



Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДИ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

для студентів спеціальностей
131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування»
всіх форм навчання

Затверджено
на засіданні кафедри ПГМ
як конспект лекцій із дисципліни
«Гідравліка, гідро- та пневмоприводи».
Протокол № 1 від 27. 08. 2020 р.

Суми
Сумський державний університет
2021

Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій / укладач Е. В. Колісніченко, А. С. Мандрика, В. О Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 176 с.

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки»

ЗМІСТ

	С.
ПЕРЕДМОВА.....	8
ВСТУП.....	10
Предмет і структура дисципліни	10
Стислий історичний огляд розвитку гідравліки	12
РОЗДІЛ 1 ГІДРАВЛІКА.....	16
1 РІДИНА ТА ЇЇ ОСНОВНІ ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ.....	16
1.1 Визначення рідини.....	16
1.2 Основні фізичні властивості рідини.....	16
Контрольні питання	20
2 ГІДРОСТАТИКА	21
2.1 Сили, що діють у рідині, яка перебуває в стані спокою. Тиск і його властивості.....	21
2.2 Диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера)	22
2.3 Основне рівняння гідростатики.....	25
2.4 Закон Паскаля та його застосування в техніці	28
2.5 Манометричний тиск. Вакуум. П'єзометр. Вакуумметр .	32
2.6 Прилади для вимірювання тиску. Епюри гідростатичного тиску	36
2.6.1 Прилади для вимірювання тиску	36
2.6.2 Епюри гідростатичного тиску.....	39
2.7 Сила тиску рідини на плоску та криволінійну поверхні. Закон Архімеда.....	40
2.7.1 Сила тиску рідини на плоску поверхню	40
2.7.2 Центр тиску.....	43

2.7.3 Сила тиску рідини на дно посудини.....	44
2.7.4 Сила тиску на криволінійну поверхню	44
2.7.5 Закон Архімеда.....	46
Контрольні питання.....	47
3 ОСНОВИ КІНЕМАТИКИ І ДИНАМІКИ РІДИНИ.....	48
РІВНЯННЯ ЕЙЛЕРА ТА БЕРНУЛЛІ РУХУ РІДИНИ.....	48
3.1 Види руху рідини. Основні поняття кінематики рідини..	48
3.2 Рівняння суцільності елементарної струминки та потоку рідини	50
3.3 Рівняння Ейлера руху ідеальної рідини.....	53
3.4 Рівняння Бернуллі для ідеальної рідини.....	55
3.5 Геометричний та енергетичний зміст складових рівняння Бернуллі	58
3.6 Рівняння Бернуллі для струминки і потоку в'язкої рідини. Коефіцієнт Коріоліса	62
3.6.1 Рівняння Бернуллі для струминки реальної в'язкої рідини.....	62
3.6.2 Рівняння Бернуллі для потоку в'язкої рідини	63
Контрольні питання.....	65
4 РЕЖИМИ РУХУ РІДИНИ. МІСЦЕВІ ГІДРАВЛІЧНІ ОПОРИ.....	67
4.1 Режими руху рідини. Число Рейнольдса	67
4.2 Гідравлічні втрати (загальні відомості).....	69
4.3 Ламінарний рух рідини. Закон Пуазейля.....	72
4.4 Турбулентний рух рідини	77
4.4.1 Структура турбулентного руху в трубі	77
4.4.2 Втрати напору на тертя в трубах.	

