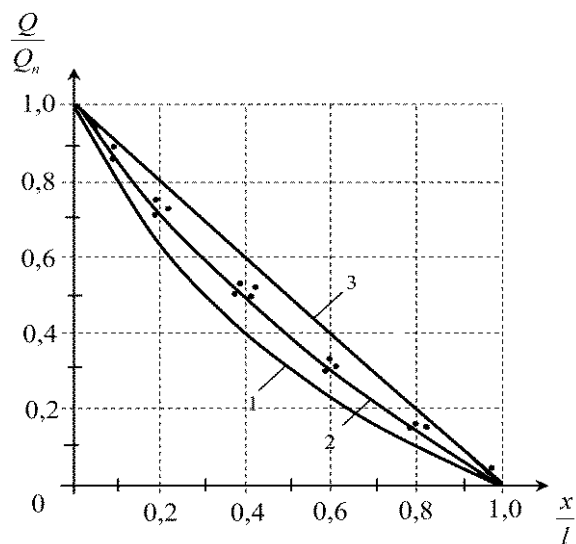
числі отриманих нами) вдалося запропонувати емпіричні залежності, які визначають величини цих коефіцієнтів. Застосування такого підходу значно спрощує запропоновані методики розрахунку.

В цьому розділі на ЕОМ здійснено серію розрахунків гідравлічних характеристик розглядуваних трубопроводів для випадку набуття значень коефіцієнтів m , λ , μ змінними і постійними за довжиною каналу. Оцінена величина похибки, яка виникає у такому випадку.

Результати розрахунків зміни відносної витрати за довжиною відносно коротких розподільних трубопроводів ($l/D = 20$) наведені на рис. 5.21, *а*, збірних – 5.22, *а*. Для відносно довгих труб ($l/D = 200$) – рис. 5.21, *б* і 5.22, *б*.



а



б

Рис. 5.21. Графіки зміни відносної витрати за довжиною розподільного трубопроводу

Для проведення чисельного аналізу, зробив підстановки $\bar{Q} = \bar{Q}/\bar{Q}_n$, $\bar{y} = y/f$, для розподільних труб приведемо вихідне рівняння (2.6) до вигляду

$$\frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} \frac{d^2\bar{Q}}{d\bar{y}^2} - (2-m)\mu_p^2 f^2 \bar{Q} \frac{d\bar{Q}}{d\bar{y}} + \lambda_p \mu_p^2 f^2 \frac{l}{2D} \bar{Q}^2 = 0. \quad (5.86)$$

Граничні умови будуть: у разі $\bar{y}_n = 0$, $\bar{Q}_n = 0$; у разі $\bar{y}_k = 1$, $\bar{Q}_k = 1$.

Крива 1 на рис. 5.21, а і 5.21, б відповідає результатам, які отримані для випадку коли коефіцієнти m_p , λ_p , μ_p прийнято змінними за довжиною трубопроводу. За такої умови, коефіцієнт λ_p розраховувався за формулою (5.50), коефіцієнт μ_p – за залежністю (5.80). Визначаючи величини коефіцієнта m_p , в межах конструктивних параметрів перфорованих трубопроводів, які були досліджені в цій роботі, бралось: коли $0 \leq y \leq 0,4$, $m = 0,68$ у; коли $0,4 < y \leq 0,6$, $m = 0,34 y^{0,26}$; при $y > 0,6$, $m = 0,3$.

Крива 2 побудована за формулами, отриманими в цій роботі в розділі 2.2. Для відносно коротких труб (2.11), для відносно довгих – (2.18). За такої умови, величина коефіцієнта k знаходилась з рівнянь (2.15) і (2.22). Вона бралась постійною за величиною і дорівнювала його значенню в початковому перерізі. Також постійними і осередненими для цього каналу підставляли значення відповідних коефіцієнтів: $m_{p.c} = 0,3$; $\lambda_{p.c}$ – за формулою (5.52); $\mu_{p.c}$ – за залежністю (5.81).

Крива 3 відповідає випадку рівномірної роздачі рідини за довжиною розподільника.

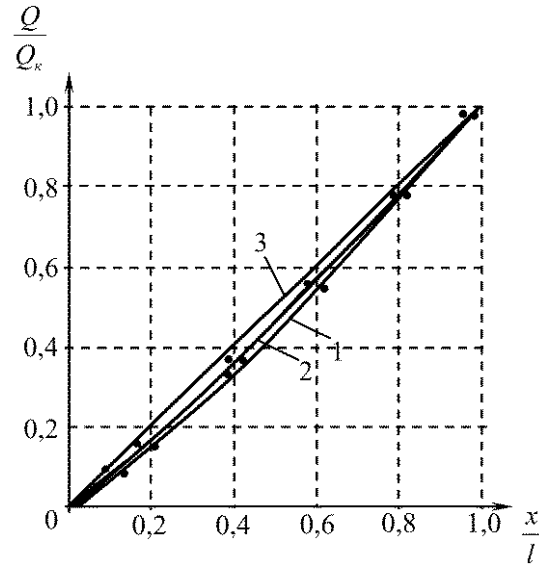
Розглядаючи роботу збірних трубопроводів, після підстановок $\tilde{Q} = \tilde{Q}/\tilde{Q}_k$ і $\tilde{x} = x'/f$, вихідне рівняння (2.6) зводиться до вигляду

$$-\frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} \frac{d^2\tilde{Q}}{d\tilde{x}^2} + 2\mu_{3\delta}^2 f^2 \tilde{Q} \frac{d\tilde{Q}}{d\tilde{x}} + \lambda_{3\delta} \mu_{3\delta}^2 f^2 \frac{l}{2D} \tilde{Q}^2 = 0. \quad (5.87)$$

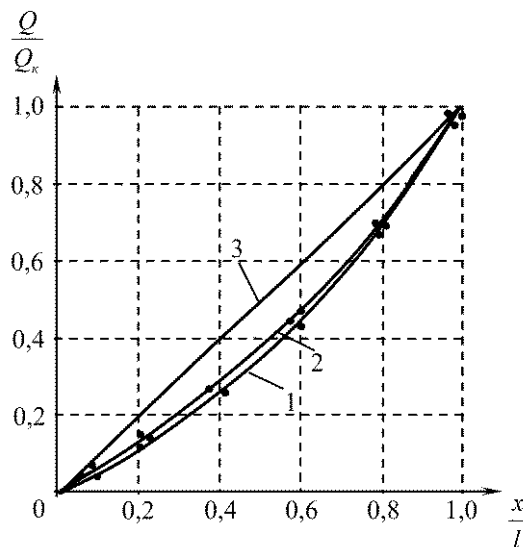
Граничні умови: коли $\tilde{x}_n = 0$, $\tilde{Q}_n = 0$; коли $\tilde{x}_k = 1$, $\tilde{Q}_k = 1$.
Результати розрахунків для різних варіантів приведені на рис. 5.22.

Крива 1 розрахована за умови змінних значень коефіцієнтів $\lambda_{3\delta}$ і $\mu_{3\delta}$, залежності, відповідно (5.51) і (5.82). Крива 2 – за формулою (3.11)

за умови постійних і середніх для всього трубопроводу значень коефіцієнтів $\lambda_{зб.с}$ і $\mu_{зб.с}$ – відповідно формули (5.53) і (5.83) і незмінному значенні коефіцієнта k , який береться для кінцевого перерізу і визначається за залежністю (3.16). Крива 3 – під час рівномірного притоку за довжиною трубопроводу.



а



б

Рис. 5.22. Графіки зміни відносної витрати за довжиною збірною трубопроводу

На представлених графіках нанесені дані експериментальних досліджень різних авторів.

Аналіз рис. 5.21 і 5.22 показує, що у розподільних і збірних трубопроводів найбільше розходження між кривими 1 і 2 досягає 5%.

Причому, це має місце в проміжних перерізах. У кінці ж труби розходження не перевищує 2%.

На нашу думку для розподільних і збірних трубопроводів цей результат можна пояснити тим, що за довжиною каналів зміна розглядуваних коефіцієнтів (λ , μ , m) відбувається в протилежних напрямках і вони до певної міри компенсують один одного. Унаслідок цього їх одночасна зміна сумарно не так суттєво впливає на кінцевий результат. Отримані дані справедливі для трубопроводів різної відносної довжини за різних значень конструктивного параметру f . Останнє свідчить про те, що вказані відхилення не будуть більшими в усьому діапазоні зміни конструктивних характеристик розглядуваних труб, який має місце в напірних перфорованих трубопроводах реальних інженерних споруд.

За запропонованою в представленій роботі методикою ми провели серію розрахунків напірного розподільного трубопроводу з характеристиками ($l = 8,0$ м; $D = 0,15$ м) щодо визначення характеру залежності величини показника рівномірності роздачі води за його довжиною χ від величини конструктивного параметра труби $f = \alpha_n l / \Omega$. Результати розрахунків представлені на рис. 5.23 (крива 1). Тут же нанесені експериментальні дані, отримані в роботі [136].

Окрім того, ми також провели розрахунки вказаного параметра за методикою запропонованою А.І. Єгоровим [46]. Отримані дані описуються кривою 2.

Для можливості порівняльного аналізу на цьому ж рисунку показана крива 3, яка розрахована за даними роботи [33].

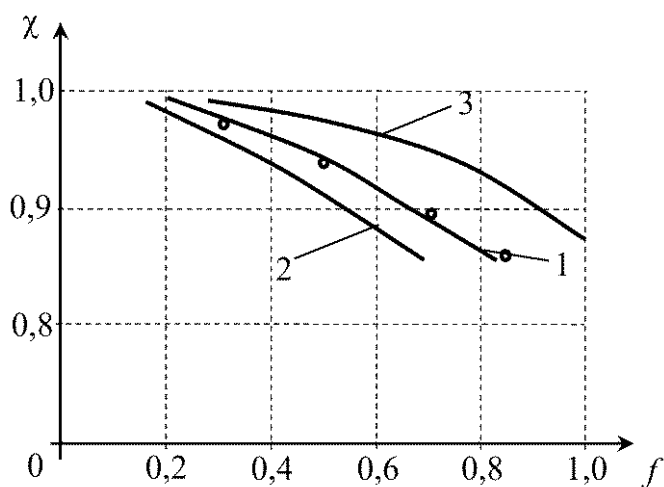


Рис. 5.23. Результати розрахунків показника рівномірності χ

Як слідує з рис. 5.23, між трьома кривими є досить суттєві розходження. Крива 3, порівнюючи в порівнянні з нашими даними, дає дещо завищені значення конструктивного параметра f , за якого буде забезпечуватися необхідна рівномірність розподілу рідини, крива 2 – занижені.

