

## РОЗРАХУНОК НАПІРНИХ РОЗПОДІЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ, ЯКІ ПРОКЛАДЕНО У ПОТОЦІ РІДИНИ

*Дифференциальное уравнение движения жидкости переменного расхода дополнено компонентой внешнего гидродинамического давления. Переменные величины уравнения выражены через полный рабочий напор и независимое расстояние вдоль оси потока. Принят параболический закон изменения расхода жидкости. Выведены зависимости для определения расходов и напоров в распределительном трубопроводе с учетом его геометрических параметров, вязкости жидкости, изменения законов гидродинамического сопротивления вдоль распределительного трубопровода.*

*In the differential equation of variable flow rate fluid flow a component which takes into account outer hydrodynamic pressure is introduced. The variables of the equation are expressed in terms of full operating head and in terms of independent distance along the axis of the stream. Parabolic law of flow rate change is applied. Relations for determination of flow rates and heads inside the distributive pipeline have been deduced with taking into account its geometrical parameters, viscosity of the fluid, changes of hydrodynamic resistance laws along the distributive pipeline.*

### Постановка проблеми

Напірні розподільні трубопроводи (РТ) поширено у багатьох галузях техніки: іригації, вентиляції, водопостачанні, водовідведенні, водному транспорті, металургійній промисловості, в апаратах нафтопереробної, нафтохімічної, хімічної та харчової промисловості й ін. Точний гідравлічний розрахунок їх можна зробити тільки за допомогою теорії гідравліки змінної витрати [1].

Для циліндричного РТ диференціальне рівняння руху рідини змінної витрати [2], зводиться до такого вигляду:

$$\frac{\alpha_o(v \cos \varphi - 2V) \cdot dV}{g} + \frac{dp}{\rho g} + \sin \psi \cdot dx + dh_x = 0, \quad (1)$$

де  $\varphi$  — кут між векторами швидкостей основного потоку  $\vec{V}$  усередині РТ та струменя  $\vec{v}$ , що від'єднується;  $\psi$  — кут між горизонталлю та віссю  $l$  потоку (рис. 1);  $dh_x$  — втрати напору на тертя по довжині РТ.

На практиці зустрічається робота розподільних трубопроводів, прокладених у потоці рідини, що омиває їх зовні. За такою схемою працює, наприклад, трубопровідний змішувач, утворений з двох коаксіальних труб, внутрішня з яких заповнена однією рідиною, а кільцевий міжтрубний простір — іншою. Рідина з внутрішньої труби крізь отвори у її стінці надходить у міжтрубний простір, де змішується з другою рідиною [3]. За принципом затопленого РТ здійснюється розосереджене випускання очищених стоків у ріку [4, 5]. Однак у відомому рівнянні (1) не враховується гідродинамічний тиск зовнішнього потоку рідини. Неповне врахування конструкційних параметрів розподільного трубопроводу та гідродинамічних особливостей потоку змінної витрати супроводжується серйозними прорахунками при проектуванні, які спричиняють зниження ефективності роботи розподільних трубопроводів [6].

**Мета роботи** — на основі розв'язання ДРППЗВ розробити методику розрахунку напірних РТ, прокладених у потоці рідини.

### Основна частина

Зобразимо на рис. 1 відсік прокладеного у потоці рідини напірного РТ, що звужується, на ділянці відгалуження струменя. Виділяємо силу  $S$ , яка замінює дію відкинутої частини струменя, що від'єднується [2]. Виразимо її через тиск  $p_1$  у розрахунковому перерізі 3-3 струменя:  $S = p_1 \omega_3$ . Візьмемо  $p_1 = p_{out}$ , де  $p_{out}$  — гідродинамічний тиск зовнішнього потоку рідини у перерізі 3-3. Тоді

$$dS = p_{out} \frac{dQ}{v}, \quad (2)$$

де  $dQ/v$  — площа поперечного перерізу струменя, що від'єднується.

Для нескінченно короткої ділянки  $dx$  потоку в РТ з урахуванням сили  $dS$  (рис. 1) записуємо гідравлічне рівняння зміни кількості руху за алгоритмом для трубопроводів-збирачів у [7]:

$$\begin{aligned} & \alpha_o \rho (Q - dQ)(V - dV) + \alpha_o \rho dQ v \cos \varphi - \\ & - \alpha_o \rho Q V = \rho \omega - (p + dp)(\omega - d\omega) - \\ & - \left( p + \frac{dp}{2} \right) d\omega + p_{out} \frac{dQ}{v} \cos \vartheta - \\ & - \rho g \left( \omega - \frac{d\omega}{2} \right) \sin \psi \cdot dx - \rho g \left( \omega - \frac{d\omega}{2} \right) dh_x. \end{aligned} \quad (3)$$

де  $p_{out} \frac{dQ}{v} \cos \vartheta$  — проекція на вісь  $x$  сили  $dS$ , яка замінює дію відкинutoї у перерізі 3-3 частини струменя, що від'єднується (рис. 1);  $\vartheta$  — кут між векторами середньої швидкості основного потоку рідини у розподільному трубопроводі  $\vec{v}$  і сили  $\vec{S}$ , яка заміняє дію відкинutoї частини струменя, що від'єднується (рис. 1). Інші складові рівняння (3) докладно описані у [7] для трубопроводів-збирачів, а для розподільних трубопроводів — у [8].