Формула Дарсі–Вейсбаха	78
4.4.3 Поняття про гідравлічно гладкі й шорсткі труби	79
4.5 Місцеві гідравлічні опори. Основні види. Коефіцієнт місцевих втрат	82
Контрольні питання	88
5 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ. ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР У ТРУБАХ.....	89
5.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів.....	89
5.1.1 Класифікація трубопроводів	89
5.1.2 Розрахунок простого трубопроводу	89
5.1.3 Послідовне і паралельне з'єднання простих трубопроводів	92
5.2 Гідравлічний удар у трубах.....	95
5.2.1 Явище гідравлічного удару. Формула Жуковського	95
5.2.2 Способи боротьби з гідравлічним ударом	98
Контрольні питання	98
6 ВИТІКАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ І НАСАДКИ	100
6.1 Витікання рідини через малий отвір за сталого напору. Коефіцієнти стиснення, швидкості й витрати.....	100
6.2 Насадки. Витікання рідини через насадки	103
Контрольні питання	105
РОЗДІЛ 2 ГІДРАВЛІЧНІ ПРИВОДИ	106
7 ГІДРАВЛІЧНИЙ ОБ'ЄМНИЙ ПРИВОД. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ.....	106
7.1 Загальні відомості про гідропривод.....	106
7.2 Застосування гідропривода. Переваги і недоліки.....	107

7.3	Принцип дії та основні елементи об'ємного гідропривода.....	108
7.4	Робочі рідини гідроприводів.....	111
7.5	Принципова схема гідравлічного привода	115
	Контрольні питання	117
8	ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ГІДРОМАШИНИ.....	119
8.1	Класифікація гідромашин	119
8.2	Основні параметри об'ємних насосів	121
8.3	Поршневі насоси. Принцип дії. Подача поршневого насоса	124
	Контрольні питання	127
9	РОТОРНІ НАСОСИ.....	128
9.1	Загальні властивості та класифікація роторних насосів	128
9.2	Радіально-поршневі та аксіально-поршневі насоси. Принцип дії та особливості конструкції.....	130
9.2.1	Радіально-поршневі насоси	130
9.2.2	Аксіально-поршневі насоси	132
9.3	Пластинчасті та шестеренні насоси. Принцип дії	133
9.3.1	Пластинчасті насоси	133
9.3.2	Шестеренні насоси	135
	Контрольні питання	136
10	ОБ'ЄМНІ ГІДРОДВИГУНИ.....	137
10.1	Загальні відомості про об'ємні гідродвигуни	137
10.2	Гідроциліндри, їх призначення й будова. Розрахунок гідроциліндрів	137
10.3	Гідромотори. Будова і принцип роботи.....	143
10.4	Поворотні гідродвигуни	145

Контрольні питання	146
11 ГІДРОАПАРАТУРА ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ. ДОПОМІЖНІ ПРИСТРОЇ ГІДРОПРИВОДА	147
11.1 Класифікація гідроапаратів	147
11.2 Гідророзподільники. Основні типи і принцип дії.....	148
11.3 Гідроклапани. Призначення, основні види.....	151
11.4 Гідравлічні дроселі	152
11.5 Допоміжні пристрої гідропривода	154
11.5.1 Гідравлічні фільтри	154
11.5.2 Гідробаки.....	156
11.5.3 Гідроакумулятори	156
11.5.4 Гідролінії.....	159
11.5.5 Ущільнювачі елементів гідропривода.....	161
Контрольні питання	162
12 СПОСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА.....	164
12.1 Дросельне регулювання	164
12.2 Гідроприводи з об'ємним регулюванням	169
Контрольні питання.....	170
13 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ПНЕВМАТИЧНИЙ ПРИВОД.....	171
13.1 Загальна характеристика пневматичних приводів	171
13.2 Основні елементи пневмопривода	172
13.3 Типова схема і принцип роботи пневмопривода	173
Контрольні питання	174
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	175

ПЕРЕДМОВА

Конспект лекцій із курсу «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» призначений для студентів денної, заочної й дистанційної форм навчання, які навчаються за спеціальностями 131 «Прикладна механіка» і 133 «Галузеве машинобудування».

Мета цього конспекту – допомогти студентам опанувати необхідний обсяг знань із зазначеної дисципліни, скоротити час для самостійної підготовки, стисло викласти основні поняття та визначення, полегшити ознайомлення з основними конструкціями гідравлічних машин і схемами гідро- та пневмоприводів.

Конспект лекцій написано в стислій формі, в ньому наведені відомості з основних тем курсу. Він складається із вступу, трьох розділів: «Гідравліка», «Гідравлічні приводи», «Пневматичні приводи», і тринадцяти тем.