Завищені значення χ , отримані під час розрахунків за методикою [33], можна пояснити тим, що вони одержані для напірного розподільного трубопроводу, навколо якого знаходиться шар насипного матеріалу (щебінь, галька), який слугує додатковим опором під час виходу струминки рідини з отвору. Це приводить до певного вирівнювання від'єднуваних витрат на різних ділянках труби, тобто, підвищення величини показника рівномірності розподілу χ .

Занижені значення χ , отримані за методикою [46], з нашого погляду пояснюються тим, що під час її розробки автором не враховувався ефект відновлювання напору за довжиною розподільника. Тим самим вводився певний запас в результати розрахунків. Очевидно, що в коротких трубопроводах (до яких належить і розглядуваний приклад), цей запас може досягати суттєвої величини. Для трубопроводів відносно великої довжини відновлення напору, порівнюючи із їх загальними втратами, незначне, і дані розрахунків за обома методиками близькі між собою.

ВИСНОВКИ

На основі проведеного в цій роботі теоретичного аналізу і представленого експериментального матеріалу можна дійти таких основних висновків:

1. У роботі наведені результати теоретичних і експериментальних досліджень авторів щодо аналізу роботи розподільних і збірних напірних перфорованих трубопроводів ємнісних очисних споруд систем водопостачання і водовідведення.

2. На базі запропонованих уточнених математичних моделей течій розроблено достовірні і надійні методи розрахунку технологічних і конструктивних характеристик розглядуваних систем для різних умов їх роботи.

3. Наведено класифікації розподільних і збірних трубопроводів, які базуються на оцінці величини похибки, що виникає в розрахунках, відповідно, початкової і кінцевої витрат в трубі у разі нехтування втратами напору, пов'язаними з ефектом зміни витрати і втратами на гідравлічне тертя за довжиною, а також визначено межі, в яких під час розрахунків допустимо користуватися спрощеними залежностями.

4. Запропоновано методика розрахунку оптимальних конструктивних характеристик перфорованих труб постійного поперечного перерізу й інтенсивності перфорації бічних стінок. Її використання дасть змогу проектувати канали, що забезпечуватимуть технологічно задану ступінь рівномірності розподілу і збору рідини або вирішити зворотню задачу – оцінити ступінь рівномірності роздачі або збору за умови відомої інтенсивності перфорації.

5. Представлено методика визначення геометричних параметрів розглядуваних труб, яка дає можливість за рахунок зміни інтенсивності перфорації забезпечити довільний закон зміни витрати вздовж розподільних і збірних трубопроводів постійного або змінного перерізу, що суттєво розширює межі їх застосування.

6. Визначено основні критерії подібності, які можуть бути використані під час аналізу і узагальнення експериментальних даних різних авторів, а саме: число Рейнольдса (Re), коефіцієнт опору перфорованого трубопроводу ($\zeta_l = \lambda l/D$), гідравлічний коефіцієнт тертя (λ), скважність (\bar{f}) і конструктивний комплекс ζ_l/\bar{f} .

7. Експериментально досліджено інтегральні характеристики і кінематику потоків з від'єднанням і приєднанням рідини вздовж шляху. На цій основі вивчено швидкісну структуру таких течій, а також механізм взаємодії між основними і змінюваними потоками, що дало змогу обґрунтувати причини збільшення втрат напору в розподільних і збірних каналах, порівнююючи з трубопроводами із суцільними стінками.

8. Обробка отриманих експериментальних даних дала можливість встановити закономірності зміни коефіцієнта змінюваної маси m , гідравлічного коефіцієнта тертя λ і коефіцієнта витрати μ від конструктивних і гідравлічних характеристик цих труб, а також отримати зручні емпіричні залежності для їх розрахунку.

9. На основі аналізу математичних моделей, які описують рух рідини зі змінною витратою, розроблено більш досконалі методики інженерного розрахунку розподільних і збірних напірних трубопроводів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Абрамович Г.И. Теория турбулентных струй: монография. Москва: Наука, 1984. 717 с.
2. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий: монография. Москва: Наука, 1976. 279 с.
3. Альтшуль А.Д. О влиянии поверхностного натяжения на истечение жидкостей из отверстий. / Сб. трудов МИСИ им. В.В. Куйбышева, Москва: 1968. № 55. С. 11–20.
4. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления: монография. Москва: Недра, 1970. 216 с.
5. Бабе Г.Д., Бондарев Э.А., Воеводин А.Ф., Каниболотский М.А. Идентификация моделей гидравлики: монография. Новосибирск: Наука, 1980. 159 с.
6. Безусяк А.В., Дмитриев А.Ф., Пивовар Н.Г. Гидравлический расчет коллекторов-распределителей. / Мелиорация и водное хозяйство. К.: 1987. № 67. С. 52–59.
7. Большаков В.А., Константинов Ю.М., Попов В.Н. и др. Справочник по гидравлике. К.: Вища школа, 1984. 343 с.
8. Большаков В.А., Кравчук А.М. Визначення параметрів перфорованих трубопроводів, які забезпечують технологічно заданий режим збору рідини. / Вісник ТAU та НТУ. Київ: 2000. №4. С. 138–143.
9. Большаков В.А., Кравчук А.М. Оцінка впливу транзитної витрати на характеристики розподільчих дренажних трубопроводів. / Вісник ТAU та НТУ. Київ: 2001. №5. С. 90–95.
10. Большаков В.А., Кравчук А.М. Визначення оптимальних конструктивних характеристик розподільчих трубопроводів. / Вісник ТAU та НТУ. Київ: 2002. №7. С. 106–109.
11. Брэдшоу П. Турбулентность: монография. / пер. с англ. под ред. А.С. Гиневского. Москва: Машиностроение, 1980. 343 с.
12. Бронштейн И.Н., Семендяев К. А. Справочник по математике. Москва: Наука, 1981. 720 с.
13. Василенко А.А. Исследование движения жидкости в трубопроводах с присоединением расхода вдоль пути. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1970. Вып. 10. С. 41–48.

14. Василенко А.А. Уравнения движения жидкости в дырчатых трубопроводах с учетом закона присоединения расхода. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1973. Вып. 16. С. 21–28.

15. Василенко А.А. Гидравлический расчет трубопроводов для сбора жидкости вдоль пути. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1973. Вып.16. С. 28–32.

16. Василенко А.А., Смыслов В.В. Анализ уравнения движения жидкости в горизонтальном цилиндрическом трубопроводе с присоединением расхода вдоль пути. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1973. Вып. 17. С. 19–25.

17. Василенко А.А., Кравчук А.М. Гидравлический расчет перфорированных сборных трубопроводов произвольной длины. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1986. Вып. 43. С. 70–73.

18. Василенко А.А., Кравчук А.М. Обеспечение заданной равномерности сбора жидкости вдоль пути перфорированного трубопровода. / Строительные материалы и санитарная техника. Киев: 1987. № 10. С. 22–26.

19. Василенко А.А., Кравчук А.М. Гидравлический расчет сборных трубопроводов в сооружениях водоснабжения и водоотведения. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1991. Вып. 52. С. 57–61.

20. Вдовин Н.И., Волынов М.А. Особенности гидравлического расчета систем капельного орошения. / Доклады ВАСХНИЛ. Москва: 1976. №8. С. 41–43.

21. Войнич – Сяножецкий Т.Г. Уравнения турбулентного течения потока с переменным расходом вдоль пути и их решение. / Изв. ТНИИСГЕИ им. А. Винтера. Москва: 1960. №12(46). С. 20–32.

22. Войнич – Сяножецкий Т.Г. и др. О турбулентном течении двухфазного воздушного потока с переменным расходом вдоль пути. / Изв. ТНИИСГЕИ им. А. Винтера. Москва: 1960. №12(46). С. 41–52.

23. Волынов М.А. О расчете трубопроводов с проницаемыми стенками. / Гидротехническое строительство. Москва: 1977. №7. С. 12–17.

24. Волынов М.А. Особенности гидравлического расчета труб с проницаемыми стенками. / Сб. научн. трудов В/О “Союзводпроект”. Москва: 1978. № 49. С. 169–178.

25. Воронина Е.Л. Исследование гидравлического режима трубчатого дренажа большого сопротивления: монография. Изд-во ЛИИВТ Ленинград: 1950. 120 с.

26. Горкин Н.А. Коэффициент расхода при сборе воды щелевыми трубами. / Водоснабжение и санитарная техника. Москва: 1964. № 10. С. 34–37.

27. Горкин Н.А. Коэффициент расхода при распределении воды щелевыми трубами. / Водоснабжение и санитарная техника. Москва: 1969. № 11. С. 12–15.

28. Грабовский А.М., Иванов К.Ф., Казаков А.И., Форкерт Я.М. Влияние транзитного потока на коэффициент расхода при истечении через отверстие в стенке трубы. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1987. Вып. 44. С. 75–78.

29. Грабовский А.М., Иванов К.Ф., Казаков А.И., Форкерт Я.М. Кинематическая структура потока при движении его с отделением и присоединением массы вдоль трубопровода. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1987. Вып. 45. С. 9–13.

30. Грабовский П.А. Уравнение движения жидкости в трубопроводе постоянного сечения при раздаче по пути. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1974. Вып. 19. С. 32–36.

31. Грабовский П.А. Методика гидравлического расчета раздающих трубопроводов с использованием ЭВМ. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1982. Вып. 34. С. 69–73.

32. Грабовский П.А., Тюрев В.Ф., Уманский В.Е. Расчет распределительных трубопроводов скорых фильтров. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1985. Вып. 41. С. 5–10.

33. Грабовский П.А. Неравномерность распределения сопротивления в дренажно-распределительных системах. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1987. Вып. 45. С. 69–73.

34. Грабовский П.А. Интенсификация работы скорых фильтров совершенствованием регенерации загрузки и конструкции дренажей: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: / Одесская строит. акад. Ленинград, 1990. 51 с.

35. ДБН В.2.5 – 74:2013 Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування – Київ: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. 172 с.

36. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. / ред. К.А. Семендяев; пер. с англ. Н.В. Леви. Москва: Наука, 1977. 228 с.

37. Дергачев Б.А., Троицкий В.П. О гидравлическом расчете распределительных систем при установившемся режиме их работы. / Труды ЛПИ. Ленинград: 1973. № 333. С. 62–68.

38. Дмитриев А.Ф., Хлапук Н.Н. Исследование турбулентности потока в дренажных трубопроводах. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1998. Вып. 59. С. 3–9.

39. Дмитриев А.Ф., Хлапук Н.Н. Исследование кинематики потока в дренажных трубопроводах. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1998. Вып. 59. С. 9–14.

