МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВНУТРІШНІХ СПРАВ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ

Циклова комісія аеронавігації

ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ

навчальної дисципліни
«Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки»
обов'язкових компонент
освітньо-професійної програми першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Технічне обслуговування та ремонт повітряних суден і авіадвигунів

за темою № 7 - «Гідравлічний розрахунок трубопроводів, побудова їх характеристик»

Харків 2021

ЗАТВЕРДЖЕНО
Науково-методичною радою
Харківського національного
університету внутрішніх справ
Протокол від 23.09.2021 № 8

СХВАЛЕНО

Методичною радою Кременчуцького
льотного коледжу Харківського
національного університету
внутрішніх справ
Протокол від 22.09.2021 № 2

ПОГОДЖЕНО
Секцією науково-методичної ради
ХНУВС з технічних дисциплін
Протокол від 22.09.2021 № 8

Розглянуто на засіданні циклової комісії аеронавігації протокол від 30.08.2021 № 1

Розробник: викладач циклової комісії аеронавігації, проф., к.т.н. Павленко О. В.

Рецензенти:

1. Викладач Кременчуцького льотного коледжу Харківського національного університету внутрішніх справ, к. т. н., с. н. с., спеціаліст вищої категорії, викладач-методист Тягній В. Г.

2. Доцент кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету ім. Михайла Остроградського, к.т.н., Черненко С. М.

План лекції

1. Простий трубопровід постійного перетину
2. З'єднання простих трубопроводів
3. Складні трубопроводи
4. Трубопроводи з насосною подачею рідини
5. Основи розрахунку газопроводів

Рекомендована література:

Основна література

1. Федорець В.О., Педченко М.Н., Федорець О.О. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневмопривод. Підручник. Житомир.: ЖІТІ, 1998. – 412 с.

2. Кулінченко, В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: підручник / В. Р. Кулінченко. — Київ: ІНКОС, Центр навчальної літератури, 2006. - 616 с.

3. Рогалевич Ю.П. Гідравліка / Ю.П. Рогалевич. – К. : Вища шк., 1993. – 255 с. 4. Холоменюк М.В. Насосні та вентиляторні установки. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2005. – 330 с.

4. Навроцький Б. І. Механіка рідин : [підруч. для техн. вузів]/ Б.І. Навроцький, Є. Сухін. — К. : ДІЯ, 2003. — 416 с.

5. Гідравліка та гідропривод: збірник задач і вправ : навч. посіб./ Л. В. Возняк, Р. Ф. Гімер, П. Р. Гімер [та ін.]. - Івано-Франківськ: Факел, 2018. - 283 с.

Допоміжна література

6. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода : учеб. пособие для студ. вузов / З.Л. Финкельштейн, О.М. Яхно, В.Г. Чебан и [др.]. — К.: КПИ, 2006. — 216 с.

7. Мандрус В.І., Лендій Н.П. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади. Навчальний посібник. Львів:, Світ, 1995.-264с.

8. Промисловий гідропривод : Практичний порадник / З.Л. Фінкельштейн, О.М. Яхно, І.С. Корощупов, К.С. Коваленко ; м-во освіти і науки, молоді та спорту України. ДонДТУ.НТУУ "КПІ". — Алчевськ : ДонДТУ ; К. : НТУУ "КПІ", 2012. — 176 с.

9. Башта Т.М. Надежность гидравлических систем ВС. Учебник. М.: Транспорт, 1986.-279с.

10. Артемьева Т.В., Лысенко Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод. Учебник. М.: Изд. Центр "Академия", 2006.-336 с.

11. Справочник по гидравлике / В. А. Большаков, Ю. М. Константинов, В. Н. Попов и др. — 2-е изд. — К.: Вища шк. Головное изд-во, 2004.

12. Мандрус В.І. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Підручник. Львів:, "Магнолія -2006", 2007.-340 с.

13. Сидоренко В.П., Яхно О.М. Гідравліка і гідроприводи. Навчальний посібник. К.: Університет "Україна", 2007.-164 с.

14. Схиртладзе А.Г. Гидравлические и пневматические системы. Учебник. М.: Высш. шк., 2006.-534 с.

15. Свешников, А.Г. Станочные гидроприводы / А.Г. Свешников. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.

16. Металлорежущие станки : учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1990. – 500 с.

17. Д.Ю. Воронов, В.В. Волосков, А.О. Драчев, О.В. Бойченко. Гидроцилиндры: учеб.-метод. пособие / Д.Ю. Воронов [и др.]. – Тольятти : ТГУ, 2011. – 72 с.

18. Левицький Б. Ф. Гідравліка. Загальний курс / Б. Ф. Левицький. Н. П. Лещій. — Львів: Світ, 1994. — 264 с.

19. Гідравліка, гідро- та пневмопривод. Навчально-методичний посібник для студентів інженерних спеціальностей ЗДІА/ Укл. В.К. Тарасов, О.В. Новокщонова. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2010. - 132 с.

Текст лекції

1. Простий трубопровід постійного перетину

Трубопровід називають простим, якщо він не має відгалужень. Прості трубопроводи можуть бути з'єднані між собою так, що вони утворюють послідовне з'єднання, паралельне з'єднання або розгалужений трубопровід. Трубопроводи можуть бути складними, що містять як послідовні, так і паралельні з'єднання або гілки розгалуження.

Рідина рухається по трубопроводу завдяки тому, що її енергія на початку трубопроводу більше, ніж в кінці. Цей перепад (різницю) рівнів енергії може бути створений тим чи іншим способом: роботою насоса, завдяки різниці рівнів рідини, тиском газу. У машинобудуванні доводиться мати справу головним чином з такими трубопроводами, рух рідини в яких обумовлено роботою насоса. У деяких спеціальних пристроях застосовується газобалонна подача рідини тобто використовується тиск газу. Течія рідини за рахунок різниці рівнів (різниці геометричних висот) здійснюється у допоміжних пристроях, а також в гідротехніки і водопостачанні.

Нехай простий трубопровід постійного перетину розташований довільно в просторі (рис. 1.91), має загальну довжину *l* і діаметр d і містить ряд місцевих опорів. У початковому перерізі (1 - 1) геометрична висота дорівнює z_1 і надлишковий тиск p_1 а в кінцевому (2 - 2) - відповідно z_2, і p_2. Швидкість потоку в цих перетинах внаслідок сталості діаметра труби однакова і дорівнює *v*.