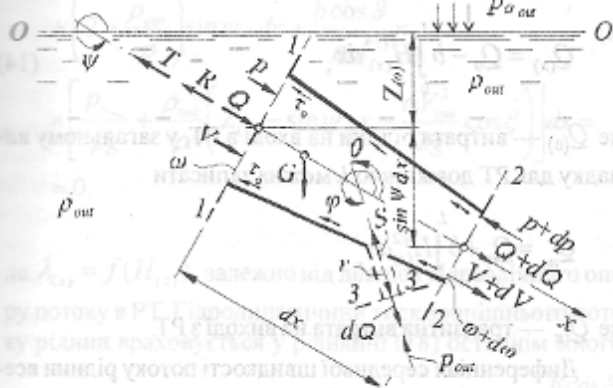


Рис. 1. Розрахункова схема напірного потоку із відділенням струменя.

Із (3) отримано доповнене диференціальне рівняння руху рідини змінної витрати. Для циліндричних труб, коли  $\omega = const$ , а  $dQ = \omega dV$ , воно має такий вигляд

$$\frac{\alpha_0(v \cos \varphi - 2V)dV}{g} + d \frac{p}{\rho g} + \frac{p_{out}}{\rho g} \frac{dV}{v} \cos \vartheta + \sin \psi \cdot dx + dh_x = 0. \quad (4)$$

У рівнянні (4) сила  $S$  врахована доданком

$$\frac{p_{out}}{\rho g} \frac{dV}{v} \cos \vartheta.$$

У [8] сила  $S$  визначалась як сила тиску на плоску стінку, що її створює від'єднуваний струмінь, направлений зі швидкістю  $v$  нормально до цієї стінки:  $S = \alpha_0 \rho v dQ$ .

Основний потік усередині РТ формується від'єднанням від нього окремих струменів. Виразимо змінні  $V, dV, v, dp, p_{out}, dh_x, dx$  у рівнянні (4) через повний напір  $H_{(x)}$ , під дією якого витікають струмені, та через незалежну змінну відстань  $x$ . Приймемо:  $0^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$ ;  $0^\circ \leq \vartheta \leq 360^\circ$ ;  $0^\circ \leq \psi \leq 360^\circ$ ;  $m_{(x)} = v_{(x)} \cos \varphi / V_{(x)} \neq const$ .

Отож, середня швидкість витікання струменя крізь отвір у стінці РТ

$$v_{(x)} = \varphi \sqrt{2gH_{(x)}} = aH_{(x)}^{1/2}, \quad (5)$$

де

$$a = \varphi \sqrt{2g} = const, m^{0.5}/c, \quad (6)$$

$\varphi$  — коефіцієнт швидкості;  $H_{(x)}$  — повний напір, під дією якого витікають струмені, що дорівнює різниці повних напорів потоків рідин, які спливають усередині та зовні РТ,  $H_{(x)} = (p_{in(x)} - p_{out(x)}) / \rho g$ . Повний тиск внутрішнього потоку рідини у кінці розрахункової ділянки РТ довжиною  $x$  (рис. 2)

$$p_{in(x)} = -\rho g x \sin \psi + p_{(x)} + \frac{\alpha \rho V_{(x)}^2}{2} \cos \varphi. \quad (7)$$

Так само для зовнішнього потоку рідини

$$p_{out(x)} = \rho_{out} g (Z_{(0)} - \sin \psi \cdot x) + p_{\sigma out} + \frac{\alpha \rho_{out} V_{out}^2}{2} \cos \xi, \quad (9)$$

де  $\rho$  — густина рідини всередині РТ;  $\rho_{out}$  — так само зовні РТ;  $Z_{(0)}$  — глибина занурення осі РТ на початку розрахункової ділянки при  $dx = 0$  (див. рис. 1);  $p_{\sigma out}$  — тиск на поверхні рідини, що омиває РТ зовні;  $\xi$  — кут між векторами швидкостей струменя  $v_{(x)}$ , що від'єднується (у вихідному перерізі отвору-випуску) та  $V_{out}$  зовнішнього потоку (рис. 2, 3)  $0^\circ \leq \xi \leq 360^\circ$ ;  $V_{(x)}$  — середня швидкість потоку всередині РТ. Для забезпечення роботи РТ повинна дотримуватись умова:  $p_{in(x)} > p_{out(x)}$ .

