

**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 № 5 - «Гідравлічний опір в гідросистемах і його класифікація»

Вінниця 2023

ЗАТВЕРДЖЕНО

Науково-методичною радою
Харківського національного
університету внутрішніх справ
Протокол від 30.08.2023 № 7

СХВАЛЕНО

Методичною радою
Кременчуцького льотного коледжу
Харківського національного
університету внутрішніх справ
Протокол від 28.08.2023 № 1

ПОГОДЖЕНО

Секцією науково-методичної ради
ХНУВС з технічних дисциплін
Протокол від 29.08.2023 № 7

Розглянуто на засіданні циклової комісії аеронавігації, протокол від 28.08.2023 р № 1.

Розробник:

викладач циклової комісії аеронавігації, доцент, к.т.н. Павленко О. В.

Рецензенти:

1. викладач Кременчуцького льотного коледжу Харківського національного університету внутрішніх справ, к.т.н., старший науковий співробітник, 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 Загальні відомості про місцеві опори
- 2 Раптове розширення русла
- 3 Поступове розширення русла
- 4 Звуження русла
- 5 Поворот русла
- 6 Місцеві опору при ламінарній течії

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: ІНКІОС, 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. : ДІА, 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., Лендїй Н.П. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади. Навчальний посібник. Львів:, Світ, 1995.-264с.
8. Промисловий гідропривод : Практичний poradник / З.Л. Фінкельштейн, О.М. Яхно, І.С. Корошупов, 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. 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.

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

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

Текст лекції

1. Загальні відомості про місцеві опори

Вище вказувалося, що гідравлічні втрати енергії діляться на місцеві втрати і втрати на тертя по довжині. Втрати на тертя в прямих трубах постійного перерізу розглянуті при ламінарному і турбулентному течіях. Розглянемо втрати, зумовлені місцевими гідравлічними опорами тобто такими елементами трубопроводів, в яких внаслідок зміни розмірів або конфігурації русла відбувається зміна швидкості потоку, відрив транзитного потоку від стінок русла і виникають вихроутворення – це *ознаки*.

Найпростіші місцеві гідравлічні опори можна розділити на розширення, звуження і повороти русла, кожне з яких може бути раптовим або поступовим. Більш складні випадки місцевих опорів являють собою комбінації перерахованих найпростіших опорів. Так, наприклад, при течії рідини через вентиль потік викривляється, змінює свій напрямок, звужується і, нарешті, розширюється до початкових розмірів; при цьому виникають інтенсивні вихроутворення.

Розглянемо найпростіші місцеві опори при турбулентному режимі течії в трубі. *Коефіцієнти втрат* ζ при турбулентній течії визначаються в основному формою місцевих опорів і дуже мало змінюються зі зміною абсолютних розмірів русла, швидкості потоку і в'язкості ν рідини. Тому зазвичай приймають, що вони не залежать від Re , що означає квадратичний закон опору.

2. Раптове розширення русла

Значення коефіцієнтів місцевих втрат в більшості випадків отримують з дослідів, на підставі яких виводять емпіричні формули або будують графіки. Однак для раптового розширення русла при турбулентній течії втрату напору можна досить точно визначити теоретичним шляхом.

При раптовому розширенні русла (труби) (рис. 1.63) потік зривається з кута і розширюється не раптово, як русло, а поступово, причому в кільцевому просторі між потоком і стінкою труби утворюються вихори, які і є причиною втрат енергії. При цьому відбувається безперервний обмін частками рідини між основним потоком і завихрення його частиною.