У вступі розглянуто структуру дисципліни і наведено стислий історичний огляд розвитку гідравліки.

У першій темі подані визначення рідини, її основні властивості, наведене поняття ідеальної рідини. У другій – розглянуто сили, що діють у рідині, яка перебуває в стані спокою, викладено диференціальне рівняння рівноваги рідини та основне рівняння гідростатики, а також закон Паскаля та його застосування в техніці, розібрані поняття про манометричний тиск, вакуум і п'єзометричну висоту, визначено силу тиску на плоску та криволінійну поверхні, розглянуто закон Архімеда. Третя тема присвячена розділам кінематики і динаміки рідини. У ній наведено визначення основних понять про рух рідини, розібрано структуру рівняння Бернуллі та геометричний і енергетичний зміст його складових. Далі в четвертій темі розглянуто режими руху рідини і поняття про гідравлічно гладкі та шорсткі труби, визначено втрати напору за довжиною труби, розібрано основні види місцевих опорів і втрати в них. У п'ятій темі наведено класифікацію трубопроводів та викладено їх гідравлічний розрахунок, розібрано явище гідравлічного удару

та способи боротьби з ним. В останній, шостій, темі цього розділу розглянуто витікання рідини через отвори і насадки.

У сьомій темі подано загальні відомості про гідропривод, наведені сфери його застосування, переваги та недоліки, розглянуто принцип дії гідропривода і призначення основних його елементів, розібрано принципову схему гідропривода. У восьмій темі наведена класифікація гідромашин, розібрані основні параметри об'ємних насосів та розглянуто будову поршневого насоса. Дев'ята тема розділу присвячена роторним насосам. У ній наведено класифікацію роторних насосів і розглянуто будову та принцип дії основних об'ємних насосів: радіально-поршневого, аксіально-поршневого, пластинчастого та шестеренного. У десятій темі викладено загальні відомості про об'ємні гідродвигуни: гідроциліндри, гідромотори і поворотні гідродвигуни, розглянуто їх призначення та будову. Далі в одинадцятій темі подана класифікація гідроапаратів, розглянуто основні типи та принцип дії гідророзподільників, гідроклапанів і гідравлічних дроселів. Крім того, наведені допоміжні пристрої гідропривода: гідравлічні фільтри, гідробаки, гідроакумулятори, гідролінії та ущільнювачі елементів гідропривода. У дванадцятій темі розглянуто два способи регулювання об'ємного гідропривода: дросельне та об'ємне.

У тринадцятій темі наведені загальні відомості про пневмопривод, розібрані основні його елементи, розглянуті типова схема і принцип дії гідропривода.

Після вивчення цього конспекту додаткові знання студент може одержати з рекомендованої літератури.

ВСТУП

Предмет і структура дисципліни

Першою частиною курсу «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» є *гідравліка*.

Гідравліка – це технічна наука, що вивчає закони рівноваги і руху рідини, а також методи застосування цих законів в інженерній практиці.

Гідравліка походить від грецького *«hydraulikos»*– водяний. Важко уявити собі життя без води. Вода має велетенську енергію, людина з давніх часів використовує її для своїх потреб, будуючи для цього різноманітні гідравлічні споруди (зрошувальні канали, водопроводи, водяні млини, водопідймальні пристрої, гідроелектростанції та ін.), а також гідравлічні машини.

Гідравліка є частиною загальної науки – *механіки* (рис. 1).