Різницю внутрішнього та зовнішнього тисків рідин виражаємо через напір стовпа рідини, що наповнює РТ,

$$H_{(x)} = \left( \frac{\rho_{out}}{\rho} - 1 \right) \sin \psi \cdot x - \frac{\rho_{out}}{\rho} Z_{(0)} + \frac{p_{(x)} - p_{\sigma out}}{\rho g} + \frac{\alpha}{2g} \left( V_{(x)}^2 \cos \varphi - \frac{\rho_{out}}{\rho} V_{out}^2 \cos \xi \right). \quad (9)$$

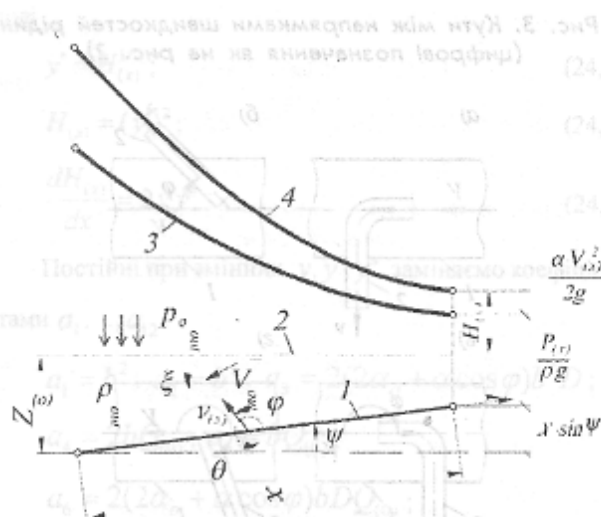


Рис. 2. Схема напорів, що діють на РТ: 1 — РТ; 2 — рівень рідини зовні РТ; 3 — п'єзометрична лінія для потоку всередині РТ; 4 — те саме, лінія повного напору; 5 — вихідний насадок (рис. 3);  $l$  — вісь РТ;  $v, V, V_{out}$  — швидкості відповідно струменя, що від'єднується, внутрішнього та зовнішнього потоків рідин.

Приймаємо:  $V_{out} \neq f(x)$ ;  $P_{out} \neq f(x)$ . Із (9) знаходимо диференціал п'єзометричного напору потоку рідини, що тече усередині РТ

$$d\left(\frac{P(x)}{\rho g}\right) = \left(1 - \frac{\rho_{out}}{\rho}\right) \sin \psi \cdot dx - \frac{\alpha V(x) dV(x)}{g} \cos \varphi + dH(x), \quad (10)$$

де множник  $\cos \varphi$  враховує динамічний напір потоку, що усередині РТ, на поверхню живого перерізу струменя на вході у отвір-випуск. Суть множника  $\cos \varphi$  зрозуміла з рис. 4.

Диференціал шляхової витрати рідини, що роздається з розподільного трубопроводу:

$$dQ_{distrib(x)} = n\mu\omega_{hole} \sqrt{2gH(x)} dx = bH(x)^{1/2} dx, \quad (11)$$

де  $n$  — кількість вихідних отворів, яка припадає на одиницю довжини РТ,  $m^{-1}$ ;  $\omega_{hole}$  — площа одного вихідного отвору (насадка);  $\mu$  — коефіцієнт його витрати

$$b = n\mu\omega_{hole} \sqrt{2g} = const, \quad m^{1.5}/c. \quad (12)$$

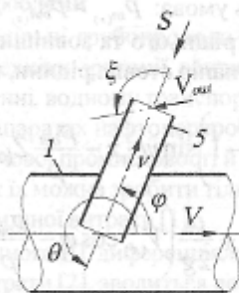


Рис. 3. Кут між напрямками швидкостей рідин (цифрові позначення як на рис. 2).

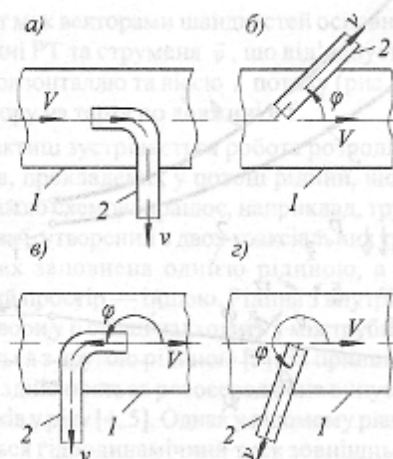


Рис. 4. Схема дії динамічного напору основного потоку, що тече всередині РТ, на живий переріз отвору-випуску за різних значень кута  $\varphi$ :  $0^\circ$  — (а);  $0^\circ < \varphi < 90^\circ$  — (б);  $180^\circ$  — (в);  $180^\circ < \varphi < 270^\circ$  — (г).

Диференціал витрати основного потоку рідини всередині розподільного трубопроводу:

$$dQ(x) = -dQ_{distrib(x)} = -bH(x)^{1/2} dx, \quad (13)$$

Витрата рідини, що тече всередині РТ,

$$Q(x) = \int_0^x dQ(x) + C = -b \int_0^x H(x)^{1/2} dx + C. \\ x = 0, C = Q_0.$$

Отже, можна записати

$$Q(x) = Q_0 - b \int_0^x H(x)^{1/2} dx, \quad (14)$$

де  $Q_0$  — витрата рідини на вході в РТ, у загальному випадку для РТ довжиною  $L$  можна записати

$$Q_{(x)} = Q_{tr} + b \int_0^L H(x)^{1/2} dx,$$

де  $Q_{tr}$  — транзитна витрата на виході з РТ.