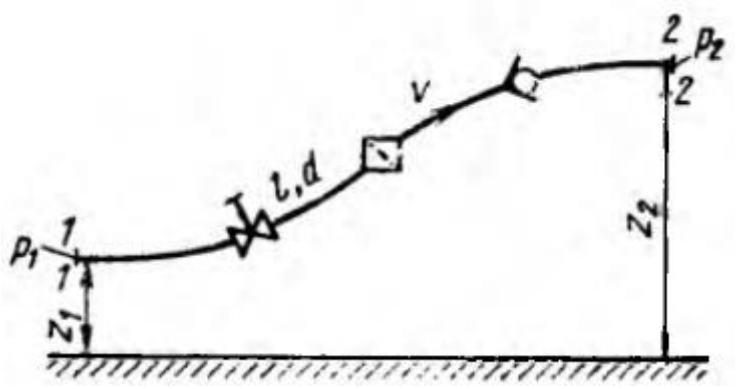


Рисунок 1.91 – Схема простого трубопроводу

Напишемо рівняння Бернуллі для перетинів 1 - 1 і 2 - 2 вважаючи $\alpha_1 = \alpha_2$ і виключаючи швидкісні напори, отримуємо

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h \quad \text{или} \quad \frac{p_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h. \quad (1.138)$$

$H_{потр}$ $H_{ст}$ $\sum h$

П’єзометричну висоту, що стоїть в лівій частині рівняння (1.138) назвемо потрібним напором $H_{потр}$. Якщо ж ця висота задана, то будемо називати її напором, який маємо (располагаемый, *рос*.) $H_{расп}$. Як видно з формули, цей натиск складається з геометричної висоти $\Delta z = z_2 — z_1$, на яку піднімається рідина в процесі руху по трубопроводу, п’єзометричної висоти в кінці трубопроводу і суми всіх втрат напору в трубопроводі Σh.

Сума двох перших доданків $\Delta z + p_2/\rho g$ є статичний напір, і його можна представити як деяку еквівалентну геометричну висоту Нст підйому рідини, а останній доданок Σh - як ступеневу функцію витрати, тоді

$$H_{потр} = H_{ст} + \sum h = H_{ст} + KQ^m, \quad (1.139)$$

де величина К, опір трубопроводу, і показник m мають різні значення залежно від режиму течії.

Для ламінарної течії при заміні місцевих опорів еквівалентними довжинами за формулами (1.121) і (1.122) отримаємо

$$\sum h = 128\nu l_{расч} Q/(\pi g d^4).$$

Відповідно

$$K = 128\nu l_{расч}/(\pi g d^4) \quad \text{і} \quad m = 1, \quad (1.140)$$

де $l_{расч} = l + l_{экв}$.

Для довідки

Для місцевих опорів і Re, при яких закон опору близький до лінійного, часто застосовують вираз місцевих гідравлічних втрат через еквівалентні довжини $l_{екв}$ трубопроводу, тобто фактичну довжину $l_{фак}$ трубопроводу збільшують на довжину, еквівалентну за своїм опору місцевим опорам.

Таким чином

$$l_{расч} = l_{фак} + l_{экв} \qquad (1.121)$$

і

$$\sum h = \frac{64}{\mathrm{Re}} \frac{l_{расч}}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{128 \nu l_{расч} Q}{\pi g d^4}. \qquad (1.122)$$

Продовжимо.

Для турбулентної течії формули (1.57) і (1.59), висловлюючи швидкість через витрату, отримуємо

$$\sum h = \left(\sum \zeta + \lambda_т \frac{l}{d} \right) \frac{16 Q^2}{2g\pi^2 d^4},$$

Відповідно

$$K = \left(\sum \zeta + \lambda_т \frac{l}{d} \right) \frac{16}{2g\pi^2 d^4} \quad \text{і} \quad m = 2. \qquad (1.141)$$

Нагадування! Місцеві втрати напору визначаються наступним чином

$$h_м = \zeta v^2/(2g),$$

або у одиницях тиску

$$p_м = \zeta_м \rho v^2/2.$$

Формула (1.139), доповнена виразами (1.140) і (1.141), є основною для розрахунку простих трубопроводів. По ній можна побудувати криву потрібного напору тобто його залежність від витрати рідини в трубопроводі. Чим більше витрата, яку необхідно подавати по трубопроводу, тим більше потрібний напір. При ламінарній течії ця крива зображується прямою лінією (або близькою до прямої при урахуванні залежності $l_{екв}$ від Re), при турбулентному - параболою з показником ступеня, рівним двом (при $\lambda_т$ — const) або близьким до двох (при урахуванні залежності λт від Re). Величина $H_{СТ}$ позитивна в тому випадку, коли рідина піднімається або рухається в порожнину з підвищеним тиском, і від'ємна при опусканні рідини або русі в порожнину з розрідженням.

Крутизна кривих потрібного напору для ламінарного (рис. 1.92, а) і турбулентного (рис. 1.92, б) режимів течії залежить від опору трубопроводу і зростає зі збільшенням довжини трубопроводу і зменшенням діаметра, а також зі збільшенням місцевих гідравлічних опорів. Крім того, при ламінарній течії нахил кривої (яку для цієї течії можна вважати прямою) змінюється пропорційно до в'язкості рідини.

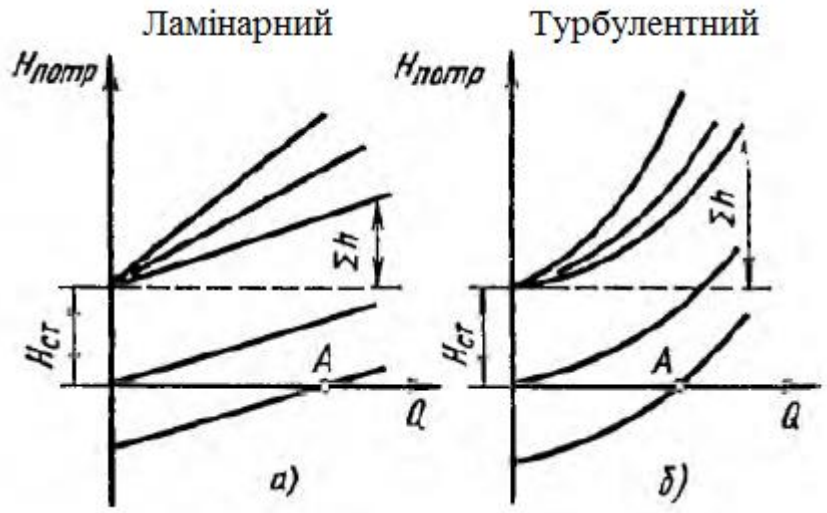


Рисунок 1.92 - Залежність потрібних напорів від витрати рідини в трубопроводі

Точка перетину кривої потрібного напору з віссю абсцис при Нст = Δz = 0 (точка А) визначає витрату при русі рідини самопливом (самотеком, *рос*.) тобто за рахунок лише різниці геометричних висот Δz. Потрібних напір в цьому випадку дорівнює нулю, так як тиск на початку та в кінці трубопроводу дорівнює атмосферному (за початок трубопроводу вважаємо вільну поверхню в верхньому резервуарі); такий трубопровід домовимося називати самопливним (самотечным, *рос*.) (рис. 1.93). Якщо в кінці самопливного трубопроводу відбувається витікання рідини в атмосферу, то в рівнянні (1.139) для потрібного напору до втрат напору слід додати швидкісний напір.