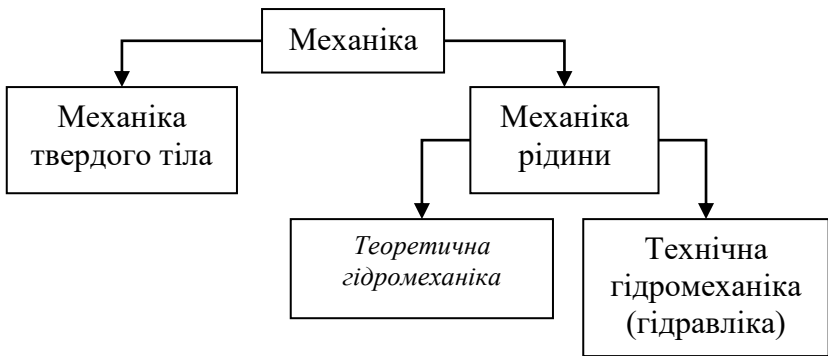


Рисунок 1 – Складові механіки

Механіка складається з механіки твердого тіла і механіки рідини. Механіку рідини поділяють на теоретичну гідромеханіку і технічну гідромеханіку (гідравліку). У теоретичній гідромеханіці задачі рівноваги та руху рідини розв’язують за допомогою методів теоретичної механіки і математичного

аналізу. У технічній гідромеханіці (гідравліці) широко використовують результати дослідів, які порівнюють із теоретичними залежностями.

Гідравліка – це прикладна наука. Тому для вирішення багатьох інженерних завдань беруть різні *припущення*, що спрощують гідравлічні явища. Під час розрахунків використовують *емпіричні* та *напівемпіричні* залежності.

Гідравліка складається з трьох розділів:

1) *гідростатики* – розділу, де вивчають рідину в стані спокою;

2) *кінематики рідини*. У *кінематиці* розглядають зв'язок між геометричними характеристиками руху і часом, тобто визначають на даний момент швидкість у будь-якій точці рідини;

3) *гідродинаміки* – розділу, в якому вивчають закони руху рідини залежно від прикладених до неї сил.

Основні закони гідравліки застосовують під час проєктування різних гідравлічних машин (насосів, гідродвигунів, гідравлічних передач), під час розрахунків гідротехнічних споруд (гребель, каналів, зрошувальних систем, водозливів та ін.), розрахунків трубопроводів, гідравлічних систем і гідроприводів тощо.

Друга частина курсу – «гідропневмоприводи».

У *гідроприводі* використовують енергію стисненої рідини. У цьому разі енергія переноситься за допомогою окремих об'ємів рідини, що рухається в трубопроводах і гідравлічних пристроях.

Гідравлічні приводи застосовують для здійснення руху робочих органів різних машин. У машинобудуванні – це гідравлічні приводи в системах автоматичного керування металорізальних верстатів та автоматичних ліній, роботів-маніпуляторів, пресів, технологічних машин металургійної, вугільної, харчової, легкої промисловості тощо. Широке використання гідравлічних приводів у різних галузях машинобудування зумовлене їх перевагами, до яких можна віднести можливість забезпечення безступінчастого

регулювання швидкості в широкому діапазоні, одержання значних зусиль та обертальних моментів, плавність переміщень, високу експлуатаційну надійність та ін.

Крім того, гідропривод застосовують у будівельних, сільськогосподарських і транспортних машинах, вугільних комбайнах, бурових установках, літакобудуванні, військовій і космічній техніці та багатьох інших сферах діяльності людини.

Пневматичні приводи використовують енергію *стисненого повітря* і, маючи високу економічну ефективність та експлуатаційну надійність, набувають все більшого поширення в автоматизованих виробництвах, металорізальних верстатах, транспорті, у системах гальмування, пневматичних роботах тощо.

Стислий історичний огляд розвитку гідравліки

Гідравліка у своєму розвитку пройшла дуже довгий шлях. Її розвиток пов'язаний із використанням людиною води. Тисячоліттями накопичувався досвід її використання в будівництві зрошувальних систем, водопроводів, водопідіймальних механізмів та інших споруд давнього світу, частина яких збереглась і до цього часу.

Першою науковою працею з гідравліки, що дійшла до нас і була написана за 250 років до нашої ери, була праця Архімеда «Про тіла, що плавають», в якій розглянуто закони рівноваги рідини.

Найпростіші гідравлічні машини (водяні колеса) почали застосовувати понад 3 000 років тому в Єгипті, Індії, Китаї для підймання води в зрошувальні канали та обертання жорен у млинах.

Найбільший досвід з питань гідравліки був накопичений у період будівництва іригаційних каналів, водяних млинів, водопроводів, гідравлічних машин та інших гідравлічних пристроїв.