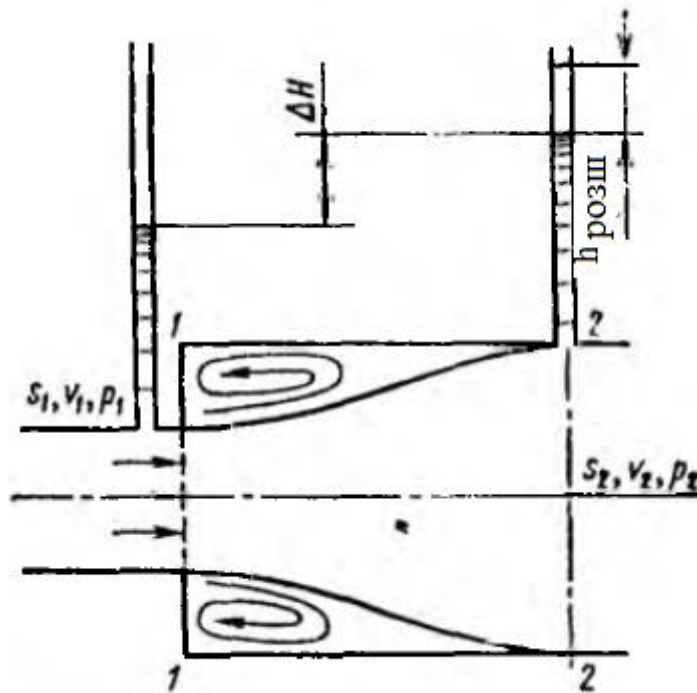


Рисунок 1.63 – Раптове розширення русла

Крім того, основний вихор породжує інші, більш дрібні вихори, які несуться потоком і при цьому розпадаються на ще більш дрібні вихори. Таким чином, втрата енергії відбувається не тільки в основному вихорі, але і по довжині наступного за ним ділянкою потоку.

Так як потік між розглянутими перерізами розширюється, то швидкість його зменшується, а тиск зростає. Тому другий п'єзометр показує висоту, на ΔH більшу, ніж перший; але якби втрат напору в даному місці не було, то другий п'єзометр показав би висоту більшу ще на $h_{\text{расш}}$ - ця висота і є місцева втрата напору на розширення.

$$h_{\text{расш}} = (v_1 - v_2)^2 / (2g),$$

Тобто *втрата напору* при раптовому розширенні русла *дорівнює швидкісному напору*, визначеним за різницею швидкостей. Це положення часто називають *теоремою Борда*. Отже після підстановок

$$h_{\text{расш}} = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$$

Уже з якої отримано зручну для розрахунків формулу

$$\zeta = (1 - S_1/S_2)^2.$$

Ця теорема добре підтверджується досвідом при турбулентній течії і широко використовується в розрахунках.

Коли площа S_2 дуже велика в порівнянні з площею S_1 і, отже, швидкість v_2 можна вважати рівною нулю, втрата на розширення

$h_{\text{расш}} = v_1^2 / (2g)$, і коефіцієнт втрат $\xi = 1$. Такому випадку відповідає, наприклад, підведення рідини по трубі до резервуару досить великих розмірів.

Розглянута втрата напору (енергії) при раптовому розширенні русла витрачається, виключно на вихроутворення, пов'язане з відривом потоку від стінок тобто на підтримку безперервного обертального руху рідких мас з постійним їх оновленням (обміном) перемішуванням у зоні вихроутворення.

3. Поступове розширення русла

Труба, що поступово розширюється називається *дифузором*. Течія рідини в дифузорі супроводжується зменшенням швидкості і збільшенням тиску, а, отже, перетворенням кінетичної енергії рідини в енергію тиску. Частинки рідини, що рухаються долають наростаючий тиск за рахунок своєї кінетичної енергії, яка зменшується уздовж дифузора і, що особливо важливо, в напрямку від осі до стінки. Шари рідини, прилеглі до стінок, мають настільки малу кінетичну енергію, що іноді виявляються не в змозі долати підвищений тиск, вони зупиняються або навіть починають рухатися назад. Зворотний рух (*протитечія*) викликає відрив основного потоку від стінки і вихроутворення (рис. 1.64). Інтенсивність цих явищ зростає зі збільшенням кута розширення дифузора, а разом з цим зростають і втрати на вихроутворення в ньому.