Диференціал середньої швидкості потоку рідини всередині розподільного трубопроводу

$$dV(x) = \frac{dQ(x)}{\omega} = -\frac{dQ_{distrib(x)}}{\omega} = -\frac{bH(x)^{1/2} dx}{\omega}, \quad (15)$$

де  $\omega$  — площа поперечного перерізу РТ.

Середня швидкість потоку в РТ

$$V(x) = \frac{Q(x)}{\omega} = \frac{1}{\omega} \left( Q_0 - b \int_0^x H(x)^{1/2} dx \right), \quad (16)$$

Диференціал втрат напору  $dh_x$  на нескінченно короткій ділянці довжиною  $dx$  циліндричного РТ, розміщеній між двома сусідніми випускними отворами, з достатнім ступенем точності можна визначити так само, як при рівномірному русі з формули Дарсі-Вайсбаха [7]:

$$dh_x = d\left( \lambda_{(x)} \frac{x}{D} \frac{V(x)^2}{2g} \right) = \\ = \frac{1}{2g\omega^2 D} d\left[ \lambda_{(x)} \left( Q_0 - b \int_0^x H(x)^{1/2} dx \right)^2 x \right], \quad (17)$$

де  $D$  — діаметр розподільного трубопроводу.

Залежності (5), (8), (10), (15), (16) і (17) підставили у доповнене рівняння (4). Одержали нелінійне інтегро-диференціальне рівняння напірної течії рідини з дискретним шляховим зменшенням її витрати відносно невідомої функції  $H(x)$  для нахилених до горизонту циліндричних розподільних трубопроводів, прокладених у потоці рідини, з урахуванням кута відведення струменя:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2g\omega^2 D} d \left[ \lambda_{(x)} \left( Q_0 - b \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx \right)^2 \right] - \\ & - \frac{\alpha_o ab \cos \varphi}{g\omega} H_{(x)} dx + dH_{(x)} + \\ & + \frac{2\alpha_o + \alpha \cos \varphi}{g\omega^2} \left( Q_0 - b \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx \right) b H_{(x)}^{1/2} dx + \\ & + \left( 2 - \frac{\rho_{out}}{\rho} \right) \sin \psi \cdot dx + \frac{b \cos \vartheta}{a\omega} \times \\ & \times \left[ \frac{P_{out}}{\rho g} + \frac{\rho_{out}}{\rho} \left( Z_{(0)} - \sin \psi \cdot x + \frac{\alpha V_{out}^2}{2g} \cos \xi \right) \right] dx = \\ & = 0, \end{aligned} \quad (18)$$

де  $\lambda_{(x)} = f(H_{(x)})$ , залежно від ділянок гідравлічного опору потоку в РТ. Гідродинамічний тиск зовнішнього потоку рідини враховується у рівнянні (18) останнім членом, що у квадратних дужках, та множником  $\frac{b \cos \vartheta}{a\omega}$ , який перед ним.

Рівняння (18) розв'язано для ламінарної течії та трьох ділянок опору турбулентного режиму руху рідини. Для усіх ділянок гідравлічного опору напірного розподільного трубопроводу отримано однаковий результат. У роботі [8] подано хід розв'язку, але для  $S = \alpha_o \rho v d Q$ .

Наприклад, для ділянки доквадратичного опору гідравлічношорстких труб зони турбулентного режиму руху рідини гідравлічний коефіцієнт тертя  $\lambda_{(x)}$  обчислюється за степеневою формулою А. Д. Альтшуля, яка з урахуванням виразів (16) і (20) записується так:

$$\lambda_{(x)} = 0,11 \left[ \frac{\Delta}{D} + \frac{68\omega v}{\left( Q_0 - b \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx \right) D} \right]^{0,25} \quad (19)$$

де  $\frac{D}{\omega v} \left( Q_0 - b \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx \right) = Re_{(x)}$  є критерієм Рейнольдса.

Диференціал коефіцієнта Дарсі для ділянки доквадратичного опору гідравлічношорстких труб:

$$d\lambda_{(x)} = \frac{0,11^4}{\lambda_{(x)}^4} \frac{17\omega v b H_{(x)}^{1/2} dx}{4 \left( Q_0 - b \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx \right)^2 D} \quad (21)$$

Підставивши вираз (21) у рівняння (18) і помноживши отриманий многочлен на  $2g\omega^2 D$  та поділивши його на  $dx$

для ділянки доквадратичного опору гідравлічно шорстких труб зони турбулентного режиму руху, одержали таке рівняння:

$$\begin{aligned} & b^2 \lambda_{(x)} \left( \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx \right)^2 + 2b^2 \lambda_{(x)} x H_{(x)}^{1/2} \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx - \\ & - 2(2\alpha_o + \alpha \cos \varphi) b^2 D H_{(x)}^{1/2} \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx - \\ & - 2b Q_0 \lambda_{(x)} \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx - 2b Q_0 \lambda_{(x)} x H_{(x)}^{1/2} + \\ & + 17 \frac{0,11^4}{\lambda_{(x)}^3} \frac{b v a x H_{(x)}^{1/2}}{D} + \\ & + 2(2\alpha_o + \alpha \cos \varphi) b D Q_0 H_{(x)}^{1/2} - \\ & - 2\alpha_o \omega a b D \cos \varphi \cdot H_{(x)} + 2g\omega^2 D \frac{dH_{(x)}}{dx} + \\ & + \lambda_{(x)} Q_0^2 + 2 \left( 2 - \frac{\rho_{out}}{\rho} \right) g\omega^2 D \sin \psi - \\ & - \frac{2g\omega b D \cos \varphi}{a} \cdot \frac{\rho_{out}}{\rho} \sin \psi \cdot x + \frac{2g\omega b D \cos \vartheta}{a} \times \\ & \times \left[ \frac{P_{out}}{\rho g} + \frac{\rho_{out}}{\rho} \left( Z_{(0)} + \frac{\alpha V_{out}^2}{2g} \cos \xi \right) \right] = 0. \end{aligned} \quad (22)$$

Введемо у рівняння (22) заміну

$$y = \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx, \quad (23)$$

тоді

$$y' = H_{(x)}^{1/2}; \quad (24, a)$$

$$H_{(x)} = (y')^2; \quad (24, b)$$

$$\frac{dH_{(x)}}{dx} = 2y'y'' \quad (24, c)$$

Постійні при змінних  $y, y', y''$  заміняємо коефіцієнтами  $a_1, \dots, a_{12}$ :

$$a_1 = b^2; a_2 = b^2; a_3 = 2(2\alpha_o + \alpha \cos \varphi) b^2 D;$$

$$a_4 = 2b Q_0; a_5 = b Q_0;$$

$$a_6 = 2(2\alpha_o + \alpha \cos \varphi) b D Q_0;$$

$$a_7 = 4\alpha_o \omega a b D \cos \varphi; a_8 = 2g\omega^2 D;$$

$$a_9 = Q_0^2; a_{10} = 2 \left( 2 - \frac{\rho_{out}}{\rho} \right) g\omega^2 D \sin \psi;$$

$$a_{11} = \frac{2g\omega b D \cos \vartheta}{a} \frac{\rho_{out}}{\rho} x \sin \psi;$$

$$a_{12} = \frac{2g\omega b D \cos \vartheta}{a} \times \left[ \frac{p_{out}}{\rho g} + \frac{\rho_{out}}{\rho} \left( T_{(0)} + \frac{\alpha V_{out}^2}{2g} \cos \xi \right) \right]. \quad (25)$$

Рівнянню (22) надали вигляду

$$a_1 \lambda_{(x)} y^2 + a_2 \lambda_{(x)} x y' - a_3 y y' - a_4 \lambda_{(x)} y - a_5 \lambda_{(x)} x y' + a_6 \lambda_{(x)}^3 y' x + a_7 y' - a_8 (y')^2 + 2a_9 y' y'' + a_{10} \lambda_{(x)} + a_{11} - a_{12} x + a_{13} = 0. \quad (26)$$

Експериментальні дослідження показали, що невідомо

ма функція  $y = \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx$  має параболічний вигляд. Уводимо у рівняння (26) додаткову заміну:

$$y = Ax + Bx^2, \quad (27)$$

тоді

$$y' = A + 2Bx, \quad (28,a)$$

$$y'' = 2B. \quad (28,b)$$

Увівши у (26) заміни (27) і (28) маємо

$$a_1 \lambda_{(x)} (Ax + Bx^2)^2 + a_2 \lambda_{(x)} x (Ax + Bx^2) \times (A + 2Bx) - a_3 (Ax + Bx^2) (A + 2Bx) - a_4 \lambda_{(x)} (Ax + Bx^2) - a_5 \lambda_{(x)} (A + 2Bx) x + a_6 \lambda_{(x)}^3 (A + 2Bx) x + a_7 (A + 2Bx) - a_8 (A + 2Bx)^2 + 2a_9 (A + 2Bx) 2B + a_{10} \lambda_{(x)} + a_{11} - a_{12} x + a_{13} = 0. \quad (29)$$

Для знаходження невідомих коефіцієнтів  $A$  і  $B$  використовуємо додаткові рівняння (24,a) і (28,a). Прирівнюємо їх праві частини.

$$H_{(x)}^{1/2} = A + 2Bx. \quad (30)$$

Для спрощення сумісного розв'язку (29) і (30) скористаємось граничними умовами для початку РТ:  $x = 0$ . Тоді із (30) отримуємо:  $A = H_{(0)}^{1/2}$ . Після підстановки  $x = 0$  і

$A = H_{(0)}^{1/2}$  у рівняння (29) останнє зведено до вигляду

$$a_6 H_{(0)}^{1/2} - a_7 H_{(0)} + 4a_8 H_{(0)}^{1/2} B + a_9 \lambda_{(x)} + a_{10} + a_{12} = 0. \quad (31)$$

Із (31)

$$B = \frac{a_7 H_{(0)} - a_6 H_{(0)}^{1/2} - a_9 \lambda_{(x)} - a_{10} + a_{12}}{2a_8 H_{(0)}^{1/2}}. \quad (32)$$