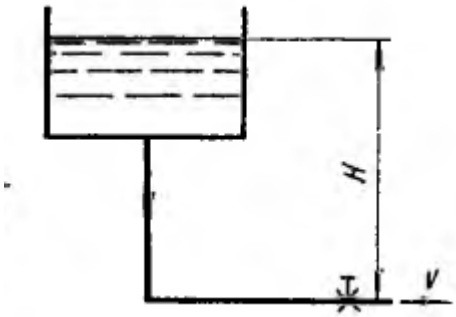


Рисунок 1.93 – Схема трубопроводу з самовитіканням

Нагадуємо, що вираз $z+\frac{p}{\rho g}+\frac{v^2}{2g}=H$ називається повним напором.

Іноді замість кривих потрібного напору зручніше користуватися *характеристиками трубопроводу*.

Характеристикою трубопроводу називається залежність сумарної втрати напору (або тиску) в трубопроводі від витрати

$$\sum h = f(Q).$$

Таким чином, *характеристика трубопроводу* є кривою потрібного напору, зміщену в початок координат. Характеристика трубопроводу збігається з кривою потрібного напору при $H_{ст} = 0$, наприклад, коли трубопровід лежить в горизонтальній площині, а протитиск p_2 відсутній.

Алгоритм рішення задач.

Дано: Q, p_2, рідина (ρ, υ), розміри трубопроводу, шорсткість	Дано: $H_{расп}$, рідина (ρ, υ), розміри трубопроводу, шорсткість
Знайти $H_{потр}$	Знайти Q
По витраті Q і діаметру знаходимо швидкість v. За v, d і υ знаходимо Re - режим течії. Знаходимо ζ (ламінарному або турб-му) За Re і шорсткості знаходимо λ. По (1.139) знаходимо витрату)	Ламінарний. Заміна місцевих опорів еквівалентними довжинами. З (1.139) і (1.140) знаходимо Q. при цьому замість $H_{потр}$ підставляють $H_{расп}$.
	Турбулентний режим. Завдання треба вирішувати методом послідовних наближень або графічно.

Третій варіант завдання
Дано: Q, $H_{расп}$, рідина (ρ, υ), розміри трубопроводу окрім діаметра
знайти діаметр d
Розв'язок. Ґрунтуючись на властивостях рідини (υ), задають режим течії *. Для ламінарного течії завдання вирішується просто на основі рівняння (1.139) з урахуванням виразу (1.140), а саме: $$d = \sqrt[4]{\frac{128\nu l_{расч} Q}{\pi g (H_{расп} - H_{ст})}}. \quad (.1142)$$ Визначивши d, вибирають найближчий великий стандартний діаметр і за тим же рівнянням уточнюють значення напору при заданому Q або навпаки. Режим течії можна визначити порівнянням $H_{расп}$ з $H_{кр}$, котрий дорівнює (при даній витраті Q) $$H_{кр} = H_{ст} + \frac{128 l \nu Q}{\pi g d^4} \frac{2\pi^3 \nu^4 Q^3}{2\pi^3 \nu^4 Q^3} = H_{ст} + \frac{\pi^3 \nu^3 l \, Re_{кр}^4}{2 g Q^3}.$$ *
При турбулентній течії рішення рівняння (1.139) з урахуванням виразу (1.141) щодо d найкраще виконати наступним чином: поставити ряд стандартних значень d і для заданого Q підрахувати ряд значень $H_{потр}$. потім побудувати графік залежності Нпотр від d і по заданому Нрасп по кривому визначити d, вибрати найближчий великий стандартний діаметр і уточнити $H_{потр}$.

$$R_e = \frac{\upsilon D_z}{\nu}, \qquad (1.32)$$

де ν - середня швидкість потоку: D_z - гідравлічний діаметр перетину, $D_z = 4R_z$; ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

2. З'єднання простих трубопроводів

Послідовне з'єднання. Візьмемо кілька труб, наприклад, 1, 2-я 3 різної довжини, різного діаметру і містять різні місцеві опори, і з'єднаємо їх послідовно (рис. 1.94, а). В результаті отримаємо простий трубопровід змінного перерізу.

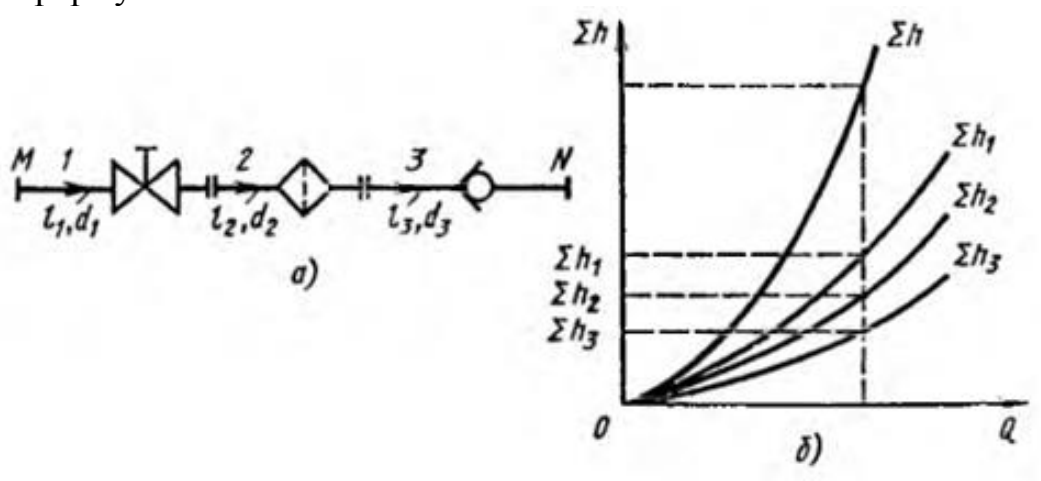


Рисунок 1.04 - Послідовне з'єднання трубопроводів

Очевидно, що при подачі рідини за таким трубопроводу витрата у всіх послідовно з'єднаних трубах одна і та ж, а повна втрата напору між точками M і N дорівнює сумі втрат напору у всіх послідовно з'єднаних трубах отже маємо такі основні рівняння:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q;$$
$$\sum h_{M-N} = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3. \qquad (1.143)$$

Ці рівняння визначають *правило* побудови характеристик послідовного з'єднання труб. Нехай дано характеристики трубопроводів 1, 2 і 3 (рис. 1.94, б). Щоб побудувати характеристику всього послідовного з'єднання M - N, слід відповідно до виразу (1.143) скласти втрати напору при однакових витратах тобто скласти ординати всіх трьох кривих при рівних витратах.