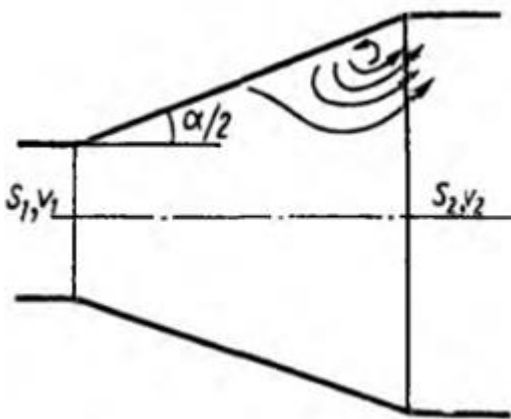


Рисунок 1.64 – Вихроутворення у дифузори

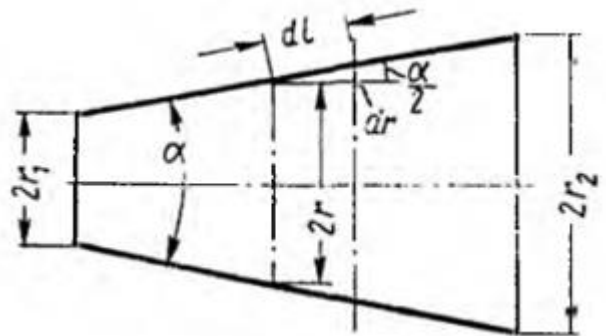


Рисунок 1.65 – Розрахункова схема дифузора

Крім того, в дифузорі є звичайні втрати на тертя, подібні до тих, які виникають в трубах постійного перерізу.

Повну втрату напору $h_{\text{диф}}$ в дифузорі умовно розглядаємо як суму двох доданків

$$h_{\text{диф}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{расш}}, \quad (1.107)$$

де $h_{\text{тр}}$ і $h_{\text{расш}}$ – втрати напору на тертя і розширення (на вихроутворення).

Втрату напору на тертя можна наближено підрахувати наступним способом. Розглянемо круглий дифузор з прямолінійною утворюючою і з кутом α при вершині. Нехай радіус вхідного отвору дифузора дорівнює r_1 , вихідного r_2 (рис. 1.65). Так як радіус перетину і швидкість руху рідини є величинами змінними вздовж дифузора, то слід взяти елементарний відрізок дифузора довжиною вздовж утворюючої dl і для нього висловити елементарну втрату напору на тертя по основній формулі

$$dh_{\text{тр}} = \lambda_{\text{т}} \frac{dl}{2r} \frac{v^3}{2g},$$

де V - середня швидкість в довільно взятому перетині, радіус якого r .

Після всіх підстановок і інтегрування отримаємо

$$h_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{т}}}{8 \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{v_1^3}{2g},$$

де $n = (S_2/S_1) = (r_2/r_1)^2$ — ступінь розширення дифузора.

Другий доданок - втрата напору на розширення (на вихроутворення) - має в дифузорі ту ж природу, що і при раптовому розширенні, але менше значення, тому воно зазвичай виражається за тією ж формулою, але з поправочним коефіцієнтом k , меншим одиниці

$$h_{\text{расш}} = k \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = k \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \frac{v_1^3}{2g} = k \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \frac{v_1^3}{2g}.$$

Так як в дифузорі в порівнянні з раптовим розширенням гальмування потоку як би пом'якшене, коефіцієнт k називають коефіцієнтом пом'якшення. Його числове значення для дифузорів з кутами конусності $\alpha = 5 - 20^\circ$ можна визначати за наближеною формулою

$$k = \sin \alpha.$$

Після всіх перетворень отримаємо

$$\zeta_{\text{диф}} = \frac{\lambda_{\text{т}}}{8 \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) + \sin \alpha \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2.$$

Останній вираз показує, що коефіцієнт $\zeta_{\text{диф}}$ залежить від кута α , коефіцієнта $\lambda_{\text{т}}$ і ступеня розширення n . Важливо з'ясувати характер залежності $\zeta_{\text{диф}}$ від кута α .

Зі збільшенням кута α при заданих $\lambda_{\text{т}}$ і n перший доданок у формулі, обумовлений тертям, зменшується, так як дифузор стає коротшим, а другий доданок, зумовлений вихроутворенням і відривом потоку, збільшується. При зменшенні ж кута α вихроутворення зменшується, але зростає тертя, так як при заданій ступеня n розширення дифузор подовжується, і поверхня його тертя збільшується.