40. Дубинин Н.Н. Расчет вытяжного воздуховода постоянного поперечного сечения с продольной щелью переменной ширины. / Изв. вузов. Строительство и архитектура. Москва: 1968. № 7. С. 27–33.

41. Дубинин Н.Н. Расчет вытяжного воздуховода постоянного поперечного сечения с продольной щелью постоянной ширины. / Водоснабжение и санитарная техника. Москва: 1969. № 4. С. 22–24.

42. Егидис Б.М. Определение турбулентных характеристик потока по его динамическому воздействию. / Изв. ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1965. т. 78. С. 112–135.

43. Егоров А.И. О расчете сборных дырчатых систем малого сопротивления. / Исследования по водоподготовке. Москва: 1956. С. 233–267.

44. Егоров А.И., Миркис И.М. Исследования по определению коэффициента расхода в зависимости от условий распределения и сбора воды дырчатыми трубами. / Исследования по водоподготовке. Москва: 1959. С. 37–53.

45. Егоров А.И. Сбор воды дырчатыми трубами с постоянным шагом отверстий. / Водоснабжение и санитарная техника. Москва: 1972. № 6. С. 6–9.

46. Егоров А.И. Гидравлика напорных трубчатых систем в водопроводных очистных сооружениях: монография. Москва: Стройиздат, 1984. 95 с.

47. Eroshenko V.M., Ershov A.V., Zaychik L.I. Турбулентное течение жидкости в круглой трубе с равномерным вдувом через пористые стенки. / И. Ф. Ж. Москва: 1981. т.1, № 5. С. 731–795.

48. Ерошенко В.М., Зайчик Л.И., Ершов А.В. Коэффициенты трения и гидравлического сопротивления в трубах с проницаемыми стенками. / Изв. вузов. Москва: Машиностроение, 1984. т. 8. С. 63–67.
49. Жданкус Н.В. Датчики скорости. / Труды координационных совещаний по гидравлике. Ленинград: Энергия, 1969. Вып. 51. С. 47–58.
50. Животовский Б.А. К вопросу о расчете трубопроводов с непрерывно меняющимся расходом по длине. / Труды Университета дружбы народов им. П. Лумумбы. Москва: 1973. Вып. 65. С. 132–137.
51. Земляная Н.В., Гулякин А.В. Параметризация процесса распределения воды в перфорированных трубах. / Вестник инженерной школы ДВФУ. Москва: Строительство и архитектура. 2018. №2(35). С. 77–85.
52. Злобин И.А. Интенсификация работы дренажно-распределительных систем скорых фильтров: автореф. дис. ... к-та техн. наук: / Киев: 1996. 172 с.
53. Идельчик И.Е. Аэродинамика промышленных аппаратов (подвод, отвод и равномерная раздача потока): монография. М.-Л.: Энергия, 1964. 287 с.
54. Идельчик И.Е., Штейнберг М.О. К вопросу о методах расчета распределения потока вдоль каналов с путевым расходом. / Теоретические основы химической технологии. Москва: 1972. т. 6. № 4.
55. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва: Машиностроение, 1975. 559 с.
56. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. Москва: Физматгиз, 1961. 703 с.
57. Кашеева Г.А. Влияние скоростного режима на истечение из отверстий: автореф.... канд. техн. наук: / Москва: 1967. 19 с.
58. Квинтрадзе Ш.Н. Об одномерном турбулентном течении жидкости в перфорированной цилиндрической трубе. / Труды института энергетики АН ГССР. Москва: Т. XV1. 1962. С. 132–141.
59. Квинтрадзе Ш.Н. Одномерное движение несжимаемой жидкости в перфорированной цилиндрической трубе. / Сообщения АН ГССР. т. XXXV111, 2. Москва: 1965. С. 375–382.
60. Квинтрадзе Ш.Н. Некоторые теоретические задачи гидравлики перфорированных трубопроводов: автореф. ... д-ра техн. наук: / Тбилиси, 1968. 38 с.

61. Киселев П.Г. Движение жидкости с переменной массой. / МИСИ им. В.В. Куйбышева. Москва: 1955. № 9. С. 5–40.

62. Кожевников А.С. Общие уравнения движения с отсоединяющимся расходом и их решения. / Известия АН УзССР. Серия технических наук. Москва: 1974. № 3. С. 68–76.

63. Коновалов И.М. Движение жидкости с переменным расходом. / Труды Ленинградского института инженеров водного транспорта. Ленинград: 1937. Вып. 8.

64. Константинов Ю.М., Смыслов В.В. К расчету дырчатых труб с присоединением расхода вдоль пути. / Гидравлика и гидротехника. Москва: 1966. Вып. 4. С. 118–127.

65. Константинов Ю.М. Гидравлика: Підручник. / Київ: Вища школа, 1988. 398 с.

66. Кравчук А.М., Кравчук О.А. Спеціальні питання гідравліки систем водопостачання і водовідведення: Навч. посіб. / Київ: КНУБА, 2020. 175 с.

67. Кравчук А.М. Определение коэффициента гидравлического трения в перфорированных сборных трубопроводах. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1984. Вып. 38. С. 32–36.

68. Кравчук А.М. Определение коэффициента присоединяемой массы в перфорированных трубопроводах. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1988. Вып. 46. С. 7–9.

69. Кравчук А.М. Расчет сборных трубопроводов произвольной длины с переменной перфорацией вдоль пути. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1999. Вып. 60. С. 50–56.

70. Кравчук А.М. Обеспечение заданного закона сбора жидкости по длине перфорированного трубопровода при наличии транзитного расхода // Вестник НТУ КПИ. Киев: Машиностроение, 2000. т.2, Вып. 38. С. 238–242.

71. Кравчук А.М. Определение параметров поливных распределительных трубопроводов мелиоративных машин. / Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Київ: КНУБА, 2000. Вип. 56. С. 27–31.

72. Кравчук А.М. Определение характеристик перфорированных трубопроводов, обеспечивающих равномерное распределение жидкости вдоль пути. / Техніка будівництва. Київ: КНУБА. 2000. Вып. 8. С. 65–69.

73. Кравчук А.М. Влияние транзитного расхода на расчетные характеристики сборных трубопроводов. / Вестник НТУ “ХПИ”. Харьков: 2001. Вып. 129. С. 328–333.

74. Кравчук А.М., Чернишов Д.О. Вплив кута приєднання рідини на величину втрат напору в перфорованому трубопроводі. / Тези доповіді 62-ї наук.-практ. Конференції. Київ: КНУБА, 2001.

75. Кравчук А.М. Сбор и транспорт жидкости каналами переменного поперечного сечения // Містобудування та територіальне планування. Київ: КНУБА, 2001. Вип. 9. С. 79–85.

76. Кравчук А.М. Оценка влияния транзитного расхода на расчетные характеристики распределительных трубопроводов мелиоративных машин. / Техніка будівництва. Київ: КНУБА, 2001. Вип. 10. С. 95–99.

77. Кравчук А.М. Обеспечение равномерной раздачи жидкости перфорированными трубопроводами переменного поперечного сечения. / Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Київ: КНУБА, 2001. Вип. 58. С. 50–55.

78. Кравчук А.М. Расчет характеристик перфорированных трубопроводов, обеспечивающих при наличии транзитного расхода, технологически заданный режим распределения жидкости. / Містобудування та територіальне планування. Київ: КНУБА, 2002. Вип. 11. С. 58–64.

79. Кравчук А.М. Расчет перфорированных распределительных трубопроводов произвольной длины. / Науковий вісник будівництва. Харків: ХДТУБА. ХОТВ АБУ. 2003. Вип. 20. С. 72–78.

80. Кравчук А.М., Кочетов Г.М., Кравчук О.А. Проектування трубопроводів для рівномірного збору води вздовж шляху. / Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. Київ: КНУБА, 2020. № 33. С. 36–42.

81. Кравчук А.М., Кравчук О.Я. Приклади гідравлічного розрахунку напірних збірних і розподільчих трубопроводів. / Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. Київ: КНУБА, 2018. № 30. С. 31–35.

82. Кравчук А.М., Кравчук О.Я. Аналіз кінематичних характеристик збірних перфорованих трубопроводів. / Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. Київ: КНУБА, 2016. № 26. С. 152–160.

83. Кравчук А.М., Кравчук О.Я. До методики гідравлічного розрахунку напірних перфорованих розподільчих трубопроводів систем водопостачання та водовідведення. / Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. Київ: КНУБА, 2015. № 25. С. 118–124.

84. Кравчук А.М., Кравчук О.Я. Вплив кута відділення (приєднання) рідини вздовж шляху на характеристики потоку в напірному перфорованому трубопроводі. / Гідравліка і гідротехніка. Київ: НТУ, 2011. № 65. С. 32–38.

85. Кравчук А.М., Кравчук О.Я. Визначення коефіцієнта відділяємої витрати m в перфорованих розподільчих трубопроводах. / Гідравліка і гідротехніка. Київ: НТУ, 2011. № 64. С. 37–42.

86. Кравчук А.М., Чернишев Д.О. Гідравлічний розрахунок перфорованих розподільчих трубопроводів споруд систем водопостачання та водовідведення. / Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. Київ: КНУБА, 2006. № 6. С. 134–140.

87. Кравчук А.М., Чернишев Д.О. Вплив конструктивних характеристик перфорованого трубопроводу на параметри розподільчого трубопроводу. / Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. Київ: КНУБА, 2003. № 2. С. 94–100.

88. Кравчук О.А., Кравчук О.Я. Оцінка впливу різного роду втрат напору на характеристики роботи збірних трубопроводів. / Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. Київ: КНУБА, 2020. № 34. С. 19–24.

89. Кузнецкий Р.С. Распределение скорости и давления жидкости вдоль трубы с отверстиями. / И.Ф.Ж. Москва: 1971, т. 20, № 1. С. 129–133.

90. Кузнецкий Р.С. О равномерном распределении жидкости коллектором с отверстиями. / Теоретические основы химической технологии. Москва: 1975. т. 9. № 4. С. 622–626.

91. Кузнецкий Р.С. К гидравлике распределительных трубопроводов. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1982. Вып. 34. С. 10–15.

92. Курганов А.М., Федоров И.Ф. Справочник по гидравлическим расчетам систем водоснабжения и канализации. Ленинград: Стройиздат, 1978. 424 с.