Так як в розглянутому більш загальному випадку швидкості на початку M і наприкінці N трубопроводу різні, то вираз потрібного напору для всього трубопроводу M - N на відміну від формули (1.139) має містити різницю швидкісних напорів в кінці і на початку трубопроводу. Беручи α = 1, маємо

$$H_{\text{потр}} = z_N - z_M + \frac{v_N^2 - v_M^2}{2g} + \sum h_{M-N} + \frac{p_N}{\rho g} = H_{\text{ст}} + CQ^2 + KQ^m, \quad (1.144)$$

де $C = \frac{1}{2g}\left(\frac{1}{S_N^2} - \frac{1}{S_M^2}\right)$; $H_{\text{ст}} = z_N - z_M + \frac{p_N}{\rho g}$.

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + \sum h = H_{\text{ст}} + KQ^m, \quad (1.139)$$

де величина К, опір трубопроводу, і показник m мають різні значення залежно від режиму течії.

Паралельне з'єднання. Таке з'єднання декількох простих трубопроводів (наприклад 1, 2 і 3) між точками М і N показано па рис. 1.95, а. Для простоти припустимо, що трубопроводи розташовані в горизонтальній площині.

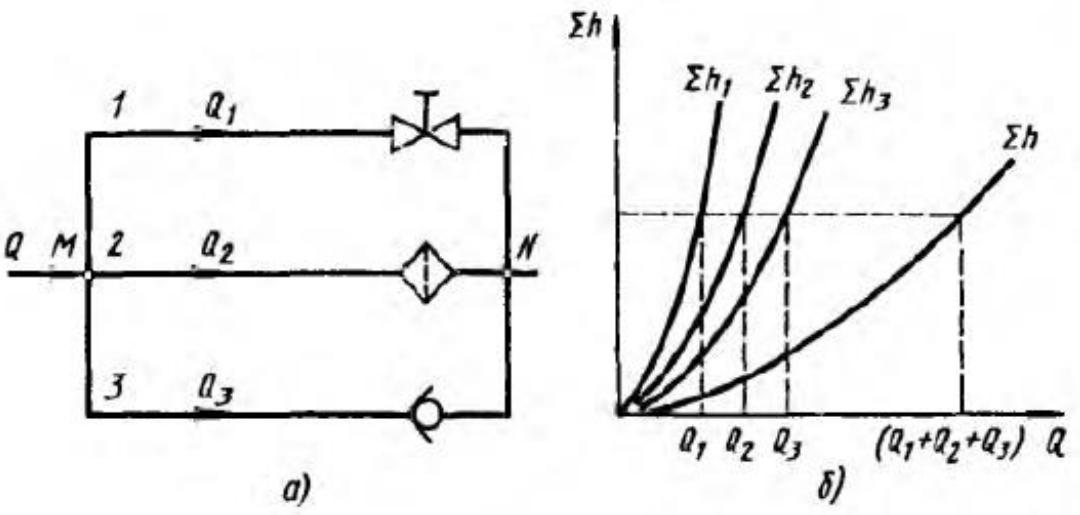


Рисунок 1.95 - Паралельне з'єднання трубопроводів

Позначимо повні напори в точках М і N відповідно через $H_м$ і H_N, витрату в основній магістралі (до розгалуження і після злиття) - через Q, а в паралельних трубопроводах через Q_1, Q_2, Q_3, сумарні втрати напору в цих трубопроводах через Σh_1, Σh_2, Σh_3.

Перш за все, напишемо наступне очевидне рівняння

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (1.145)$$

Потім виразимо втрати напору в кожному з трубопроводів через повні напори в точках М і N

$$\sum h_1 = H_M - H_N; \quad \sum h_2 = H_M - H_N; \quad \sum h_3 = H_M - H_N.$$

Звідси робимо наступний важливий висновок

$$\sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3, \quad (1.146)$$

див. рис. 1.95 б

А саме втрати напору в паралельних трубопроводах рівні між собою. Їх виражають в загальному вигляді через відповідні витрати в такий спосіб

$$\sum h_1 = K_1 Q_1^m; \quad \sum h_2 = K_2 Q_2^m; \quad \sum h_3 = K_3 Q_3^m,$$

де К і m - визначаються в залежності від режиму течії формулами (1.140) або (1.141).

Отже, на додаток до рівняння (1.145) отримуємо на підставі рівностей (1.146) ще два рівняння

$$K_1 Q_1^m = K_2 Q_2^m; \qquad (1.147)$$

$$K_2 Q_2^m = K_3 Q_3^m. \qquad (1.148)$$

Система рівнянь (1.145), (1.147) і (1.148) дозволяє вирішувати, наприклад, наступну типову задачу: дані витрата в основній магістралі Q і всі розміри трубопроводів; визначити витрати в паралельних трубопроводах Q_1, Q_2 и Q_3.

Користуючись виразами (1.145) і (1.146), можна скласти стільки рівнянь, скільки паралельних трубопроводів між точками M і N.

З рівнянь (1.145) і (1.146) випливає наступне ***важливе правило***: для побудови характеристики паралельного з'єднання декількох трубопроводів слід скласти витрати характеристик цих трубопроводів при однакових ординатах (Σh). Приклад такої побудови показано на рис. 1.95, б.

Викладені співвідношення і правила для паралельних трубопроводів справедливі, зрозуміло, також в тому випадку, коли трубопроводи 1, 2, 3 і т. д. (див. рис. 1.96) не сходяться в одній точці N, а подають рідину в різні місця, але з однаковими тисками і рівними нівелірними висотами. Якщо ж остання умова не дотримується, то розглядаються трубопроводи не можна вважати паралельними, а слід відносити до розряду *розгалужених трубопроводів*.

Розгалужене з'єднання. Домовимося називати розгалуженим з'єднанням сукупність кількох простих трубопроводів, мають одну спільну перетин - місце розгалуження (або змикання) труб.

Нехай основний трубопровід має розгалуження в перерізі M - M, від якого відходять, наприклад, три труби 1, 2 і 3 різних розмірів, що містять різні місцеві опори (рис. 1.96). Геометричні висоти z_1, z_2 і z_3 кінцевих перерізів і тиску p_1, p_2 і p_3 в них нехай будуть також різними.