З урахуванням позначень (25)

$$B = \frac{\alpha_0 a b \cos \vartheta}{4g\omega} H_{(0)}^{1/2} - \frac{2\alpha_0 + \alpha \cos \vartheta}{4g\omega^2} b Q_{(0)} - \frac{\lambda_{(x)} Q_{(0)}^2}{8g\omega^2 D H_{(0)}^{1/2}} - \left( 2 - \frac{\rho_{out}}{\rho} \right) \frac{\sin \psi}{4H_{(0)}^{1/2}} - \frac{b \cos \vartheta}{4\omega \lambda_{(0)} H_{(0)}^{1/2}} \left[ \frac{p_{out}}{\rho g} + \frac{\rho_{out}}{\rho} \left( Z_{(0)} + \frac{\alpha V_{out}^2}{2g} \cos \xi \right) \right]. \quad (33)$$

Увівши  $A = H_{(0)}^{1/2}$  і вираз (33) для  $B$  у рівняння (27) й помноживши його на  $b$ , а також з урахуванням (23) та

$v_{(0)} = a H_{(0)}^{1/2}$  (5) отримали формулу:

$$b \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx = bx \left\{ H_{(0)}^{1/2} + \frac{bx}{4g\omega} \left[ \alpha_0 v_{(0)} \cos \vartheta - (2\alpha_0 + \alpha \cos \vartheta) v_{(0)} \right] - \frac{bx}{4H_{(0)}^{1/2}} \left\{ \lambda_{(x)} \frac{x V_{(0)}^2}{D 2g} + \left( 2 - \frac{\rho_{out}}{\rho} \right) x \sin \psi + f_{(x)} \left[ \frac{p_{out}}{\rho g} + \frac{\rho_{out}}{\rho} \left( Z_{(0)} + \frac{\alpha V_{out}^2}{2g} \cos \xi \right) \right] \cos \vartheta \right\} \right\}. \quad (34)$$

де  $b \int_0^x H_{(x)}^{1/2} dx$  — витрата рідини, що спливає з РТ на роз-

рахунковій ділянці довжиною  $x$ ; індекси  $(0)$  вказують на належність складових рівняння до перерізу РТ з  $x = 0$ ;

$f_{(x)} \left[ \frac{p_{out}}{\rho g} + \frac{\rho_{out}}{\rho} \left( Z_{(0)} + \frac{\alpha V_{out}^2}{2g} \cos \xi \right) \right] \cos \vartheta$  — мно-

гочлен, що враховує гідродинамічний тиск потоку рідини, який омиває розподільний трубопровід зовні;

$f_{(x)} = \frac{bx}{a\omega} = \frac{\pi x \varepsilon \omega_{hole}}{\omega}$  — шпаруватість (дірчастість, російське «скважность») РТ на розрахунковій ділянці. Згідно (5) та (6)

$$v_{(0)} = a H_{(0)}^{1/2}; V_{(0)} = \frac{Q_{(0)}}{\omega}.$$

Формула (34) є універсальною і справедливою для ламінарного й турбулентного режимів течій рідини. Залежність (34) враховує значення таких параметрів внутрі-

шнього та зовнішнього потоків і від'єднаних струменів на початку розрахункової ділянки: повний напір  $H_{(0)}^{1/2}$ ; швидкість  $v_{(0)}$  і кут  $\varphi$  відведення струменів; середню швидкість  $V_{(0)}$  потоку всередині РТ; гідравлічний коефіцієнт опору  $\lambda_{(x)}$  та втрати напора на тертя  $\lambda_{(x)}(x/D)(V_{(0)}^2/2g)$  уздовж ділянки трубопроводу довжиною  $x$ ; кут  $\psi$  нахилу РТ до горизонта; глибину занурення РТ під рівень зовнішнього потоку рідини  $Z_{(0)}$ ; швидкість останнього  $V_{out}$  і кут  $\xi$  між напрямками руху від'єднаного струменя у вихідному перерізі отвору-випуску та зовнішнього потоку; кут  $\vartheta$  між векторами середньої швидкості основного потоку рідини у розподільному трубопроводі  $\vec{V}$  і сили  $\vec{g}$ , яка замінює дію відкинутої частини струменя, що від'єднується, та направлена зустрічно струменю, що від'єднується,  $\cos \vartheta = \cos(\varphi \pm 180^\circ)$ , (рис. 1 та 3); тиск  $P_{o_{out}}$  на поверхні рідини, що омиває РТ зовні; густини рідин  $\rho$  та  $\rho_{out}$ , які течуть усередині та зовні РТ, відповідно; геометричні параметри розподільних трубопроводів.