93. Курганов А.М., Федоров Н.Ф. Гидравлический расчет систем водоснабжения и водоотведения. Справочник. Ленинград: Стройиздат, 1986. 440 с.
94. Леви И.И. Моделирование гидравлических явлений: монография. Ленинград: Энергия, 1967. 235 с.
95. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учебн. / Москва: Наука, 1970. 904 с.
96. Линник Ю.В. Метод наименьших квадратов и основы теории обработки наблюдений: учебн. / Москва: Физматгиз, 1962. 349 с.
97. Маккавеев В.М., Коновалов Н.М. Гидравлика: учебн. / М.-Л.: Речиздат, 1940. 643 с.
98. Максимов Л.Х. Гидравлический расчет канализационных выпусков. / Водоснабжение и санитарная техника. Москва: 1959. №3. С. 23–27.
99. Малишевский Н.Г. О новых опытах с движением воды в дырчатых трубах. / Санитарная техника. Москва: 1931. №6.
100. Матушкин Н.И. О коэффициенте гидравлического трения при движении жидкости в трубопроводах с изменением расхода вдоль пути. / Сб. трудов МИСИ им. В. В. Куйбышева. Москва: 1968. № 55. С. 48–54.
101. Меерович И.Г., Мучник Г.Ф. Гидродинамика коллекторных систем: монография. Москва: Наука, 1986. 144 с.
102. Мещерский И.В. Динамика точки переменной массы: монография. Москва: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1952.
103. Мещерский И.В. Уравнения движения точки переменной массы в общем случае: монография. Москва: Государственное издательство по строительству и архитектуре, 1952.
104. Миркис И.М. Исследование работы прямолинейных сборных трубопроводов и их расчет. / Водоснабжение и сантехника. Москва: 1960. № 1. С. 11–17.
105. Михайловский Н.Н. О влиянии сносящего потока на гидравлическое сопротивление затопленного выхода. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1974. Вып. 18. С. 82–87.
106. Михайловский Н.Н., Германов А.И., Очеретько Б.В. Экспериментальное исследование влияния сносящего потока воздуха на сопротивление выхода гидравлической системы. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1976. Вып. 22. С. 36–40.

107. Михайловский Н.Н., Германов А.И. Потери напора на входе гидравлической системы в сносящем потоке. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1977. Вып. 24. С. 39–43.

108. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика: монография. Москва: Наука, 1965. Ч.1. 640 с. Ч.2. 720 с.

109. Монтгомери Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных / Пер. с англ. Москва: Мир, 1981. 520 с.

110. Навоян Х.А., Науменко И.И. Гидравлический расчет перфорированной трубы и трубы с продольными щелями при равномерно увеличивающемся расходе вдоль трубы. / Наука і техніка в міському господарстві. Київ: Будівельник, 1974. Вып. 26. С. 48–56.

111. Навоян Х.А. Гидравлический расчет напорных труб с равномерно изменяющимся расходом вдоль пути. / Научные исследования по гидротехнике в 1973 г. Ленинград: 1976. Вып. 3. С. 31–38.

112. Налимов В.В. Планирование эксперимента: монография. В сб. Планирование эксперимента. Москва: Наука, 1966. 243 с.

113. Науменко И.И. Гидравлические сопротивления распределительных трубопроводов и методика их определения. / Гидромелиорация и гидротехническое строительство. Львов.: Вища школа, 1987. С. 121–126.

114. Науменко И.И., Пашкевич А.А., Пашкевич Е.И. О применимости уравнений гидравлики переменной массы к расчету трубопроводов с дискретной раздачей расхода. / Мелиорация и гидротехническое строительство. Львов.: Вища школа, 1988. Вып. 17. С. 55–59.

115. Науменко И.И., Турченко Н.А. Определение гидравлических сопротивлений в сборном трубопроводе. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1991. Вып. 52. С. 13–17.

116. Науменко І.І., Мороз С.М., Волощук В.А. Гідравлічні опори в трубопроводах із зростаючими витратами. / Актуальні проблеми водного господарства. Рівне: УДАВГ, 1997. т.1. С. 76–79.

117. Науменко І.І. Гідравлічні опори і розрахунки трубопроводів з роздачею витрат. / Водне господарство України. Київ: 1977. № 2. С. 10–13.

118. Ненько Я.Т. О движении жидкости с переменной вдоль потока массой. / Труды Харьковского гидромелиоративного института за 1937 г. Харьков: 1938.

119. Никитин И.К. Сложные турбулентные течения и процессы теплопереноса: монография. Киев: Наукова думка, 1980. 240 с.

120. Нумеров С.Н., Першин С.В. Теоретическое определение угла наклона и коэффициента сжатия боковой струи. / Известия ВНИИГ. Москва: 1953. т. 30. С. 58–70.

121. Павлов Е.И. Исследование кинематических характеристик открытого турбулентного потока при сопряжении бьефов за однопролетными шлюзами-регуляторами: автореф. дис....канд. техн. наук. / НТУ. Киев: 1979. 22 с.

122. Павлов Е.И., Инжеваткин А.В. Воспринимающие элементы тензометрических датчиков скорости. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1981. Вып. 33. С. 47–51.

123. Паршин Г.А. Влияние относительной толщины стенки на истечение из отверстия при наличии продольной скорости, нормальной к его оси. / Научные данные Московского гидромелиоративного института. Москва: 1972, т.33. С. 142–164.

124. Петров Г.А. Движение жидкости с изменением расхода вдоль пути. / Известия НИИГ. Москва: 1940. Вып. 28. С. 63–72.

125. Петров Г.А. Гидравлика переменной массы: монография. Изд.–во Харьковского университета. Харьков: 1964. 224 с.

126. Рейнольдс А.Д. Турбулентные течения в инженерных приложениях: монография. Москва: Энергия, 1979. 405 с.

127. Рекомендации по гидравлическому расчету напорных трубчатых систем для сбора воды в водопроводных очистных сооружениях. / ред. В.П. Смирнов. Москва: ВНИИВОДГЕО, 1979. 96 с.

128. Русецкий А.П. Решение задачи о сохранении постоянного пьезометрического напора при непрерывной роздаче за счет изменения сечения трубы. / Сб. научн. трудов Белорусской с/х академии. Минск: 1971, № 8(2). С. 133–136.

129. Рушминский Л.З. Математическая обработка результатов наблюдений: монография. Москва: Наука, 1971. 192 с.

130. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике: монография. Москва: Наука, 1972. 440 с.

131. Сиденко В.М., Грушко И.М. Основы научных исследований: учеб. пособ. Харьков: 1979. 199 с.

132. Скобельцын Ю.А. Рекомендации по расчету пропускной способности отверстий. / Краснодар: Кубанский СХИ, 1980. 121 с.

133. Смольяков А.В., Ткаченко В.М. Измерение турбулентных пульсаций: монография. Ленинград: Энергия, 1980. 264 с.

134. Смыслов В.В., Езерский Н.О. Анализ уравнения движения жидкости в трубопроводах с переменной раздачей вдоль пути. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1974. Вып. 18. С. 132–139.

135. Смыслов В.В., Езерский Н.О., Кожевников А.С. О величине коэффициента отделяемой массы в уравнении движения жидкости в перфорированных распределительных трубопроводах. // Гидравлика и гидротехника. Киев: 1978. Вып. 28. С. 106–109.

136. Смыслов В.В., Езерский Н.О. Гидравлический расчет цилиндрических трубопроводов с раздачей расхода. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1980. Вып. 30. С. 52–59.

137. Смыслов В.В. К расчету сборных трубопроводов. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1980. Вып. 30. С. 60–65.

138. Смыслов В.В., Газукин Г.В. Определение коэффициента массообмена в уравнениях движения жидкости в распределительных трубопроводах. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1983. Вып. 36. С. 8–11.

139. Смыслов В.В., Кравчук А.М. Классификация сборных трубопроводов с оптимальными конструктивными характеристиками. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1988. Вып. 46. С. 9 – 12.

140. Галиев В.Н. Аэродинамика вентиляции: учебник. Москва: Стройиздат, 1975. 295 с.

141. Галиев В.Н. Всасывание воздуха воздухопроводом постоянного сечения с боковыми отверстиями одинаковых размеров. / Изв. вузов. Москва: Строительство и архитектура. 1977. № 8. С. 27–32.

142. Тарасова В.К., Гусак Л.Н. Исследование структуры потока в рас-пределительном трубопроводе. / Труды МИСИ. Москва: 1974. № 124. С. 136–142.

143. Турбулентность: монография. / ред. П. Брэдшоу. Москва: Машиностроение, 1980. 343 с.

144. Турчин А.М. Электрические измерения неэлектрических величин: монография. М.-Л.: Энергия, 1966. 690 с.

145. Факторович М.Э. Напорное движение жидкости с линейным законом изменения присоединяемого расхода. / Известия ВНИИ Гидротехники им. Б. Е. Веденеева. Москва: 1950. № 50. С. 44–57.

146. Федорец А.А. Движение жидкости в трубопроводах с неравномерным присоединением расхода вдоль потока. / Изв. вузов. Строительство и архитектура. Москва: 1975. № 11. С. 94–98.

147. Федорец А.А. Дифференциальные уравнения установившегося движения жидкости в трубопроводах при неравномерном изменении путевого расхода. / Изв. вузов. Строительство и архитектура. Москва: 1976. № 10. С. 114–119.

148. Федорец А.А., Маланчук З.Р. Определение коэффициента гидравлического трения в трубопроводах при отсоединении расхода. // Гидравлика и гидротехника. Киев: 1980. Вып. 31. С. 58–62.

149. Федорец А.А., Маланчук З.Р. Определение коэффициентов расхода, скорости, сжатия и сопротивления при истечении из отверстий в перфорированных трубопроводах. / Гидравлика и гидротехника. Киев: 1980. Вып. 31. С. 81–84.

150. Хинце И.О. Турбулентность: монография. Госуд. Изд.-во физ.-мат. литературы. Москва: 1963. 680 с.

151. Хублярян М.Г. Уравнение движения жидкости с переменным расходом. // Труды ВНИИГ и М. Москва: 1972. т.5. С. 3–8.

152. Хублярян М.Г. О совместном решении задачи о притоке к дрене и течении жидкости внутри нее. / Труды ВНИИГ и М. Москва: 1974. т.2. С. 91–95.

153. Чернишев Д.О. Аналіз рівняння руху рідини в розподільних трубопроводах при наявності транзитної витрати. / Гідравліка і гідротехніка. Київ: НТУ, 2005. Вип. 61. С. 71–74.

154. Чернишев Д.О. Гідравлічний розрахунок перфорованих розподільчих трубопроводів довільної довжини. / Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. Київ: КНУБА, 2005. № 4. С. 157–161.

155. Чернишев Д.О. Гідравлічний розрахунок перфорованих розподільчих трубопроводів змінного перерізу. / Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. Київ: КНУБА, 2010. № 15. С. 149–154.

156. Чернюк В.В., Іванів В.В., Ценюх М.В. Нерівномірність притоку води до напірного трубопроводу-збирача залежно від кута приєднання

вхідних струменів. // Науковий вісник НЛТН України, Льві: 2019. Том 29, № 9. С. 116–120.