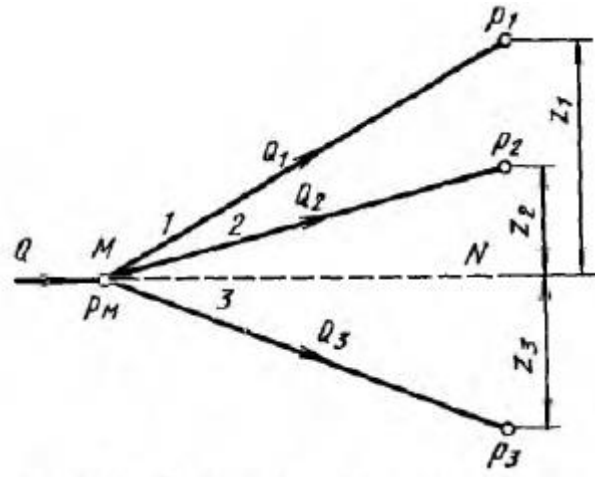


Рисунок 1.96 – Розгалужений трубопровід

Знайдемо зв'язок між тиском $p_м$ — $H_M\rho g$ в перетині М - М і витратами Q_1, Q_2 і Q_3 в трубопроводах, вважаючи напрямок течії в них заданих.

Так само як і для паралельних трубопроводів

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3.$$

Записавши рівняння Бернуллі для перерізу М - М і кінцевого перерізу, наприклад першого трубопроводу, отримаємо (нехтуючи різницею швидкісних висот)

$$H_M = z_1 + p_1/(\rho g) + \sum h_1.$$

Позначаючи суму двох перших членів в правій частині рівняння через $h_{ст}$ і виразив третій член через витрату, отримуємо

$$H_M = \underbrace{z_1 + p_1/(\rho g)}_{H_{ст}} + \sum h_1 \rightarrow K_1 Q_1^m.$$

$$H_M = H_{ст\,1} + K_1 Q_1^m.$$

Нагадування

Для ламінарної течії

$$\sum h = 128\nu l_{расч} Q/(\pi g d^4).$$

$$K = 128\nu l_{расч}/(\pi g d^4) \quad \text{и} \quad m = 1,$$

Для турбулентної течії

$$\sum h = \left(\sum \zeta + \lambda_\tau \frac{l}{d}\right) \frac{16 Q^2}{2g\pi^2 d^4},$$

$$K = \left(\sum \zeta + \lambda_\tau \frac{l}{d}\right) \frac{16}{2g\pi^2 d^4} \quad \text{и} \quad m = 2.$$

Аналогічно для двох інших трубопроводів можна записати систему

$$H_M = H_{ст\,2} + K_2 Q_2^m;$$

$$H_M = H_{ст\,3} + K_3 Q_3^m.$$

І так за кількістю розгалужень.

В даному випадку отримуємо систему чотирьох рівнянь з чотирма невідомими: Q_1,Q_2, Q_3, і $H_м$.

Основним завданням з розрахунку розгалуженого трубопроводу є наступна: дані витрата в точці М, всі розміри гілок (включаючи геометричні висоти z), тиску в кінцевих перетинах і всі місцеві опору; визначити витрати Q_1,Q_2, Q_3, а також потрібний напір $H_м = H_{потр}$. Можливі й інші варіанти постановки задачі, розв'язуваної на основі тієї ж системи рівнянь.

Побудова кривої потрібного напору для розгалуженого трубопроводу виконується складанням кривих потрібних напорів для гілок за правилом додавання характеристик паралельних трубопроводів (рис. 1.97) — складанням абсцис Q при однакових ординатах (Нм). Криві потрібних напорів для гілок відзначені цифрами 1, 2 і 3, а сумарна крива тобто крива потрібного напору для всього розгалуження, позначена літерами ABCD. З графіка ясно, що умовою подачі рідини в усі гілки є нерівність $H_M >= H_{ст1}$.

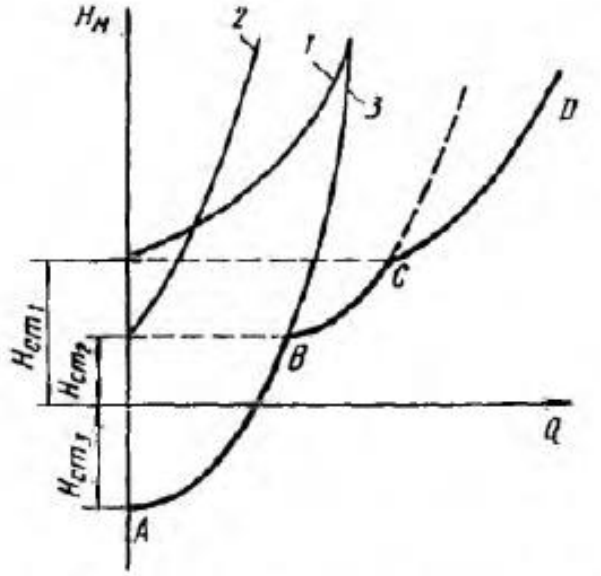


Рисунок 1.07 – Побудова кривої потрібного напору для розгалуженого трубопроводу

3. Складні трубопроводи

Складний трубопровід в загальному випадку складається з простих трубопроводів з послідовним і паралельним їх з'єднанням (рис. 1.98, а) або з розгалуженнями (рис. 1.98, б).

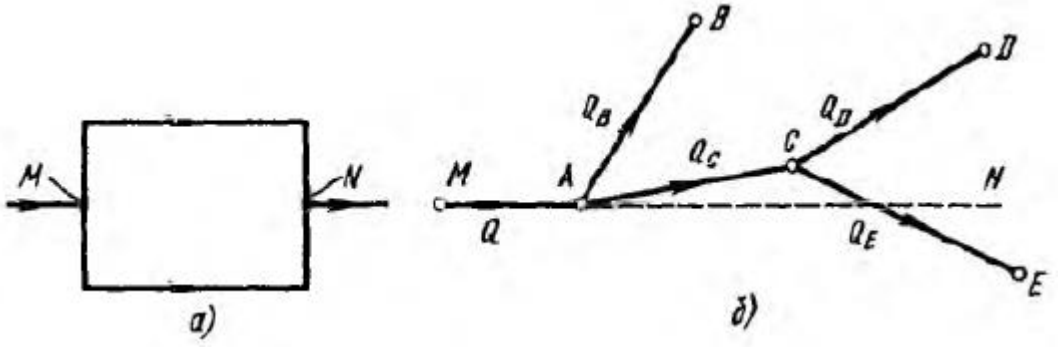


Рисунок 1.98 - Схеми складних трубопроводів

Розглянемо розімкнутий складний трубопровід з розгалуженнями і з роздачою рідини в кінцевих точках гілок. Магістральний трубопровід розгалужується в точках A і C. Рідина подається до точок B, D і E з витратами Qв, Q_D і Q_E.

Нехай відомі розміри магістралі і всіх гілок (простих трубопроводів), задані всі місцеві опори, а також геометричні висоти кінцевих точок, відлічувані від площини М - N і надлишкові тиску в кінцевих точках $p_в$, p_D і p_E. В цьому випадку можуть бути такі основні завдання щодо розрахунку зазначеного трубопроводу, що відповідають двом першим завданням, розглянутим раніше.