Розрахунок розподільного трубопроводу ходом за течією, починаючи від його голови, потребує визначення параметрів  $V_{(0)}$  і  $H_{(0)}$  на його початку, що проблематично. Однак реально визначити ці параметри для кінця розподільного трубопроводу. Тоді розрахунок зручно вести ходом проти потоку, від кінця трубопроводу (рис. 5). Взв-

ши  $V_{(x_i)} = \frac{Q_{(x_i)}}{\omega_{(x_i)}}$  і  $v_{(x_i)} = \varphi \sqrt{2gH_{(x_i)}}$ , за умови ходу зустрічного потоку, формулі (34) надаємо вигляду:

$$\begin{aligned}
 & b_{i-k} \int_{x_i}^{x_k} H_{(x)}^{1/2} dx = b_{i-k} x_{i-k} \times \\
 & \times \left( H_{(x_i)}^{1/2} + \frac{b_{i-k} x_{i-k}}{4g\omega_{(x_i)}} \left[ (2\alpha_o + \alpha \cos \varphi_{(x_i)}) V_{(x_i)} - \right. \right. \\
 & \left. \left. - \alpha_o v_{(x_i)} \cos \varphi_{(x_i)} \right] + \frac{1}{4H_{(x_i)}^{1/2}} \times \right. \\
 & \times \left\{ x_{i-k} \left[ \frac{\lambda_{(x_i)} V_{(x_i)}^2}{D_{(x_i)} 2g} + \left( 2 - \frac{\rho_{out}}{\rho} \right) \sin \psi_{(x_i)} \right] + \right. \\
 & \left. + f_{i-k} \left[ \frac{P_{o_{out}}}{\rho g} + \frac{\rho_{out}}{\rho} \left( Z_{(x_i)} + \frac{\alpha V_{out}^2 \cos \xi}{2g} \right) \right] \times \right. \\
 & \left. \times \cos \vartheta_{(x_i)} \right\}.
 \end{aligned} \quad (35)$$

За рівнянням (35) обчислюється витрата рідини, що переміщається всередині розподільного трубопроводу. На ділянці  $x_{i-k}$  вона зростає у напрямку до початку (рис. 5) на величину

$$b_{(i-k)} \int_{x_i}^{x_k} H_{(x)}^{1/2} dx,$$

яка чисельно дорівнює шляховій роздачі рідини з РТ на цій ділянці. Розрахунок за рівнянням (35) ведеться від кінця трубопроводу ходом проти потоку, тобто за напрямком осі  $x$ , як показано на рис. 5.

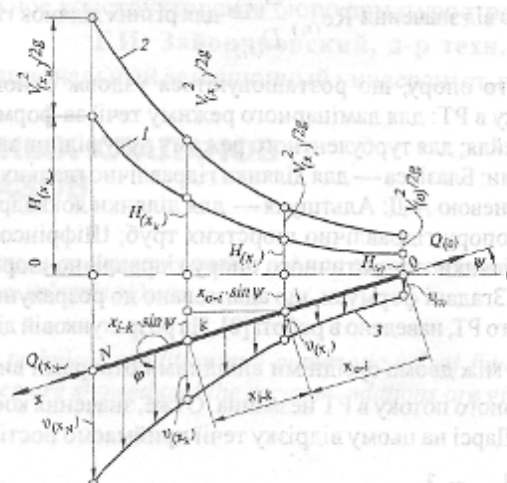


Рис. 5. Схема для розрахунку РТ ходом проти основного потоку в РТ: 1 — н'єзометрична лінія; 2 — лінія повного напору; 3 — епюра швидкостей струменів, що від'єднуються; x — вісь РТ.

Залежність для покрокового обчислення повного напору (рис. 5) отримано диференціюванням рівняння (34), переписаного з урахуванням ходу проти потоку:

$$\begin{aligned}
 H_{(x_i)} &= \\
 &= \left( H_{(x_i)}^{1/2} + \frac{\kappa \cdot b_{i-k} x_{i-k}}{2g\omega_{(x_i)}} \left[ (2\alpha_o + \alpha \cos \varphi_{(x_i)}) V_{(x_i)} - \right. \right. \\
 &\left. \left. - \alpha_o v_{(x_i)} \cos \varphi_{(x_i)} \right] + \frac{\kappa}{2H_{(x_i)}^{1/2}} \times \right. \\
 &\times \left\{ x_{i-k} \left[ \frac{\lambda_{(x_i)} V_{(x_i)}^2}{D_{(x_i)} 2g} + \left( 2 - \frac{\rho_{out}}{\rho} \right) \sin \psi_{(x_i)} \right] + \right. \\
 &\left. + f_{i-k} \left[ \frac{P_{o_{out}}}{\rho g} + \frac{\rho_{out}}{\rho} \left( Z_{(x_i)} + \frac{\alpha V_{out}^2 \cos \xi}{2g} \right) \right] \times \right. \\
 &\left. \times \cos \vartheta_{(x_i)} \right\}^2,
 \end{aligned} \quad (36)$$

де у рівняннях (35) і (36):  $b_{i-k}$  — коефіцієнт, що є постійним на розрахунковій ділянці  $i-k$ , обчислюється за формулою (12);  $x_i$  — індекс при символах параметрів рівнянь вказує на їх належність до початку розрахункової ділянки  $i-k$ . Застосування заміни (27) спричинило необхідність уведення емпіричного коефіцієнта  $\kappa$  у розрахункову формулу (36) перед усіма доданками, окрім пер-

рівнянь вказує на їх належність до початку розрахункової ділянки  $i-k$ . Застосування заміни (27) спричинило необхідність введення емпіричного коефіцієнта  $\kappa$  у розрахункову формулу (36) перед усіма доданками, окрім першого. За даними експериментів для РТ з  $D = 8,21$  мм [9] отримано  $\kappa = 0,9$ . Ймовірно, що для розподільного трубопроводу  $\kappa \leq 1$ .