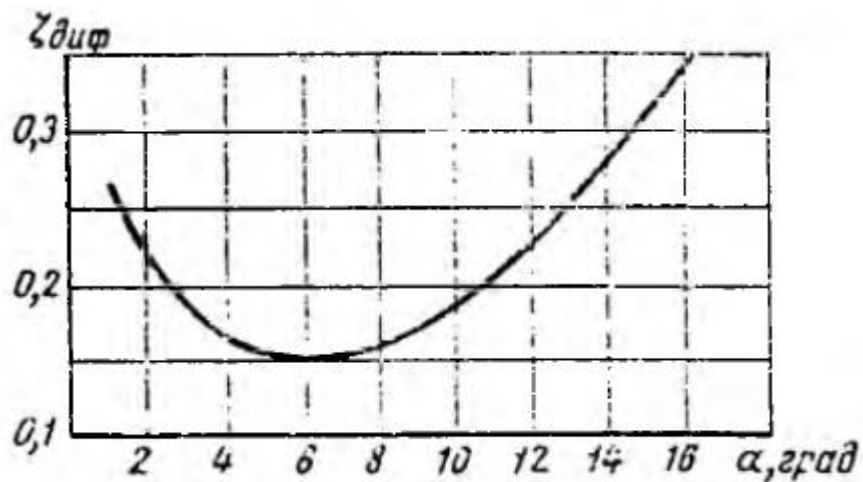


Рисунок 1.66 – Залежність $\zeta_{\text{диф}}$ від кута α

Зрозуміло, що є мінімальне (оптимальне) значення кута α . Воно дорівнює 6 градусів. Ці ж значення кута α можна рекомендувати і для квадратних дифузорів.

Для прямокутних дифузорів з розширенням в одній площині (плоскі дифузори) оптимальний кут більше, ніж для круглих і квадратних, і становить 10 — 12 °.

Якщо габарити не дозволяють встановити кути α , близькі до оптимальних, то при $\alpha > 15-25^\circ$ доцільно відмовитися від дифузора з прямолінійною утворюючою і застосувати один зі спеціальних дифузорів, наприклад, дифузор, що забезпечує постійний градієнт тиску уздовж осі ($dp/dx = \text{const}$) і, отже, приблизно рівномірне наростання тиску (при прямій утворюючій градієнт тиску зменшується уздовж дифузора) (рис. 1.67).

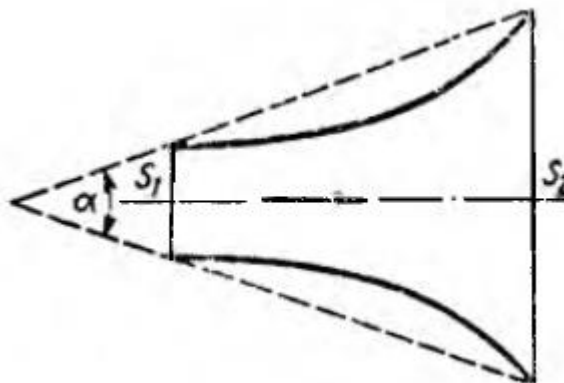


Рисунок 1.67 – Дифузор з постійним тиском по довжині

Зменшення втрати енергії в таких дифузорах в порівнянні зі звичайними буде тим більше, чим більше кут α , і при кутах 40 -60 ° доходить до 40% від втрат в звичайних дифузорах. Крім того, потік в криволінійному дифузори відрізняється більшою стійкістю тобто в ньому менше тенденцій до відриву потоку.

Хороші результати дає також ступінчастий дифузор, що складається зі звичайного дифузора з оптимальним кутом і наступного за ним раптового розширення (рис. 1.68). Останнє не викликає великих втрат енергії, так як швидкості в цьому місці порівняно малі. Загальний опір такого дифузора значно менше, ніж звичайного дифузора такої ж довжини, і з тим же ступенем розширення, показаного на малюнку штриховими лініями.

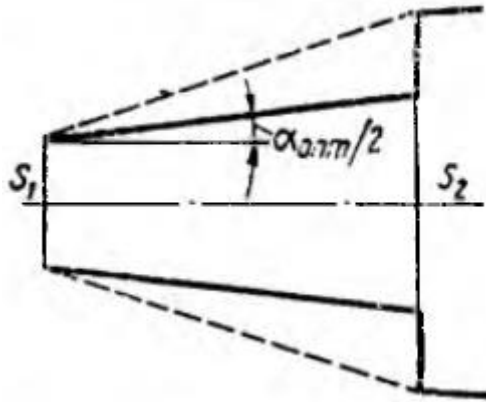


Рисунок 1.68 – Ступінчастий дифузор

4. Звуження русла

Раптове звуження русла (труби) (рис. 1.69) завжди викликає меншу втрату енергії, ніж раптове розширення з таким же співвідношенням площ. В цьому випадку втрата обумовлена, по-перше, тертям потоку при вході у вузьку трубу і, по-друге, втратами на вихроутворення. Останні викликаються тим, що потік не обтікає вхідний кут, а зривається з нього і звужується; кільцевий же простір навколо звуженої частини потоку заповнюється завихреною рідиною.