Задача 1. Дано витрату Q в основній магістралі МА. Визначити витрати в кожній гілці — $Q_в$, Q_D і Q_E а також потрібний напір в точці М $H_{потр} = H_M = p_M/(g\rho)$. .

Задача 2. Дано натпір в точці НМ. Визначити витрату в магістралі Q і витрати в кожній гілці.

Обидва завдання вирішують на основі однієї і тієї ж системи рівнянь, число яких на одиницю більше числа кінцевих гілок, а саме:

рівняння витрат

$$Q = Q_B + Q_D + Q_E;$$

рівності потрібних напорів для гілок C_D і C_E

$$H_{ст\ D} + K_{CD}Q_D^m = H_{ст\ E} + K_{CE}Q_E^m;$$

рівності потрібних напорів для гілки АВ складного трубопроводу ACED

$$H_{ст\ B} + K_{AB}Q_B^m = H_{ст\ D} + K_{CD}Q_D^m + K_{AC}(Q_D + Q_E)^m;$$

вираз для потрібного напору в точці М

$$H_M = \frac{p_M}{\rho g} = K_{MA}Q^m + H_{ст\ B} + K_{AB}Q_B^m.$$

Тут, як і вище, фізичний зміст статичних напорів в кінцевих точках В, D і Е той же, що і у формулі (1.139), а опору гілок *К* і показники ступеня *m* визначаються залежно від режиму течії.

Розрахунок складних трубопроводів часто виконують графоаналітичним способом тобто із застосуванням кривих потрібного напору або характеристик трубопроводів. Криву потрібного напору $H_{потр}$ для всього складного трубопроводу можна побудувати наступним чином:

1) складний трубопровід розбити на ряд простих;

2) побудувати криві потрібних напорів для кожного з простих трубопроводів, причому для гілок з кінцевої роздачою - з урахуванням $H_{СТ}$, а для проміжних ділянок (наприклад, АС і МА) - без урахування $H_{СТ}$;

3) скласти криві потрібних напорів для гілок (і паралельних ліній, якщо вони є) за правилом додавання характеристик паралельних трубопроводів;

4) отриману криву скласти з характеристикою послідовно приєднаного трубопроводу за відповідним правилом і т. д.

Таким чином, при розрахунку потрібно йти від кінцевих точок складного трубопроводу до початкової його точці тобто проти течії рідини.

Керуючись цим правилом, можна побудувати криву потрібного напору для будь-якого складного трубопроводу як при ламінарному, так і при турбулентному режимі течії.

Виконавши описану побудову і отримавши графік $H_{потр} = f(Q)$, можна з його допомогою вирішувати розглянуті вище завдання 1 і 2 в різних варіантах. Крім того, крива потрібного напору $H_{потр}$ необхідна для розрахунку складного трубопроводу з насосною подачею.

Складний кільцевої трубопровід являє систему суміжних замкнутих контурів - кілець з відбором рідини в вузлових точках або з безперервною роздачею її на окремих ділянках.

Найпростіший випадки, коли трубопровід складається з двох кілець OABC і ADEB (рис. 1.99). Точка O є первинною точкою (вузлом), з якої рідина подається в мережу з витратою Q_0 і де, натиск має найбільше значення. У точках A, B, C, D і E відбувається відбір рідини з витратами, які позначені відповідно Q_A, Q_B, Q_C Q_D і Q_E,

При розрахунку гуртуються на двох обов'язкових умовах. *Перша умова* - баланс витрат тобто рівність притоку і витрати рідини для кожної вузлової точки. *Друга умова* - баланс напорів тобто рівність нулю алгебраїчної суми втрат напору для кожного кільця (контуру) при підрахунку по напрямку руху годинникової стрілки або проти неї. Втрати напору вважаються позитивними, якщо напрям підрахунку збігається з напрямком руху рідини, і негативними, якщо напрямок підрахунку протилежно напрямку руху рідини.

4. Трубопроводи з насосною подачею рідини

Вище будо розглянуто окремі ділянки простих і складних трубопроводів, а не вся система подачі рідини (крім найпростішої самопливної системи). У машинобудуванні основним способом подачі рідини є примусова подача насосом. Розглянемо спільну роботу трубопроводу з насосом і принцип розрахунку трубопроводу з насосною подачею рідини.

Трубопровід з насосною подачею може бути *розімкненим* тобто Таким, по якому рідина перекачується з однієї ємності в іншу (рис. 1.100, а) або замкнутим (кільцевим), в якому циркулює одна і та ж кількість рідини (рис. 1.100, б).

Розглянемо спочатку розімкнутий трубопровід, по якому насос перекачує рідину, наприклад, з нижнього резервуара з тиском p_0 в інший резервуар (або в камеру) з тиском p_3. Висота розташування осі насоса щодо нижнього рівня H_1 називається *геометричною висотою всмоктування*, а трубопровід, по якому рідина надходить до насоса, що *вхідним* трубопроводом, або лінією *всмоктування*. Висота розташування кінцевого перерізу трубопроводу, або верхнього рівня рідини H_2, називається *геометричною висотою нагнітання*, а трубопровід, по якому рідина рухається від насоса, *напірним*, або лінією нагнітання.

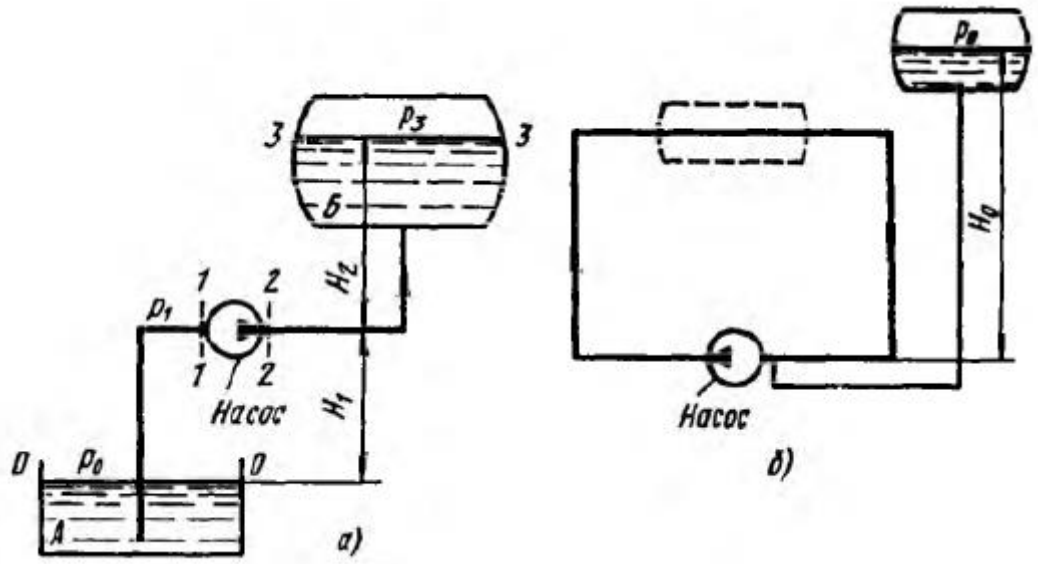


Рисунок 1.100 - Трубопроводи з насосною подачею

Складемо рівняння Бернуллі для потоку рідини у всмоктуючому трубопроводі тобто для перетинів 0-0 і 1-1 (приймаючи α = 1):

$$\frac{p_0}{\rho g} = H_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_{0-1}. \quad (1.149)$$