У середні віки в період феодальної роздробленості гідравліка, як і інші науки, перебувала в стані застою.

Період відродження (це XV століття) розпочинається з наукових розробок *Леонардо да Вінчі*. Він поклав початок *експериментальній гідравліці* (дослідив витікання рідини через малий отвір, розглянув принцип дії гідравлічного преса, вивчав аеродинаміку літальних апаратів, висунув ідею використання відцентрової сили для подання рідини (прообраз відцентрового насоса) та багато іншого.

У XVI–XVII століттях з'явилася праця *Г. Галілея* – «Міркування про тіла, що перебувають у воді, і про ті, що в ній рухаються». Учень *Г. Галілея Е. Торічеллі* довів, що повітря чинить тиск на все, що є на землі, і визначив величину цього тиску – приблизно 1 кг/см^2 . Він винайшов ртутний барометр і вивів формулу для швидкості витікання рідини з отвору. Великий французький учений *Б. Паскаль* відкрив один з основних законів гідростатики, в якому стверджується, що тиск, який створюється зовнішніми силами на вільній поверхні рідини, передається нею в усі боки однаково. Цей закон використовують у конструкціях різних гідравлічних машин. На честь *Б. Паскаля* одиниця вимірювання тиску в міжнародній системі одиниць називається *паскаль* (позначається Па). *І. Ньютон* висловив гіпотезу про внутрішнє тертя в рідині, що рухається, та встановив закон динамічної подібності рухомих потоків, який широко використовують у теорії моделювання.

XVIII століття – це початок *теоретичної гідромеханіки*. Значний внесок у її розвиток зробили члени Петербурзької академії наук: *М. В. Ломоносов*, *Д. Бернуллі* та *Л. Ейлер*. *М. В. Ломоносов* відкрив закон збереження речовини й енергії для рідини, що рухається, *Д. Бернуллі* одержав рівняння, яке встановлює зв'язок між тиском, швидкістю руху і геометричним положенням частинок для елементарної струминки ідеальної рідини. Рівняння Бернуллі належить до основного рівняння гідродинаміки. *Л. Ейлер* вивів диференціальні рівняння рівноваги і руху ідеальної рідини, обґрунтував теорію відцентрових машин. Застосування одержаних *Д. Бернуллі* й *Л. Ейлером* рівнянь на практиці було обмеженим. Їх дослідження в подальшому були розширені і продовжені.

У кінці XVIII і в XIX століттях вчені та інженери (А. Шезі, А. Дарсі, Ю. Вейсбах, Д. Вентурі, О. Рейнольдс та інші) на експериментах розпочали більш детально вивчати рух рідини в різних каналах, трубах, водозливах; досліджувати турбулентність потоку, втрати енергії в місцевих опорах, фільтрацію рідини через пористе середовище та ін. Водночас була одержана велика кількість емпіричних формул. Це був *подальший розвиток експериментальної і прикладної гідравліки.*

Особливо необхідно відзначити праці англійського фізика *О. Рейнольдса*, який уперше в 1883 р. провів наочні досліди та визначив два режими руху рідини – *ламінальний і турбулентний.*

Значний внесок у розвиток гідравліки того часу зробили *російські вчені.* Насамперед необхідно назвати *І. Громека* – засновника російської школи гідравліків, який розглядав структуру потоку рідини як вихрову (відомі *рівняння Громека* для вихрового руху рідини). У 1885 р. була створена перша в Росії гідравлічна лабораторія при Петербурзькому інституті інженерів шляхів сполучення. *М. П. Петров* розробив гідродинамічну *теорію змащування* і в 1882 р. опублікував працю «Гідродинамічна теорія тертя за наявності змащувальної рідини», яка принесла йому світове визнання. *М. Є. Жуковський* дослідив явище гідравлічного удару в трубах і розробив його теорію. Вагомий внесок зробили й інші російські вчені.