Гідрравлічний коефіцієнт тертя  $\lambda_{(x)}$  обчислюють залежно від значення  $Re_{(x)}$  для різних ділянок гідравлічного опору, що розташовуються уздовж основного потоку в РТ: для ламінарного режиму течії за формулою Пуазейля; для турбулентного режиму руху рідини за формулами: Блазіуса — для ділянки гідравлічно гладких труб; степеневою А.Д. Альтшуля — для ділянки доквадратичного опору гідравлічно шорстких труб; Шіфрінсона — для ділянки квадратичного опору гідравлічно шорстких труб. Згадані формули, що адаптовано до розрахунку напірного РТ, наведено в роботі [8]. На розрахунковій ділянці  $x_{i-k}$  між двома сусідніми вихідними отворами витрата основного потоку в РТ незмінна. Отже, значення коефіцієнта Дарсі на цьому відрізку течії приймасмо постійним

$$\lambda_{i-k} = \lambda_{(x)}$$

Значення критерія Рейнольдса встановлюють за формулою

$$Re_{(x)} = \frac{Q_{(x)} D_{(x)}}{\omega_{(x)} \nu_{(x)}} \quad (37)$$

Коефіцієнт витрати вихідного отвору (насадки)  $\mu_{(x_i)}$  є змінним уздовж РТ. Його значення можна обчислити за формулою [10].

На виході із РТ у перерізі  $x = 0$  (рис. 5) витрата рідини дорівнює  $Q_{(0)} = Q_n$ , робочий напір  $H_{(x)} = H_{(0)}$ . Ним задаються, виходячи з необхідного значення витрати рідини крізь останній отвір  $q_{(0)} = v_{(0)} \omega_0 = \mu \omega_0 \sqrt{2gH_{(0)}}$ . Довжину розрахункового кроку  $x_{i-k}$  доцільно брати такою, що дорівнює відстані між сусідніми отворами-випусками.

### Висновки

Значення напорів і витрат потоку рідини всередині розподільного трубопроводу, обчислювані за одержаними формулами (35)–(37), практично збігаються з результатами експериментів. Розроблена методика забезпечує точний розрахунок розподільних трубопроводів. Отримані

розрахункові залежності є однаковими для коротких, проміжних і довгих розподільних трубопроводів [9]. Вони враховують гідродинамічний тиск зовнішнього потоку рідини і геометричні параметри розподільного трубопроводу та кінематичні й динамічні характеристики потоку рідини всередині розподільного трубопроводу, що можуть бути постійними або ж змінними уздовж нього.

### Література

1. Навоян, Х.А. Примеры гидравлических расчётов водопропускных сооружений. — К: Будівельник, 1975. — 148 с.
2. Петров, Г.А. Гидравлика переменной массы (Движение жидкости с изменением расхода вдоль пути). — Харьков: ХГУ, 1964. — 224 с.
3. Данилов Ю. М. Исследование турбулентного смешения двухкомпонентной смеси в трубе с периодически меняющимся сечением / Ю. М. Данилов, А. Г. Мухаметзянова, Е. И. Кульментьева, Е. А. Петровичева // Вестник Казанского технологического университета. — 2004. — № 1. — С. 172—179.
4. А.с. 1756483 СССР, МКИ Е 03F 1/00, 5/12. Устройство для выпуска сточных вод / Б.Ф. Левицкий, В.В. Чернюк (СССР). — № 4806326/29; Заявлено 30.03.90; Опубл. 23.08.92, Бюл. № 31. — 4 с.
5. Чернюк, В. Водовипуск періодичної дії // Problemy budownictwa i inzynierii [rodowska. Cz. II. Inzynieria Zrodowska: praci IV naukowej konferencji Rzeszowsko-Lwowskiej. 15-16 wresieD 1995. — Rzeszyw (Poland): Politechnika Rzeszowska, 1995. — S. 9—14.
6. Егоров, А.И. Гидравлика напорных трубчатых систем в водопроводных очистных сооружениях. — М.: Стройиздат, 1984. — 95 с.
7. Константинов, Ю.М. Гидравлика: Ученик. — К.: Вища школа, 1988. — 398 с.
8. Чернюк, В.В. Метод розрахунку напірних розподільних трубопроводів // Прикладна гідромеханіка. — К.: Ін-т гідромеханіки НАН України. — 2008. — Т. 10 (82), № 3. — С. 65—76.
9. Чернюк, В.В. Порівняння розв'язків диференційного рівняння руху рідини змінної маси для напірних розподільних трубопроводів / В.В. Чернюк, В.І. Орел // Вісн. Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Теорія і практика будівництва. — Львів: НУ ЛП. — 2007. — № 602. — С. 190—200.
10. Степанов, М.П. Справочник по гидравлике для механикаторов / М.П. Степанов, И.Х. Овчаренко, Ю.А. Скобельцын. — М.: Колос, 1984. — 207 с.

Надійшла 08.07.2011 р.