157. Чернюк В.В. Метод розрахунку напірних трубопроводів-збирачів. / Прикладна гідромеханіка. Гідромашини і гідроагрегати. Львів: 2017. № 1(55). С. 3–15.

158. Чернюк В.В., Іванів В.В. Вплив транзитного потоку води на нерівномірність припливу у напірний трубопровід-збирач. / Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Теорія і практика будівництва. Львів: 2016. Том 844. С. 216–227.

159. Чернюк В.В., Орел В.И. Методика расчета напорных распределительных трубопроводов. / Экватэк-2008: Восьмой международный конгресс “Вода: экология и технология”, Москва: 2008. С. 3–6.

160. Чернюк В.В., Орел В.И. Порівняння розв’язків диференційного рівняння руху рідини змінної маси для напірних розподільчих трубопроводів. / Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Теорія і практика будівництва. Львів: 2007. Том 602. С. 190–200.

161. Чехунов В.И. Расчет отверстий в трубах для сбора жидкости. / Совершенствование методов гидравлических расчетов водопропускных и очистных сооружений. Саратов: 1983. С. 71–81.

162. Чехунов В.И. Гидравлический расчет отверстий трубах собирающих жидкость. / Совершенствование методов гидравлических расчетов водопропускных и очистных сооружений. Саратов: 1984. С. 105–109.

163. Чехунов В.И., Чехунов П.В. Коэффициент расхода отверстия перфорации стенки трубы при притоке воды. / Совершенствование методов гидравлических расчетов водопропускных и очистных сооружений. Саратов: 1990. С. 86–90.

164. Шандоров Г.С. Истечение из канала в неподвижную и движущуюся среду. / ЖТФ. Москва: 1967. т. 27, Вып. 1. С. 145–152.

165. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента: монографія. Москва: Мир, 1972. 381с.

166. Шимко К.И., Елисеев А.Е. Уравнение движения жидкости в перфорированных трубопроводах постоянного поперечного сечения с учетом закона раздачи расхода вдоль пути. / Водное хозяйство Белоруссии. Минск: Высшая школа. 1975. Вып. 5. С. 139–144.

167. Штейнберг М.О., Идельчик И.Е. К расчету распределения потока вдоль коллекторов переменного сечения. / Научн.-техн. сб. Сер. Промышленная и санитарная очистка газов. – Москва: 1974, ЦНИИТЭнефтехим. № 1.

168. Aggarwal J.K., Hollingaworth M.A., Maynew T. R. Experimental frictions factors for turbulent flow in tubes. / Int. J. Heat maas trauster. 1971. vol. 15. p.p. 1585–1608.

169. Bataille Francoise, Rodet Jean-Claude. Experimental measurements of turbulent properties in boundary layer with blowing. / Turbulence and Shear Flow Phenomena. New York, 1999. p.p. 1315–1320.

170. Berlamont I., Van Der Beken A. Solutions for lateral outflow in perforated conduits. / Proceedings ASCE, I. Hydraulics Division, September 1973. № 9. p.p. 1531–1549.

171. Bundy R.D. Weissberg H.L. Experimental study off Fully Developed laminar flow porous pipe with wall injection. / The physics of fluids. 1970. p.p. 2613–2615.

172. Claudio D. I condotti emungenti da in serbatoio. Contronto fra risultati teorici sperimentali atti e men. / Accad. patav. scilettere ed arti, 1961–1962. 74, Parte 2. p.p. 188–197.

173. Darbyshire A.G., Mullin T. Transition to turbulence in contant-mass-flux pipe flow. / J. Fluid Mech. 1995. Vol.289. p.p. 83–114.

174. Drake L. Some exact solutions for the flow of fluid through with uniformly porous walls. / Pure and applied geophysics. 1972. Vol. 94. p.p. 248–259.

175. Eliahou S., Tumin A., Wygnanski I. Laminar-turbulent transition in Poiseuill pipe flow subjected to periodic perturbation emanating from the wall. / J. Fluid Mech. 1998. Vol. 361. p.p. 333–349.

176. Howell T.A., Hiler A. Designing Trickle Irrigations Laterals for Uniformily. / Proceedings ASCE G. Irrigation and Drainage Division. 1974. №4. p.p. 443–453.

177. Ivaniv V., Cherniuk V. Influence of jet-to-main stream turning angle in fluid flow from cylindrical nozzle of flow coefficient. / Czasopismo Inżynierii Łądowej, Środowiska i Architektury. 2016. №4(63). p.p. 229–238.

178. Kinnej R.B. Fylly Developed Frictional and Heat Transfer Characteristics of Laminar Flow in Porous Tubes. / Int. G. Heat Mass Transfer. 1968. Vol. 11. p.p. 1393–1401.

179. Kravchuk A., Kochetov G., Kravchuk O. Improving the calculation of collecting perforated pipelines for water treatment structures. / *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 6, № 10. p.p. 23–28.

180. Krogstad Per-Age, Kourakine Anatoli. The response of a turbulent boundary layer to injection through a porous strip. / *Turbulence and Shear Flow Phenomena*. New York . 1999. №1. p.p. 429–434.

181. Kumar Singh R., Rama Rao A. Fluid flow behavior and distribution in perforated tubes. / *Transactions, SMiRT*. 2011. №21. p.p. 6–11.

182. Liu H., Zong Q., Lv H., Jin J. Analytical equation for outflow along the flow in a perforated fluid distribution pipe. / *PLoS ONE*. 2017. № 12(10).

183. Markland E. The analysis of flow from pipe manifolds. / *Engineering*. 1954. Ganuaru 30. p.p. 150–151.

184. Mcnown G.S. Mechanics of manifold flow. / *Transactions ASCE*. 1954. Vol. 119. p.p. 1103–1143.

185. Na T.Y. Analysis of turbulent pipe flow with mass transfer. / *Transactions ASME, g. Basic Engineering*”. 1972. p.p. 700–703.

186. Neveen B. Abdel-Mageed, Fahmy W.A. Hydraulic performance of perforated pipes. / *Journal of Scientific and Engineering research*. 2018. №5(3). p.p. 427–438.

187. Quail G.P., Levy E.K. Laminar flow in porous tube with section. / *Transaction ASMI, g. of heat transfer*, Feb. 1975. p.p. 66–71.

188. Shima Nobuyuki, Saito Norikazu, Okamoto Masayoshi. Prediction of wall – bounded turbulent flows blowing and suction. / *JSME Int. J.B*. 1999. №42. № 4. p.p. 626–632.

189. Siwon Z. O oporach prreplywn cieczy w rurach perforowanych. / *Archiwum Hydrotechniki*. 1984, XXI. №4. p.p. 584–604.

190. Siwon Z. Hydraulika rur przepuszczainymi stiankami. / *Archiwum Hydrotechniki*. 1977, XXIV. №3. p.p. 313–335.

191. Szumowdki Andrzej. Linear waves in a tube with porous walls. / 4th Int. Symp. Exp. and Comput. Aerothermodyn. Intern. Flows. Dresden, 1999. Vol. 2. p.p. 240–245.

192. Terrill R.M. and Thomas P.W. On laminar flow through a uniformly porous pipe. / *Applied Scientific Research*. 21 Ang. 1969. p.p. 37–67.

193. Trop L. Concise representation of head loss due to friction in pipe flow. / *Arg. Eng. Australia*. 1982. №11. p.p. 20–27.

194. Wang J., Wu Dongdi. Flow characteristics in dividing flow manifolds. / J. Shanghai Jiaotong Univ. 1998. № 1(3). p.p. 62–67.

195. Wissam H.A., Badronnisa Y., Thamer A.M., Hyder A.T. Variation of flow along a multiple outlets pipe with various spacing and inflow water head based on physical model. / Journal of Engineering Science and Technology. 2019. Vol. 14, №4. p.p. 2399–2409.

196. Yuang H., Saricf C., Miska S., Brill J. An experimental and analytical study of single – phase liuid flow in a horizontal well. / Trans. ASME. J. Energy Resour. Technol. 1997. № 1(119). p.p. 20–25.

197. Zemlyanaya N.V., Gulyakin A.V. Analysis of causes of non-uniform flow distribution in manifold system with variable flow rates. / IOP Conf. Series: Material Science and Engineering. 2017. №262. p.p. 1–6.

МЕТОДИКА І ПРИКЛАДИ ІНЖЕНЕРНОГО РОЗРАХУНКУ НАПІРНИХ ПЕРФОРОВАНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Загальні положення

У роботі розглядаються труби, які використовуються для розподілу і збору води в спорудах очистки природних і стічних вод.

Наведені нижче методики рекомендуються для застосування під час розрахунку напірних трубопроводів, які працюють в усталеному режимі без транзиту, мають незмінний діаметр і постійну інтенсивність перфорації по всій своїй бічній поверхні [81].

Коротка характеристика діючої методики розрахунку

Відповідно до вказаних норм (п.10.5.8) [35], за умови відомих (прийнятих) конструктивних характеристик труб, загальні втрати напору визначаються за залежністю [7]

$$h = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (\text{Д.1})$$

де ζ – коефіцієнт опору труби.

Згідно з п.10.10.10 [35] для прямолінійного збірного трубопроводу з круглими отворами, який працює повним перерізом, він береться

$$\zeta_{зб} = \frac{3,3}{K_n^2}. \quad (\text{Д.2})$$

Для прямолінійної розподільної труби маємо

$$\zeta_p = \frac{2,2}{K_n^2} + 1, \quad (\text{Д.3})$$

де $K_n = \sum \omega_0 / \Omega$ – коефіцієнт перфорації, відношення сумарної площі отворів або щілин до площі перерізу прямолінійної труби або колектора ($0,15 \leq K_n \leq 2,0$).

Крім того, в [35] наведені рекомендації щодо забезпечення граничних швидкостей в початковому і кінцевому перерізах

трубопроводу. Також вказуються мінімально допустимі розміри отворів перфорації.

Розглядувана методика гідравлічного розрахунку, на нашу думку є суттєво спрощеною, оскільки вона недостатньо враховує особливості руху рідини зі змінною витратою вздовж каналу і тому не забезпечує їх раціональне конструювання.

Використовуючи запропоновану в [35] методику розрахунку, перед проектувальниками виникає ряд питань, на які відповіді без залучення додаткового теоретичного і експериментального матеріалу досить важко. Тут необхідно виділити такі:

1. Не з'ясоване питання про прийняття величини коефіцієнта перфорації K_n . Для його визначення дано досить широкі межі – від 0,15 до 2.