XX століття ознаменоване стрімким зростанням і розвитком гідромашинобудування, гідротехніки, теплоенергетики, літакобудування, які базуються на основних законах гідравліки. Це привело до бурхливого її розвитку. Серед значних наукових розробок цього часу необхідно назвати теорію підіймальної сили крила літака *М. Є. Жуковського.* На основі цієї теорії стало можливим розраховувати крила літаків, а також лопаті робочих коліс гідравлічних турбін, відцентрових та осьових насосів. *М. М. Павловським* була розроблена теорія фільтрації через греблі та під гідротехнічними спорудами, *Б. А. Бахметєвим* – теорія нерівномірного руху у відкритих руслах. *В. О. Большаков* досліджував неусталений рух води в каналах і річках, керував

роботами з математичного моделювання завдань гідравліки, уклав збірник завдань та довідник із гідравліки, якими користуються студенти до цього часу. Широко відомі праці інших вчених радянського періоду: Р. Р. Чугаєва, А. Д. Альтшуля, О. М. Яхно, О. А. Угінчуса, С. С. Руднева, Л. Г. Лойцяньського та ін.

Були створені й успішно працювали наукові школи, які займалися практичним застосуванням законів гідравліки:

- 1) С.–Петербург (ЛПІ), керівник – професор І. І. Вознесенський;
- 2) Москва (МВТУ ім. Баумана), керівник – професор І. І. Куколевський;
- 3) Харків (ХПІ), керівник – академік Г. Ф. Проскура;
- 4) Київ (КПІ), керівник – професор Т. М. Башта.

Використання ЕОМ сприяло успіхам гідравліки у вирішенні багатьох завдань інженерної практики та в розробленні нових гідравлічних методів розрахунку. Сучасна гідравліка використовує математичний апарат теоретичної гідромеханіки сумісно з експериментально одержаними залежностями та коефіцієнтами, якщо теоретичні дослідження гідравлічних явищ становлять труднощі.

У промисловості відсутні галузі, де б не проводили гідравлічних розрахунків різних процесів, обладнання та механізмів. Деякі приклади – це гідростанції та зрошувальні канали, гальмові пристрої автомобілів та інших транспортних машин, промислові роботи, гідропривод машин і механізмів, автоматизовані системи керування виробництвом, металорізальні верстати та багато іншого.

На сьогодні в Україні існують науково-дослідні та галузеві інститути, спеціалізовані кафедри у закладах вищої освіти, в яких проводять як фундаментальні дослідження, так і виконання необхідних для практики наукових розробок у сфері гідравліки. На базі них будують гідротехнічні споруди, магістральні трубопроводи, створюють потужні гідравлічні турбіни, розвивають гідро- і пневмотранспорт та ін. Гідравліка завойовує все нові позиції у сучасному народному господарстві.

РОЗДІЛ 1 ГІДРАВЛІКА

1 РІДИНА ТА ЇЇ ОСНОВНІ ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ

1.1 Визначення рідини

Рідина – це фізичне тіло, що має властивість текучості, тобто властивість змінювати свою форму під дією навіть дуже малих сил, але на відміну від газів практично не змінювати свій об'єм у разі зміни тиску.

У звичайному стані рідина виявляє малий опір розриву і великий опір стисненню (має мале стиснення). Водночас рідина виявляє значний опір відносному руху сусідніх шарів (має в'язкість). До поняття «рідина» входять як рідини звичайні, що мають назву краплинні, так і гази, коли їх можна вважати як суцільне малостиснене легкорухоме середовище.

У гідравліці розглядають лише *краплинні рідини*. До них належать вода, нафта, гас, бензин, ртуть тощо. Газоподібні рідини – повітря та інші гази – у звичайному стані крапель не утворюють. Основна відмінність краплинних рідин полягає у тому, що здебільшого їх розглядають як нестисливі.

1.2 Основні фізичні властивості рідини

Розглянемо основні властивості рідини. Основні фізичні властивості рідини: густина, питома вага, температурне розширення, об'ємне стиснення, в'язкість.

Густина ρ – відношення маси рідини m до об'єму V , який вона займає:

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad 1.1)$$

Одиниця густини в системі СІ – $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Густина води за температури $t = 4 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_6 = 1\,000 \text{ кг/м}^3$.