Це рівняння є основним для розрахунку всмоктуючих трубопроводів. Воно показує, що процес всмоктування тобто підйом рідини на висоту H_1, передачу їй кінетичної енергії і подолання всіх гідравлічних опорів відбувається за рахунок використання (за допомогою насоса) тиску p_0. Так як це тиск зазвичай буває досить обмеженим, то витрачати його слід так, щоб перед входом в насос залишився деякий запас тиску p_1, необхідний для його нормальної бескавитационной роботи.

Можливі наступні задачі на розрахунок всмоктувальної трубопроводу.

Задача 1. Дано всі розміри і витрату і потрібно знайти абсолютний тиск перед входом в насос.

Розв'язок цієї задачі являє собою перевірочний розрахунок всмоктувального трубопроводу. Абсолютний тиск p1, отриманий з рівняння (1.149), порівнюють з тим, який є мінімально допустимим для даного випадку.

Задача 2. Дано мінімально допустимий абсолютний тиск перед входом в насос p1 і потрібно знайти одну з наступних гранично допустимих величин: H_{1max}, Q_{max}, d_{min} або p_{omin}.

Запишемо рівняння Бернуллі для руху рідини по напірному трубопроводу тобто для перетинів 2—2 і 3—3:

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H_2 + \frac{p_3}{\rho g} + \sum h_{2-3}. \quad (1.150)$$

Ліва частина рівняння (1.150) являє собою енергію рідини на виході з насоса, віднесену до одиниці ваги.

Аналогічна енергія рідини перед входом в насос може бути обчислена по рівнянню (1.149):

$$\frac{p_1}{\rho g}+\frac{v_1^2}{2g}=\frac{p_0}{\rho g}-H_1-\sum h_{0-1}.$$

Знайдемо приріст енергії рідини в насосі тобто визначимо ту енергію, яку отримує, проходячи через насос, кожна одиниця ваги рідини. Ця енергія повідомляється рідині насосом, тому вона носить назву *напору, що створюється насосом*, і позначається зазвичай $H_{нас}$.

Для знаходження $H_{нас}$ віднімемо останнє рівняння з рівняння (1.150):

$$H_{нас}=\left(\frac{p_2}{\rho g}+\frac{v_2^2}{2g}\right)-\left(\frac{p_1}{\rho g}+\frac{v_1^2}{2g}\right)=H_1+H_2+\frac{p_3-p_0}{\rho g}+\sum h_{0-1}+\sum h_{2-3},$$

або

$$H_{нас}=\Delta z+\frac{p_3-p_0}{\rho g}+KQ^m, \qquad (1.151)$$

де Δz - повна геометрична висота підйому рідини (див. рис. 1.100, а); $KQ_т$ - сума гідравлічних втрат у всмоктуючому і напірному трубопроводах.

Якщо до дійсної різниці Δz рівнів додати різницю п'єзометричних висот $(p_3—p_0)/(\rho g)$, то можна розглядати як би збільшену різницю рівнів

$$H_{ст}=\Delta z+\frac{p_3-p_0}{\rho g}$$

і формулу (1.151) переписати так

$$H_{нас}=H_{ст}+KQ^m. \qquad (1.151')$$

Порівняємо отриманий вираз (1.151 ') з формулою (1.139) для потрібного напору. Очевидно, що

$$H_{нас}=H_{потр}. \qquad (1.152)$$

Цю рівність можна поширити на всі випадки стійкої роботи насоса, з'єднаного з трубопроводом, і сформулювати у вигляді *наступного правила*: при сталій течії рідини в трубопроводі насос розвиває напір, рівний потрібному.

На рівності (1.152) ґрунтується метод розрахунку трубопроводів, що живляться насосом, який полягає в спільному розміщенні, в одному до тому ж масштабі і на одному графіку двох кривих:

1) напору $H_{потр}=f_1(Q)$

2) характеристики насосу $H_{нас}=f_2(Q)$ і в знаходженні їх точки перетину (рис. 1.101).

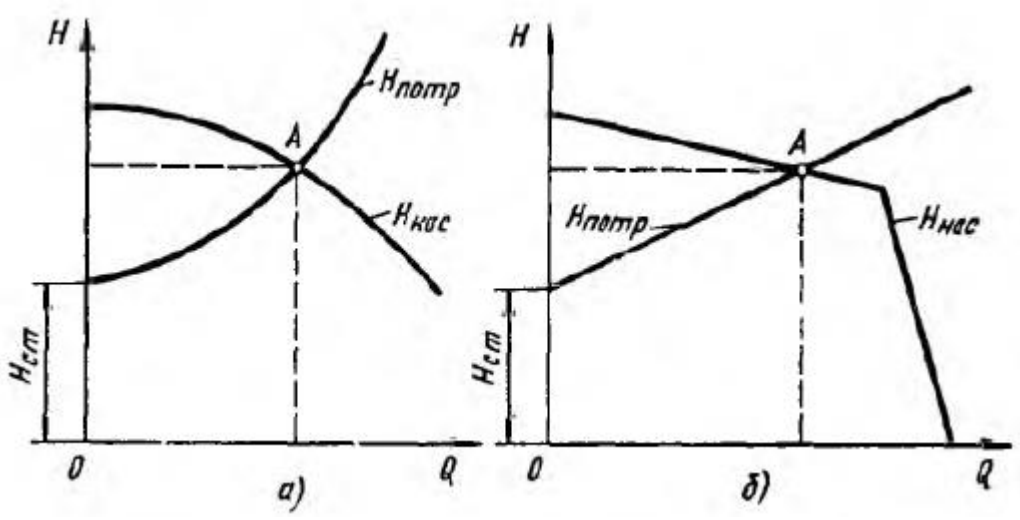


Рисунок 1.101 - Графічне знаходження робочої точки

Загальне визначення: *характеристикою насоса* називається залежність напору, що створюється насосом, від його подачі (витрати рідини) при постійній частоті обертання валу насоса. На рис. 1.101 дано два варіанти графіка: а - для турбулентного режиму течії в трубопроводі і відцентрового насоса і б - для ламінарного режиму і об'ємного насоса.