2. Неможливо, задавшись значенням коефіцієнта K_n , визначити ступінь рівномірності збору або розподілу рідини вздовж трубопроводу. Хоча цей параметр з технологічного погляду є досить важливим. Важко також вирішити і зворотну задачу – визначити величину коефіцієнта K_n , який би забезпечував задану рівномірність розподілу або збору χ .

3. Відносна довжина перфорованих трубопроводів l/D , які використовуються в очисних спорудах, може коливатися від 20 до 400 і більше. Характер роботи труб різної відносної довжини має свої особливості. Очевидно, що цей параметр має впливати на величину K_n . Однак, рекомендації для такого випадку відсутні.

Для більш повного відображення поставлених питань далі пропонується нова, більш досконала, методика розрахунку перфорованих труб, яка розроблена на основі представлених нами теоретичних і експериментальних даних.

Вихідні теоретичні положення

Як показано в роботі Г.А. Петрова [125], усталений рух рідини в напірному прямолінійному трубопроводі постійного діаметра з рівномірною перфорацією вздовж шляху можна описати диференціальним рівнянням виду

$$\frac{dh}{dx} + \frac{(2-m)\alpha_0}{g\Omega^2} Q \frac{dQ}{dx} + \frac{\lambda_{зм}}{2g\Omega^2 D} Q^2 = 0, \quad (4)$$

де h , Q – відповідно, змінні за довжиною напір і витрата в розглядуваному перерізі; D , Ω – діаметр і площа перерізу труби; $\lambda_{зм}$ – гідравлічний коефіцієнт тертя у випадку руху рідини зі змінною витратою; α_0 – коефіцієнт кількості руху ($\alpha_0 \approx 1$); m – коефіцієнт змінюваної маси (для збірних трубопроводів береться $m = 0$, для розподільчих – $m = 0,3$).

Іншим рівнянням для описання характеристик цього потоку може слугувати рівняння витікання через отвір

$$\frac{dQ}{dx} = \pm \mu \alpha_n \sqrt{2gh}, \quad (Д.5)$$

де μ – коефіцієнт витрати отворів перфорації; $\alpha_n = \sum \omega_o / l$ – площа отворів на одиницю довжини труби.

Знак плюс «+» відповідає випадку збору, а знак мінус «-» роздачі рідини за довжиною.

Збірні трубопроводи

Аналіз математичної моделі, за допомогою якої описується рух під час збору рідини вздовж шляху (система рівнянь (Д.4), (Д.5)), здійснено в розділі 3 цієї роботи.

За такої умови для збірних трубопроводів довільної довжини витрата рідини в кінцевому перерізі визначається за залежністю

$$Q_k = \frac{1}{k} th(k\bar{f}) \Omega \sqrt{2gz_k}, \quad (Д.6)$$

де k – коефіцієнт, який визначається за графіком на рис. Д.1;

$\bar{f} = \frac{\mu_{зб} \alpha_n l}{\Omega} = \mu_{зб} K_n$ – скважність трубопроводу; $\mu_{зб}$ – середній для всього збірного трубопроводу коефіцієнт витрати отворів; z_k – перепад напорів в кінцевому перерізі труби (перепад між рівнем води в резервуарі і п'єзометричною висотою в кінці трубопроводу).

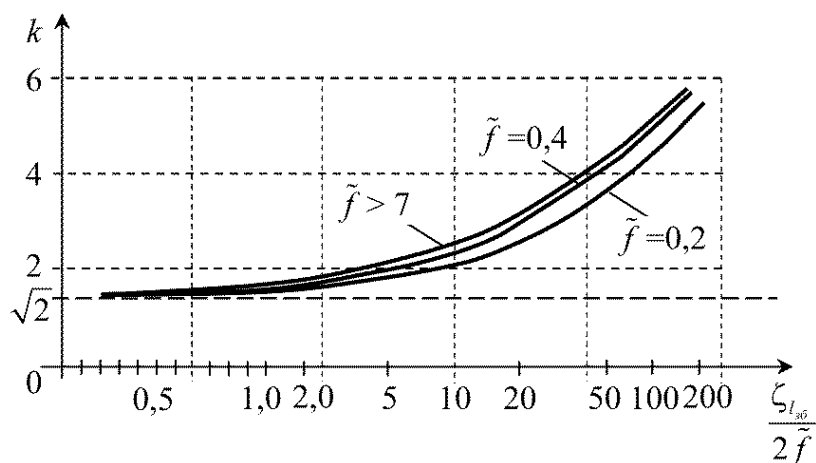


Рис. Д.1. Графік для визначення коефіцієнта k (для збору)

Розв'язавши рівняння (Д.6) відносно $z_k = h$ і, привівши його до вигляду (Д.1), знаходимо

$$h = \frac{k^2}{th^2(k\mu_{зб}K_n)} \frac{V_k^2}{2g}. \quad (\text{Д.7})$$

Отже, коефіцієнт опору збірного трубопроводу буде

$$\zeta_{зб} = \frac{k^2}{th^2(k\mu_{зб}K_n)}. \quad (\text{Д.8})$$

Коефіцієнт $\mu_{зб}$ рекомендується розраховувати за формулою, яка отримана в цій роботі і справедлива за умови $0,1 \leq K_n \leq 2,8$ і $\delta_* = \delta/d_o = 0,3 - 1,0$, що відповідає реальним водозбірним системам. Тут δ , d_o – товщина стінки труби і діаметр отворів перфорації

$$\mu_{зб} = 0,85 - 0,156K_n. \quad (\text{Д.9})$$

Гідравлічний коефіцієнт тертя збірного трубопроводу слід знаходити з виразу

$$\lambda_{зб} = \beta\lambda_0, \quad (\text{Д.10})$$

де λ_0 – гідравлічний коефіцієнт тертя трубопроводу під час постійної витрати, який дорівнює витраті в кінці збірника, визначається за відомими залежностями (наприклад формула А.Д.Альтшуля [4])

$$\lambda_0 = 0,11 \left(\frac{\Delta_{ек}}{D} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (\text{Д.11})$$

де $\Delta_{ек}$ – еквівалентна шорсткість матеріалу стінок труби; $\text{Re} = V_k D / \nu$ – число Рейнольдса в кінцевому перерізі ($\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

Коефіцієнт $\beta_{зб}$ слід розраховувати за емпіричною формулою

$$\beta_{зб} = 1,62K_n^{-0,37}, \quad (Д.12)$$

яка рекомендується для застосування коли $0,2 \leq K_n < 1,7$. У разі коли $K_n > 1,7$, маємо $\beta_{зб} = 1,33$.

Отже, можна стверджувати, що за запропонованою методикою, знаючи характеристики трубопроводу і потоку в ньому, за формулою (Д.8) можна одразу визначити коефіцієнт опору збірника, а за (Д.7) втрати напору в ньому.

Показник рівномірності збору рідини χ :

$$\chi = \frac{q_{\min}}{q_{\max}} = \frac{1}{ch(k\mu_{зб}K_n)}. \quad (Д.13)$$

Коли відома кінцева витрата Q_k і величина показника рівномірності χ , яку треба забезпечити під час конструювання збірного трубопроводу, порядок розрахунку має бути таким:

- за заданою величиною допустимої швидкості в кінцевому перерізі підбираємо стандартний діаметр трубопроводу

$$D_{зб} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_k}{V_d}}; \quad (Д.14)$$

- визначаємо коефіцієнт перфорації труби

$$K_n = \frac{C}{\sqrt{2 + \zeta_{l_{зб}}A}}, \quad (Д.15)$$

де $\zeta_{l_{зб}} = \lambda_{зб} l/D$;

- знаходимо коефіцієнт опору збірника

$$\zeta_{зб} = \frac{B}{K_n^2}. \quad (Д.16)$$

- втрати напору розраховуємо за залежністю (Д.1), прийнявши $V = V_k$.

Значення параметрів A , B , C залежно від допустимої величини показника рівномірності збору наведені в табл. Д.1. Коефіцієнт β у формулі (Д.10) рекомендується брати визначати за формулою (Д.12).

Таблиця Д.1

χ	0,98	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
A	0,492	0,483	0,467	0,445	0,433	0,416	0,399
B	2,100	2,183	2,340	2,550	2,722	2,954	3,205
C	0,288	0,461	0,667	0,837	0,990	1,136	1,280

Розподільні трубопроводи

Розгляд вихідної математичної моделі для випадку роботи розподільного трубопроводу (рівняння (Д.4), (Д.5)), здійснено в розділі 2 цієї роботи.

Відповідно до викладеного, всі розподільники умовно поділяються на відносно короткі і відносно довгі труби. До відносно коротких належать труби, у яких коефіцієнт опору за довжиною $\zeta_{l_p} = \lambda_p l/D \leq 1,7/A_k$. Всі інші розподільники відноситимемо до довгих. Тут A_k – параметр, який береться за табл. Д.2.

Відповідно до отриманих розв'язків витрата в початковому перерізі розподільника буде:

- для відносно коротких труб

$$Q_n = \frac{1}{k} \operatorname{tg}(k\bar{f}) \Omega \sqrt{2gh_n}; \quad (\text{Д.17})$$

- для відносно довгих труб

$$Q_n = \frac{1}{k} \operatorname{th}(k\bar{f}) \Omega \sqrt{2gh_n}, \quad (\text{Д.18})$$

де k – коефіцієнт, який визначається за графіком на рис. Д.2; $\bar{f} = \frac{\mu_p \alpha_n l}{\Omega} = \mu_p K_n$ – скважність трубопроводу; h_n – напір в початковому перерізі; μ_p – середній для всього трубопроводу коефіцієнт витрати отворів перфорації, який рекомендується визначати за емпіричною залежністю

$$\mu_p = 0,72 - 0,065K_n, \quad (\text{Д.19})$$

Ця формула справедлива в межах $0,1 \leq K_n \leq 2,2$ і $\delta_* = \delta/d_o = 0,3 - 0,4$.