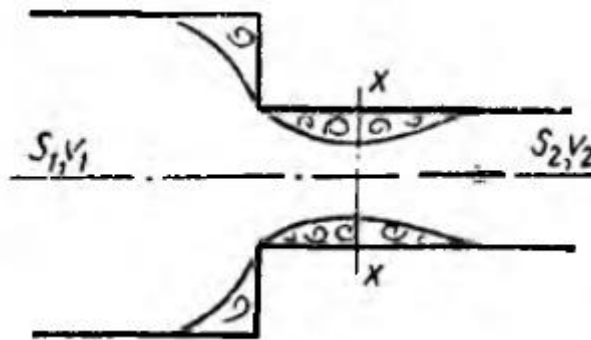


Рисунок 1.69 – Раптове (різке) звуження труби

В процесі подальшого розширення потоку відбувається втрата напору. Отже, повна втрата напору

$$h_{\text{суж}} = \zeta_0 \frac{v_x^2}{2g} + \frac{(v_x - v_2)^2}{2g} = \zeta_{\text{суж}} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (1.113)$$

де ζ_0 - коефіцієнт втрат, обумовлений тертям потоку при вході у вузьку трубу і залежить від S_1/S_2 і Re ; v_x - швидкість потоку в звуженому місці; $\zeta_{суж}$ - коефіцієнт опору раптового звуження, що залежить від ступеня звуження.

Для практичних розрахунків можна користуватися напівемпіричною формулою І. Е. Ідельчика

$$\zeta_{суж} = (1 - S_2/S_1)/2 = (1 - 1/n)/2,$$

де $n=S_1/S_2$ – ступінь звуження

З формули випливає, що в тому окремому випадку, коли можна вважати $S_2/S_1 = 0$, тобто при виході труби з резервуара досить великих розмірів і при відсутності заокруглення вхідного кута, коефіцієнт опору

$$\zeta_{суж} = \zeta_{вх} = 0,5.$$

Заокругленням вхідного кута (вхідний кромки) можна значно зменшити втрату напору при вході в трубу.

Поступове звуження труби, тобто конічна труба, що звужується називається конфузором (рис. 1.70). Течія рідини в конфузорі супроводжується збільшенням швидкості і падінням тиску; так як тиск рідини на початку конфузора вище, ніж в кінці, причин до виникнення вихроутворення і зривів потоку (як в дифузорі) немає. У конфузорі є лише втрати на тертя. У зв'язку з цим опір конфузора завжди менше, ніж опір такого ж дифузора.

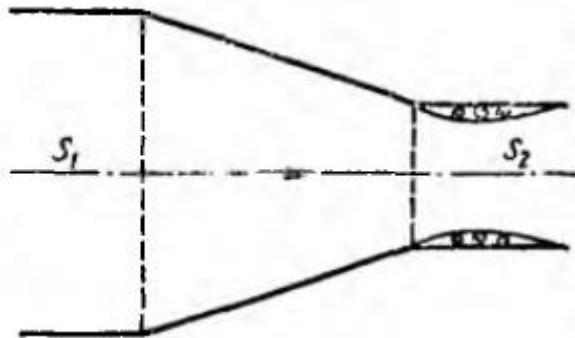


Рисунок 1.70 - Конфузор

Втрата напору на тертя в конфузорі

$$h_{тр} = \frac{\lambda_{тр}}{8 \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{v_2^3}{2g}.$$

Невелике вихроутворення і відрив потоку від стінки з одночасним стисненням потоку виникає лише на виході з конфузора в місці з'єднання конічної труби з циліндричною. Для ліквідації вихроутворення і пов'язаних з ним втрат рекомендується конічну частину плавно з'єднувати з циліндричною або конічної частина замінювати криволінійною, яка плавно переходить в циліндричну (рис. 1.71). Коефіцієнт опору такого плавного звуження, званого *соплом*, змінюється приблизно в межах $\zeta = 0,03 - 0,1$ залежно від ступеня і плавності звуження і Re (великим Re відповідають малі значення ζ і навпаки).