У точці перетину кривої потрібного напору і характеристики насоса маємо рівність між потрібним напором і напором, створюваним насосом тобто рівність (1.152). Ця точка називається *робочою точкою*, так як завжди реалізується режим роботи насоса, їй відповідний. Щоб отримати іншу робочу точку, необхідно або змінити відкриття регулювального крана (вентиля, засувки) тобто змінити характеристику трубопроводу, або змінити частоту обертання валу насоса.

Зазначений розрахунковий прийом для знаходження робочої точки застосуємо в тому випадку, коли частота обертання приводу насоса не залежить від потужності, їм споживаної тобто від навантаження на валу насоса. Це має місце, наприклад, при з'єднанні насоса з електродвигуном змінного струму або з іншим двигуном, потужність якого в багато разів більше потужності насоса.

Для ***замкненого трубопроводу*** (рис. 1.100, б) геометрична висота підйому рідини дорівнює нулю ($\Delta z = 0$), отже, при $v_1 = v_2$:

$$H_{потр} = \sum h = (p_2 - p_1)/(\rho g),$$

тобто між потрібним напором і напором, створюваним насосом, справедлива та сама рівність.

Замкнений трубопровід обов'язково повинен мати розширювальний, або компенсаційний бачок, з'єднаний з одним з перетинів трубопроводу, найчастіше з перетином біля входу в насос, де тиск має мінімальне значення. Без цього бачка абсолютний тиск всередині замкнутого трубопроводу був би

невизначеним, а також змінним в зв'язку з коливаннями температури і витоками через нещільності.

При наявності розширювального бачка, приєднаного до трубопроводу, як показано на рис. 1.100, б, тиск перед входом в насос

$$p_1 = p_0 + H_0 \rho g.$$

За величиною p_1, можна підрахувати тиск в будь-якому перетині замкнутого трубопроводу. Якщо тиск в бачку p_0 змінити на деяку величину, то у всіх точках даної системи тиск зміниться на ту ж саму величину.

Бачок можна включити також в замкнутий трубопровід, як показано на рис. 1.100, б штриховою лінією (трубопровід всередині бачка при цьому повинен мати розрив).

5. Основи розрахунку газопроводів

При усталеному русі в'язкого газу по трубі постійного перетину в силу сталості уздовж потоку масової витрати Qт можна записати

$$Q_m/S = v_1\rho_1 = v_2\rho_2 = v\rho = \text{const} \quad \text{(уздовж потоку).} \quad (1.153)$$

Так як рух газу супроводжується тертям, тиск його падає вздовж потоку, газ розширюється, отже, щільність його ρ зменшується, а швидкість *v*, як це видно з формули (1.153), збільшується.

При повній відсутності теплообміну з зовнішнім середовищем процес розширення при русі газу буде адіабатним, а при інтенсивному теплообміні температура газу уздовж труби залишається постійною - відбувається ізотермічний процес. Чим коротше газопровід і, отже, чим менше час проходження його частинками газу, тим ближче процес до адіабатного. І навпаки, чим більше відносна довжина газопроводу, тим ближче процес до ізотермічного. Саме його будемо припускати в газопроводах і розглянемо основи їх розрахунку стосовно до ізотермічного руху газу в трубах.

Виразимо число Рейнольдса для потоку газу в трубі через масову витрату газу і його динамічну в'язкість:

$$\mathrm{Re} = vd/\nu = 4Q_m/(\pi d\mu).$$

Звідси видно, що число Рейнольдса може змінюватися уздовж потоку в трубі постійного діаметра лише за рахунок зміни в'язкості μ. Але в'язкість газів μ не залежить від тиску, а визначається лише температурою, тому при ізотермічному процесі руху газу по трубі число Рейнольдса буде залишатися постійним уздовж потоку. Отже, *коефіцієнт втрат* λ на тертя по довжині також буде величиною постійною уздовж труби постійного діаметра, незважаючи на зростання швидкості потоку газу.

Двома нескінченно близькими один до одного перетинами виділимо елемент труби довжиною dl (рис. 1.102). Нехтуючи нерівномірністю

розподілу швидкостей по перетину, позначимо швидкість в лівому перетині труби *v*, в правому *v+Δv*, - а тиск — відповідно p и p+Δp.

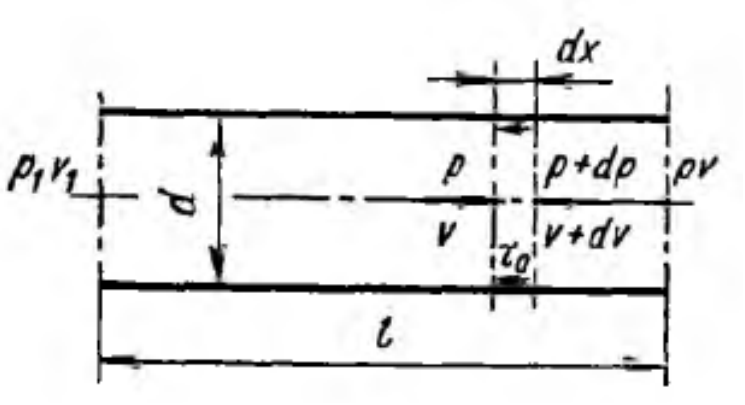


Рисунок 1.102 - Схема для розрахунку газопроводу

Застосуємо до виділеного елементарного об'єму теорему механіки про зміну кількості руху. Приріст за одиницю часу кількості руху в напрямку потоку

$$Q_m\,dv = \rho S v\,dv,$$

где $S = \pi d^2/4$.

Після інтегрування (так як за умовою T = const, виконано інтегрування вздовж газопроводу, тобто в межах від p_1 до p і відповідно від x = 0 до x = *l* і після підстановок отримана така формула **масової витрати газу**

$$Q_m = \frac{\pi d^2}{4}\rho v = \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{(p_1^2 - p^2)}{\left(\lambda\frac{l}{d} + 2\ln\frac{p_1}{p}\right)RT}}. \qquad (1.156)$$

У довгих трубопроводах при русі газу зі швидкостями, значно меншими звукових буде

$$\lambda l/d \gg 2\ln(p_1/p).$$

В цих умовах виразом $2\ln(p_1/p)$ у формулі (1.156) можна знехтувати і отримати спрощену формулу

$$Q_m = \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{(p_1^2 - p^2)\,d}{\lambda l RT}}. \qquad (1.157)$$

Коефіцієнт λ, що входить у формули (1.156) і (1.157), визначається так само, як і для нестискуваних рідин по числу Re і відносної шорсткості.