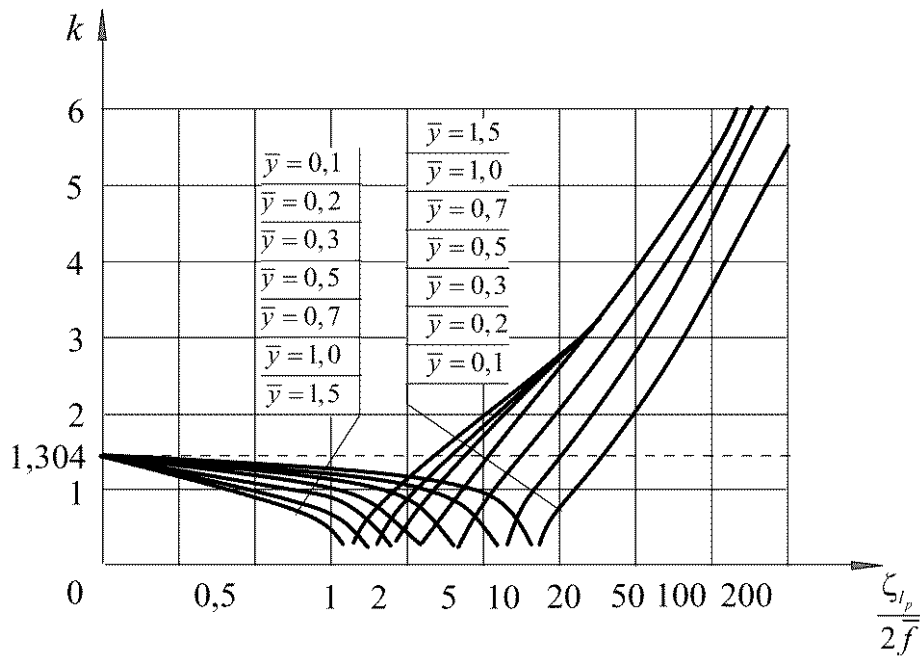


Рис. Д.2. Графік для визначення коефіцієнта k (для роздачі)

Питання визначення величини коефіцієнта опору і втрат напору в розподільному трубопроводі має певні особливості. Відомо, що за відносно невеликих довжин розподільників, п'єзометрична лінія за їх довжиною зростає. За нашими даними напір в кінцевому перерізі дорівнюватиме напору в початковому в середньому, коли $\zeta_{l_p} \approx 5,2$. Тобто, коли коефіцієнт опору розподільника $\zeta_{l_p} \leq 5,2$ втрати напору в ньому можна не враховувати.

За умови більших значень ζ_{l_p} , тобто, коли збільшено довжину труби, коефіцієнт опору визначається за залежністю

$$\zeta_{p.d} = \frac{k^2}{th^2(k\mu_p K_n)}. \quad (Д.20)$$

Загальні втрати напору вздовж розподільної труби з певним запасом складуть

$$h = \frac{k^2}{th^2(k\mu_p K_n)} \frac{V_n^2}{2g}. \quad (Д.21)$$

Показник рівномірності роздачі, залежно від параметра ζ_{l_p} визначається так:

- коли $\zeta_{l_p} < 1,5/A_k$

$$\chi_{p,\kappa} = \cos(k\mu_p K_n); \quad (\text{Д.22})$$

- коли $1,5/A_\kappa \leq \zeta_{l_p} \leq 1,5/A_\delta$ – в трубопроводі під час рівномірної перфорації можлива рівномірна роздача рідини у випадку, коли виконується співвідношення

$$\mu_p K_n \approx \frac{Q_n}{\Omega \sqrt{2gh_n}}; \quad (\text{Д.23})$$

- за умови $1,5/A_\delta < \zeta_{l_p} \leq 5,2$

$$\chi_{p,\delta} = \cos\left(k\mu_p K_n \frac{3,4}{\zeta_{l,p}}\right); \quad (\text{Д.24})$$

- за умови $\zeta_{l_p} > 5,2$

$$\chi_{p,\delta} = \frac{\operatorname{ch}\left(k\mu_p K_n \frac{3,4}{\zeta_{l,p}}\right)}{\operatorname{ch}(k\mu_p K_n)}. \quad (\text{Д.25})$$

Гідравлічний коефіцієнт тертя розподільного трубопроводу знаходиться за формулою, аналогічною (Д.11).

У такому випадку поправочний коефіцієнт можна розраховувати за емпіричною формулою

$$\beta_p = 1,14 K_n^{-0,32}, \quad (\text{Д.26})$$

яка справедлива в межах $0,2 \leq K_n < 1,5$. Коли $K_n \geq 1,5$, слід брати $\beta_p = 1$.

У разі відомої початкової витрати, яку треба розподілити в споруді, і заданому показнику рівномірності розподілу, порядок розрахунку буде наступним:

- за заданою допустимою швидкістю руху в початковому перерізі знаходимо стандартний діаметр трубопроводу

$$D = 1,13 \sqrt{Q_n / V_\delta}; \quad (\text{Д.27})$$

- визначаємо коефіцієнт перфорації:

а) коли $\zeta_{l_p} < \frac{1,5}{A_\kappa}$

$$K_n = \frac{C_\kappa}{\sqrt{1,7 - \zeta_{l_p} A_\kappa}}; \quad (\text{Д.28})$$

б) коли $\zeta_{l_p} > \frac{1,9}{A_\delta}$

$$K_n = \frac{C_\delta}{\sqrt{\zeta_{l_p} A_\delta - 1,7}}, \quad (\text{Д.29})$$

де $\zeta_{l_p} = \lambda_p \frac{l}{D}$;

- знаючи величину коефіцієнта перфорації K_n і площу поперечного перерізу труби $\Omega = \pi D^2/4$, а також взявши діаметр отворів перфорації d_o , визначаємо загальну кількість отворів у трубопроводі

$$n = \frac{K_n \Omega}{\omega_o}, \quad (\text{Д.30})$$

де $\omega = \pi d_o^2/4$ – площа перерізу одного отвору.

Розділивши (Д.30) на довжину l , отримаємо кількість отворів на одному погонному метрі довжини труби;

- знаходимо коефіцієнт опору розподільника

$$\zeta_p = \frac{B_\delta}{K_n^2}; \quad (\text{Д.31})$$

- втрати напору розраховуємо за залежністю (Д.1), прийнявши $V = V_n$.

- значення коефіцієнтів A_κ , C_κ і A_δ , B_δ , C_δ , які входять в розрахункові формули залежно від величини показника рівномірності роздачі для відносно коротких труб наведені в табл. Д.2, для відносно довгих – в табл. Д.3.

Таблиця Д.2

χ_p	0,99	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
A_κ	0,503	0,510	0,518	0,525	0,537	0,558	0,583	0,610	0,641
C_κ	0,209	0,362	0,468	0,553	0,663	0,816	0,947	1,063	1,169

Таблица Д.3

ζ_{lp}	$\chi_p = 0,99$			$\chi_p = 0,95$			$\chi_p = 0,90$		
	A_∂	B_∂	C_∂	A_∂	B_∂	C_∂	A_∂	B_∂	C_∂
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4,0	0,488	2,270	0,400	0,441	2,783	0,947	0,385	3,648	1,435
4,5	0,492	2,229	0,319	0,461	2,541	0,743	0,424	3,005	1,098
5,0	0,494	2,212	0,285	0,469	2,459	0,659	0,439	2,835	0,966
5,2	0,494	2,206	0,276	0,471	2,434	0,635	0,442	2,767	0,934
5,5	0,495	2,214	0,265	0,473	2,413	0,610	0,446	2,713	0,894
6,0	0,495	2,199	0,254	0,475	2,392	0,581	0,451	2,654	0,848
8,0	0,496	2,196	0,231	0,480	2,345	0,526	0,459	2,558	0,764
10,0	0,496	2,194	0,222	0,481	2,336	0,506	0,462	2,531	0,734
15,0	0,496	2,192	0,216	0,482	2,321	0,488	0,465	2,503	0,706
20,0	0,497	2,190	0,212	0,483	2,316	0,482	0,466	2,493	0,697
25,0	0,497	2,188	0,210	0,483	2,314	0,479	0,466	2,490	0,694
30,0	0,497	2,186	0,210	0,483	2,312	0,478	0,466	2,487	0,691
40,0	0,497	2,185	0,209	0,483	2,311	0,476	0,466	2,486	0,690

ζ_L	$\chi_p = 0,8$			$\chi_p = 0,7$		
	A_∂	B_∂	C_∂	A_∂	B_∂	C_∂
4,0	0,281	6,680	2,435	0,203	13,148	3,570
4,5	0,351	4,396	1,735	0,283	6,941	2,442
5,0	0,379	3,767	1,487	0,321	5,248	2,012
5,2	0,386	3,634	1,429	0,330	4,964	1,925
5,5	0,393	3,494	1,363	0,342	4,629	1,816
6,0	0,402	3,337	1,284	0,354	4,301	1,700
8,0	0,418	3,088	1,146	0,378	3,789	1,497
10,0	0,424	3,006	1,096	0,386	3,626	1,424
15,0	0,429	2,932	1,051	0,394	3,493	1,362
20,0	0,431	2,914	1,037	0,396	3,449	1,341
30,0	0,432	2,904	1,031	0,397	3,430	1,332
35,0	0,432	2,983	1,024	0,397	3,423	1,328
40,0	0,432	2,881	1,024	0,398	3,416	1,324

Приклади розрахунків

Збірні трубопроводи

Приклад 1. За умови конструктивних характеристик збірного трубопроводу: $K_n=1,2$; $z_\kappa=0,5\text{м}$; $\lambda_0=0,022$; $D=0,1\text{м}$; $l=5\text{м}$; $H_p=1,5\text{м}$, визначити витрату в кінцевому перерізі труби і показник рівномірності збору.

Розв'язок

1. За формулою (Д.9) знаходимо середнє для збірника значення коефіцієнта витрати

$$\mu_{зб} = 0,85 - 0,156K_n = 0,85 - 0,156 \cdot 1,2 = 0,66.$$

2. За формулою (Д.12) розраховуємо середнє значення поправкового коефіцієнта

$$\beta_{зб} = 1,62K_n^{-0,37} = 1,62 \cdot 1,2^{-0,37} = 1,51.$$

3. Для сталевого трубопроводу $\lambda_0 = 0,022$. Відповідно до (Д.10), для збірника маємо

$$\lambda_{зб} = \beta\lambda_0 = 1,51 \cdot 0,022 = 0,033.$$

4. Знаходимо значення параметра

$$\frac{\zeta_{l_{зб}}}{2\bar{f}} = \frac{\zeta_{l_{зб}}}{2\mu_{зб}K_n} = \frac{\lambda_{зб} \frac{l}{D}}{2\mu_{зб}K_n} = \frac{0,033 \frac{5}{0,1}}{2 \cdot 0,66 \cdot 1,2} = 1,04.$$

5. За графіком на рис. Д.1 знаходимо значення коефіцієнта $k = 1,6$.