Рисунок 1.71 - Сопло

5. Поворот русла

Раптовий поворот труби, або коліно без заокруглення (рис. 1.72), зазвичай викликає значні втрати енергії, так як в ньому відбуваються відрив потоку і вихроутворення, причому ці втрати тим більше, чим більше кут δ . Втрату напору розраховують за формулою

$$h = \zeta_{\text{кол}} v^2 / (2g).$$

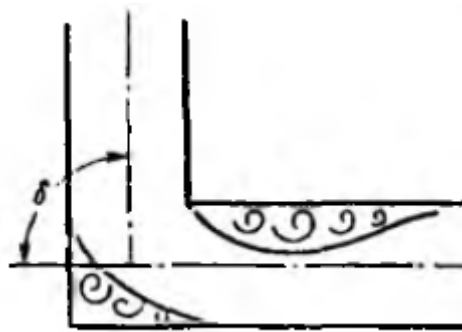


Рисунок 1.72 - Коліно

Коефіцієнт опору коліна круглого перетину $\zeta_{\text{кол}}$ зростає зі збільшенням δ дуже круто (рис. 1.73) і при $\delta = 90^\circ$ досягає одиниці.

Поступовий поворот труби, або закруглене коліно (рис. 1.74), називається також відведенням (отводом *рос.*). Плавність повороту значно зменшує інтенсивність вихроутворення, а отже, і опір відводу по порівнянні з коліном. Це зменшення тим більше, чим більше відносний радіус кривизни відведення R/d , і при досить великому його значенні зрив потоку і пов'язане з ним вихроутворення усувається повністю. Коефіцієнт опору відведення $\zeta_{\text{отв}}$ залежить від відношення R/d , кута δ , а також форми поперечного перерізу труби.

Для відводів круглого перетину з кутом $\delta = 90^\circ$ і $R/d \geq 1$ при турбулентному плинні можна користуватися емпіричною формулою

$$\zeta'_{\text{отв}} = 0,051 + 0,19d/R.$$

Втрата напору, яка визначається приведеним коефіцієнтам $\zeta_{\text{отв}}$ враховує лише додатковий опір, зумовлений кривизною русла, тому при розрахунку трубопроводів, що містять відводи, слід довжини цих відводів включати в загальну довжину трубопроводу, по якій підраховується втрата на тертя, а потім до цієї втрати на тертя потрібно додати додаткову втрату від кривизни, яка визначається коефіцієнтом $\zeta_{\text{отв}}$.

6. Місцеві опору при ламінарній течії

Викладене вище відносилось до місцевих гідравлічних втрат при турбулентному режимі течії в трубопроводі. При ламінарному режимі, по-перше, місцеві опору зазвичай грають малу роль в порівнянні з опором тертя і, по-друге, закон опору є більш складним і досліджений в меншій мірі, ніж при турбулентній течії.

Якщо при турбулентній течії місцеві втрати напору можна вважати пропорційними швидкості (витраті) в другому ступені, а коефіцієнти втрат ζ визначаються в основному формою місцевого опору і практично не залежать від Re , то при ламінарній течії втрату напору h_m слід розглядати як суму

$$h_m = h_{\text{тр}} + h_{\text{вихр}},$$

де $h_{\text{тр}}$ — втрата напору, обумовлена безпосередньою дією сил тертя (в'язкості) в даному місцевому опорі і пропорційна в'язкості рідини і швидкості в першого ступеня; $h_{\text{вихр}}$ - втрата, пов'язана з відривом потоку і вихроутворення в самому місцевому опорі або за ним і пропорційна швидкості в другому ступені.

Так, наприклад, при течії через жиклер (рис. 1.75) зліва від площини розширення виникає втрата напору на тертя, а праворуч - на вихроутворення.

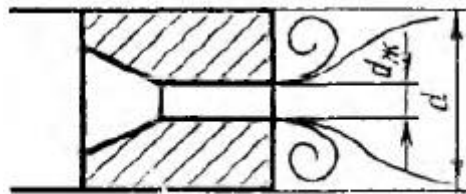


Рисунок 1.75 – Схема жиклеру

Коефіцієнт місцевого опору при ламінарній течії в трубопроводі

$$\zeta_m = A/Re + B.$$

У таких місцевих опорах, де є вузький канал, довжина якого значно перевищує його поперечний розмір, з плавними обрисами входу і виходу, як, наприклад, показано на рис. 1.76, а, а числа Re малі, втрата напору визначається в основному тертям, і закон опору близький до лінійного.