2 *Питома вага* γ , (Н/м^3), – це вага одиниці об'єму рідини, тобто

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad (1.2)$$

де G – вага рідини в об'ємі V .

Для води За $t = 4 \text{ }^\circ\text{C}$ маємо $\gamma_6 = 9,81 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$.

Між питомою вагою γ і густиною ρ можна знайти зв'язок, якщо врахувати, що $G = mg$:

$$\gamma = \rho g. \quad (1.3)$$

3 *Температурне розширення*. Характеризується температурним коефіцієнтом β_t (1/град.) об'ємного розширення, що являє собою відносну зміну об'єму рідини за зміни температури на $1 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta t}, \quad (1.4)$$

де V_0 – початковий об'єм, м^3 ; ΔV – зміна об'єму, м^3 ;

Δt – зміна температури, $^\circ\text{C}$.

Об'єм V_t і густину ρ_t зі зміною температури розраховують за формулами:

$$V_t = V_0 + \Delta V = V_0(1 + \beta_t \Delta t), \quad (1.5)$$

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t \Delta t}. \quad (1.6)$$

4 *Об'ємне стиснення* – це зміна об'єму рідини зі зміною тиску. Стиснення характеризують коефіцієнтом стиснення β_p (1/Па):

$$\beta_p = \frac{\Delta V}{V_0} \frac{1}{\Delta p}, \quad (1.7)$$

де ΔV – зміна об'єму рідини; Δp – зміна тиску;

V_0 – початковий об'єм.

Зміну об'єму V_p зі зміною тиску Δp розраховують за формулою

$$V_p = V_0 (1 - \beta_p \Delta p). \quad (1.8)$$

5 *Пружність* – це властивість рідини поновлювати свій об'єм після припинення дії сил. Її описує *об'ємний модуль пружності*

$$E = \frac{1}{\beta_p}. \quad (1.9)$$

Для води $E = 2\,000 \text{ МПа} = 20\,000 \text{ кг/см}^2$, тобто зі зміною тиску на 1 кг/см^2 об'єм води змінюється лише на $1/20\,000$ частину. Приблизно таке саме значення об'ємного модуля пружності мають інші рідини. Тому вважають, що рідини практично не стисливі. Значення модуля пружності E враховують лише за дуже великих тисків, великих об'ємів рідини і в разі гідравлічного удару.

6 *В'язкість* – це властивість рідини чинити опір відносному руху (зсуву) її шарів. Ця властивість виявляється в тому, що в рідині під час її руху між шарами виникають дотичні напруження. Під час течії в'язкої рідини вздовж твердої стінки відбувається гальмування потоку, обумовлене в'язкістю

(рис. 1.1). Швидкість U зменшується в міру зменшення відстані y від стінки:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}, \quad (1.10)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини;

du – приріст швидкості, що відповідає приросту координати dy .

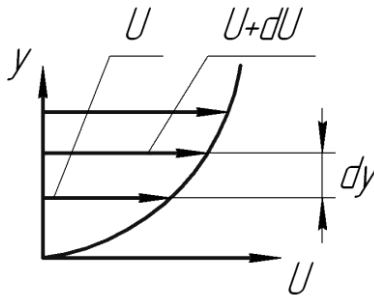


Рисунок 1.1 – Розподіл швидкостей за течії в'язкої рідини

Градієнт швидкості $\frac{du}{dy}$ характеризує інтенсивність зсуву рідини в даній точці, коефіцієнт μ – в'язкість краплинних рідин, що має розмірність $H \cdot c/m^2$ ($Па \cdot c$).

На практиці частіше користуються коефіцієнтом кінематичної в'язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.11)$$

Його вимірюють у m^2/c . Для води за $t = 4^\circ C$ $\nu = 1,57 \cdot 10^{-6} m^2/c$.

У технічній системі в'язкість вимірюють у cm^2/c ; $1 cm^2/c$ називається стоксом (ст) – $1ст = 10^{-4} m^2/c$.