6. Витрату в кінцевому перерізі розраховуємо за залежністю (Д.6)

$$Q_\kappa = \frac{1}{k} th(k\bar{f}) \Omega \sqrt{2gz_\kappa} = \frac{1}{1,6} th(1,6 \cdot 0,66 \cdot 1,2) 0,00785 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5} = \\ = 0,0131 \text{ м}^3/\text{с}.$$

7. Показник рівномірності збору визначаємо за залежністю (Д.13)

$$\chi = \frac{1}{ch(k\bar{f})} = \frac{1}{ch(1,6 \cdot 0,66 \cdot 1,2)} = 0,52.$$

Приклад 2. Відома витрата в кінцевому перерізі $Q_k = 0,0131 \text{ м}^3/\text{с}$, яку треба відвести з резервуару, сталевим перфорованим трубопроводом ($\lambda_0=0,022$) довжиною $l = 5,0 \text{ м}$. Глибина занурення труби під поверхнею води в резервуарі $H_p = 1,5 \text{ м}$, перепад напорів в кінці збірника становить $z_k = 0,5 \text{ м}$. Показник рівномірності збору води, який повинен забезпечуватись під час роботи $\chi = 0,8$. Допустима швидкість в кінцевому перерізі має становити $V \geq 1,2 \text{ м/с}$.

Розв'язок

1. За відомою витратою Q_k і допустимою швидкістю V_d за формулою (14) знаходимо діаметр трубопроводу

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{Q_k}{V_d}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,0131}{1,2}} = 0,118 \text{ м.}$$

Беремо для встановлення найближчий найменший стандартний діаметр сталевого трубопроводу $D = 0,1 \text{ м}$. За такої умови дійсна швидкість на виході з труби буде

$$V_k = \frac{4Q_k}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,0131}{3,14 \cdot 0,1^2} = 1,67 \text{ м/с.}$$

2. За залежністю (Д.10) визначаємо гідравлічний коефіцієнт тертя, беручи в першому наближенні $\beta = 1$

$$\lambda_{зб} = 1 \cdot \lambda_0 = 1 \cdot 0,022 = 0,022$$

і далі знаходимо коефіцієнт опору за довжиною

$$\zeta_{l_{зб}} = \lambda_{зб} \frac{l}{D} = 0,022 \frac{5}{0,1} = 1,1.$$

За табл. Д.1 за умови $\chi=0,8$ беремо значення параметра $A = 0,433$; $B = 2,722$; $C = 0,99$.

3. Коефіцієнт перфорації, за якого буде забезпечуватись відвід витрати Q_k за заданим показником рівномірності збору, розраховуємо за залежністю (Д.15)

$$K_n = \frac{C}{\sqrt{2 + \zeta_{l_{зб}} A}} = \frac{0,99}{\sqrt{2 + 1,1 \cdot 0,433}} = 0,63.$$

4. За формулою (5.52) перевіряємо взяте в першому наближенні значення коефіцієнта $\beta_{зб}$

$$\beta_{зб} = 1,62K_n^{-0,37} = 1,62 \cdot 0,63^{-0,37} = 1,92.$$

5. Визначаємо нові значення $\lambda_{зб}$ і $\zeta_{лзб}$

$$\lambda_{зб} = \beta_{зб} \cdot \lambda_0 = 1,92 \cdot 0,022 = 0,042;$$

$$\zeta_{лзб} = \lambda_{зб} \frac{l}{D} = 0,042 \frac{5}{0,1} = 2,1.$$

6. Знаходимо нове значення коефіцієнта перфорації

$$K_n = \frac{C}{\sqrt{2 + \zeta_{лзб}} A} = \frac{0,99}{\sqrt{2 + 2,1 \cdot 0,433}} = 0,58.$$

7. Перевіряємо значення коефіцієнта $\beta_{зб}$ в другому наближенні

$$\beta_{зб} = 1,62K_n^{-0,37} = 1,62 \cdot 0,58^{-0,37} = 1,98.$$

8. Розраховуємо значення $\lambda_{зб}$ і $\zeta_{лзб}$ в другому наближенні

$$\lambda_{зб} = \beta_{зб} \cdot \lambda_0 = 1,98 \cdot 0,022 = 0,044;$$

$$\zeta_{лзб} = \lambda_{зб} \frac{l}{D} = 0,044 \frac{5}{0,1} = 2,2.$$

Що практично збігається з попереднім наближенням

$$\frac{\zeta_{зб2} - \zeta_{зб1}}{\zeta_{зб2}} \cdot 100 = \frac{2,2 - 2,1}{2,2} \cdot 100 = 4,5\%.$$

9. За залежністю (Д.15) знаходимо остаточне значення коефіцієнта опору взятого збірною трубопроводу

$$\zeta = \frac{B}{K_n^2} = \frac{2,722}{0,58^2} = 8,09.$$

10. Втрати напору в збірнику розраховуємо за залежністю (Д.1)

$$h = \zeta \frac{V_{\kappa}^2}{2g} = 8,09 \frac{1,67^2}{2 \cdot 9,81} = 1,15 \text{ м.}$$

Розподільні трубопроводи

Приклад 1. Визначити витрату, яку можна розподілити через перфорований трубопровід (витрату в початковому перерізі Q_n) з характеристиками: $K_n=1,2$; $l = 5,0$ м; $D = 0,1$ м; $\lambda_0 = 0,022$; $h_n=1,0$ м. Також знайти показник рівномірності розподілу води χ в розглядуваному випадку.

Розв'язок

1. За залежністю (Д.19) розраховуємо середній для всього трубопроводу коефіцієнт витрати

$$\mu_p = 0,72 - 0,065K_n = 0,72 - 0,065 \cdot 1,2 = 0,64.$$

2. За формулою (Д.26) визначаємо значення поправкового коефіцієнта β_p

$$\beta_p = 1,14K_n^{-0,32} = 1,14 \cdot 1,2^{-0,32} = 1,08$$

3. За формулою (Д.10) визначаємо гідравлічний коефіцієнт тертя

$$\lambda_p = 1,08 \cdot \lambda_0 = 1,08 \cdot 0,022 = 0,024,$$

коефіцієнт опору за довжиною

$$\zeta_{l_p} = \lambda_p \frac{l}{D} = 0,024 \frac{5}{0,1} = 1,2,$$

і параметр

$$\frac{\zeta_{l_p}}{2\bar{f}} = \frac{\zeta_{l_p}}{2\mu_p K_n} = \frac{1,2}{2 \cdot 0,64 \cdot 1,2} = 0,78.$$

4. За графіком на рис. Д.2 знаходимо значення коефіцієнта $k = 1,0$.

Оскільки виконується співвідношення

$$\zeta_{l_p} = 1,2 < 1,5/A_k = 1,5/0,503 = 1,52,$$

то розподільний трубопровід належить до коротких.

5. Тоді, витрату в початковому перерізі розподільника визначаємо за залежністю (Д.17)

$$\begin{aligned} Q_n &= \frac{1}{k} \operatorname{tg}(k\mu_p K_n) \Omega \sqrt{2gh_n} = \\ &= \frac{1}{1} \operatorname{tg}(1,0 \cdot 0,64 \cdot 1,2) 0,00784 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,0} = 0,034 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Показник рівномірності розподілу для цього випадку підраховуємо за формулою (Д.22)

$$\chi = \cos(k\mu_p K_n) = \cos(1,0 \cdot 0,64 \cdot 1,2) = 0,72.$$

Приклад 2. Визначити конструктивні характеристики розподільного трубопроводу довжиною $l = 5,0$ м, який зможе розподілити витрату $Q_n = 0,034$ м³/с. За такої умови необхідно

забезпечити показник рівномірності розподілу $\chi=0,8$. Допустима швидкість в початковому перерізі має забезпечуватись у межах $V_{\partial} \geq 4,0$ м/с.

Розв'язок

1. По відомій витраті Q_n і допустимій швидкості V_{∂} за формулою (Д.26) підбираємо стандартний діаметр трубопроводу

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{Q_n}{V_{\partial}}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,034}{4,0}} = 0,103 \text{ м.}$$

Беремо для встановлення найближчий найменший стандартний діаметр сталевого трубопроводу $D = 0,1$ м. За такої умови швидкість в початковому перерізі труби буде

$$V_n = \frac{4Q_n}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,034}{3,14 \cdot 0,1^2} = 4,33 \text{ м/с.}$$

2. За залежністю (Д.10) визначаємо гідравлічний коефіцієнт тертя розподільника, беручи в першому наближенні $\beta_p = 1$

$$\lambda_p = \beta \lambda_0 = 1 \cdot 0,022 = 0,022.$$

Далі знаходимо коефіцієнт опору за довжиною

$$\zeta_{l_p} = \lambda_p \frac{l}{D} = 0,022 \frac{5}{0,1} = 1,1.$$

3. За табл. Д.2 коли $\chi=0,8$ для коротких розподільних трубопроводів беремо значення параметрів $A_k = 0,583$, $C_k = 0,947$.

Оскільки $\zeta_{l_p} = 1,1 < 1,5/0,583 = 2,57$, то цей трубопровід належить до відносно коротких.

4. Відповідно, коефіцієнт перфорації визначаємо за залежністю (Д.27)

$$K_n = \frac{C_k}{\sqrt{1,7 - \zeta_{l_p} A_k}} = \frac{0,947}{\sqrt{1,7 - 1,1 \cdot 0,583}} = 0,92.$$

5. Перевіряємо прийняте значення поправкового коефіцієнта β_p (формула (Д.26))

$$\beta_p = 1,14 K_n^{-0,32} = 1,14 \cdot 0,92^{-0,32} = 1,17.$$

6. Знаходимо значення гідравлічного коефіцієнта тертя λ_p і коефіцієнта опору за довжиною ζ_{l_p} в другому наближенні (за умови нової величини коефіцієнта β_p)

$$\lambda_p = \beta \lambda_0 = 1,17 \cdot 0,022 = 0,026,$$

$$\zeta_{l_p} = \lambda_p \frac{l}{D} = 0,026 \frac{5}{0,1} = 1,3.$$

7. Визначаємо нове остаточне значення коефіцієнта перфорації

$$K_n = \frac{C_k}{\sqrt{1,7 - \zeta_{l_p} A_k}} = \frac{0,947}{\sqrt{1,7 - 1,3 \cdot 0,583}} = 0,98.$$

Втрати напору і коефіцієнт опору для короткого розподільного трубопроводу не визначаємо.

Наукове видання

КРАВЧУК Андрій Михайлович
ЧЕРНИШЕВ Денис Олегович
КРАВЧУК Олександр Андрійович

ГІДРАВЛІКА НАПІРНИХ ПЕРФОРОВАНИХ
ТРУБОПРОВОДІВ ОЧИСНИХ СПОРУД СИСТЕМ
ВОДОПОСТАЧАННЯ ТА ВОДОВІДВЕДЕННЯ

Монографія

Підписано до друку 05.11.2021.

Формат 60×80 1/16

Ум. др. арк. 12.09. Обл. – вид. арк. 13.0

Тираж 100 прим. Вид № 2/II – 21

Видавець і виготовлювач

Київський національний університет будівництва і архітектури

Повітрофлотський проспект, 31 Україна 03680

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів

Видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002 р.