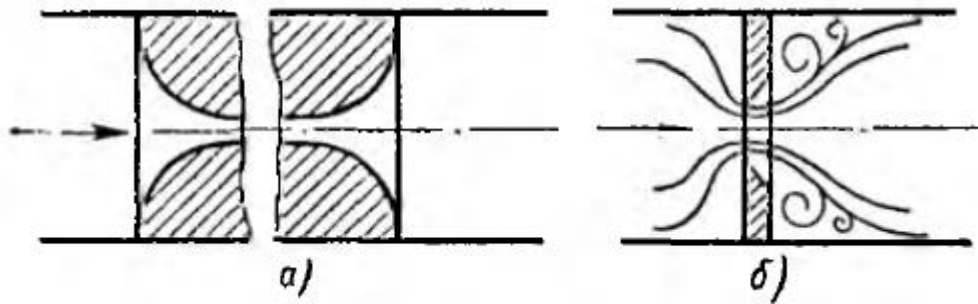
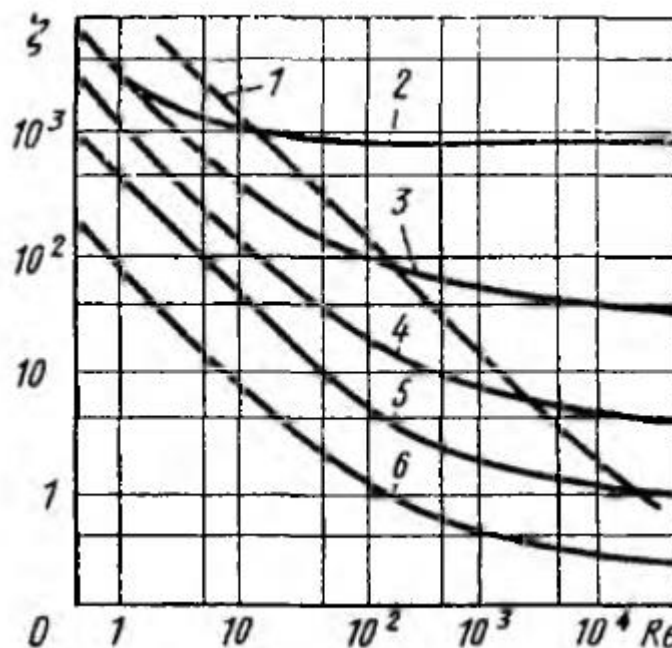


Рисунок 1.76 – Місцеві опори

Якщо ж в місцевому опорі тертя зведено до мінімуму, наприклад, завдяки гострій кромці (як на рис. 1.76, б), і є відриви потоку і вихроутворення, а числа Re досить великі, то втрати напору пропорційні швидкості (і витраті) приблизно другого ступеня.

При широкому діапазоні зміни числа Re в одному і тому ж місцевому опорі можливий як лінійний (при малих Re), так і квадратичний (при великих Re) закон опору, а також перехідна між ними область опору при середніх Re .

Типова для такого широкого діапазону Re залежність ζ від Re в логарифмічних координатах дана на рис. 1.77, де показані результати випробувань шести опорів.



1 – фетровий фільтр; 2 – діафрагма ($n = 0,05$); 3 – шаровий клапан; 4 – роз'ємний клапан; 5 – кутник; 6 – трійник

Рисунок 1.77 – Залежність ζ від Re

Похилі прямі відповідають лінійним законом опору (коефіцієнт ζ обернено пропорційний Re), криволінійні ділянки - перехідної області, а горизонтальні прямі - квадратичним законом (коефіцієнт ζ не залежить від Re). Такі графіки для конкретних місцевих опорів зазвичай будують на основі досвідчених даних.

Коли по трубi підводиться рідина зі швидкістю до резервуару великих розмірів, де $v_2 = 0$, то можна вважати, що втрачається вся питома кінетична енергія рідини, яка для стабілізованого ламінарного потоку в круглій трубi дорівнює

$$h = \alpha_\lambda v_1^2 / 2g = v_1^2 / g.$$