Кінематична в'язкість рідини в разі підвищення температури монотонно зменшується. Для практичних розрахунків для визначення в'язкості можна застосовувати формулу

$$\nu = \nu_0 e^{-\alpha(t-t_0)}, \quad (1.12)$$

де ν_0 – в'язкість за температури t_0 ; α – коефіцієнт, що залежить від температури (наприклад, для мастила $\alpha = 0,025-0,035$).

У гідравліці для теоретичних міркувань та висновків Л. Ейлер запропонував поняття *ідеальної рідини*. Це умовно нев'язка рідина, що не стискається і не розширюється, в цій рідині відсутні сили тертя.

Ця рідина введена для полегшення розв'язування багатьох задач інженерної гідравліки. При переході до реальної (в'язкої) рідини в теоретичні залежності вводять поправкові коефіцієнти.

Контрольні питання

- 1 Що таке рідина?
- 2 Що належить до крапельних рідин?
- 3 Поняття густини рідини. Її розмірність.
- 4 Поняття питомої ваги. Її розмірність.
- 5 Чим характеризується температурне розширення рідини?
- 6 Що таке об'ємне стиснення рідини? Чим воно визначається?
- 7 Поняття пружності рідини. Її розмірність.
- 8 Поняття в'язкості рідини.
- 9 Який зв'язок між динамічною і кінематичною в'язкістю?
- 10 Чи існує залежність між в'язкістю рідини та її температурою?

2 ГІДРОСТАТИКА

2.1 Сили, що діють у рідині, яка перебуває в стані спокою. Тиск і його властивості

Гідростатика – це розділ гідравліки, в якому розглядають закони *рівноваги рідини* та їх практичне застосування.

На рідину в стані спокою діють дві категорії сил: *масові (об'ємні) та поверхневі*. Масовими є сили, пропорційні масі рідини, – це *сили тяжіння, сили інерції, відцентрові сили*.

Поверхневі сили – це сили, що діють на поверхні рідини (величина їх пропорційна площі поверхні). До поверхневих сил можна віднести *силу тиску поршня, силу атмосферного тиску, силу тиску шарів рідини* та ін.

У гідромеханіці масові й поверхневі сили розглядають як одиничні сили, тобто віднесені до одиниці маси або площі. Якщо сила є добутком маси на прискорення, то одинична масова сила буде дорівнювати прискоренню, а одинична поверхнева сила – напруженню. У рідинах, що перебувають у стані спокою, дотичні напруження будуть дорівнювати нулю.

Розглянемо рідину в стані спокою. З поверхневих сил на нею діють лише сили тиску. Сили тиску на зовнішній поверхні об'єму рідини завжди спрямовані всередину і, отже, є стискальними. Стискальне напруження, що виникає всередині рідини, яка перебуває у стані спокою, називається *гідростатичним тиском*.

Розглянемо деякий об'єм рідини (рис. 2.1), що перебуває в рівновазі під дією зовнішніх сил.

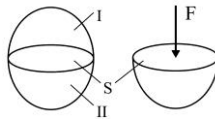


Рисунок 2.1 – Схема рівноваги об'єму рідини

Розділимо його умовно на дві площини S . Відкинемо верхню частину об'єму і замінимо його дію силою F (силою гідростатичного тиску). Відношення нормальної сили F до площі S , на яку діє ця сила, називається тиском p :

$$p = \frac{F}{S}. \quad (2.1)$$

Гідростатичний тиск має такі властивості:

а) на будь-яку поверхню тиск діє перпендикулярно, тобто по нормалі;

б) значення тиску в будь-якій точці рідини однакові в усіх напрямках.

У системі СІ тиск вимірюють у паскалях (Па), $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$, у технічній системі застосовують одиницю тиску – технічну атмосферу (ат):

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс} / \text{см}^2 = 98100 \text{ Н} / \text{м}^2 = 98100 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}.$$

2.2 Диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера)

Рівняння дійсні для ідеальної рідини (це умовно нев'язка рідина, що не стискається і не розширюється).

Розглянемо умову рівноваги рідини (рис. 2.2).

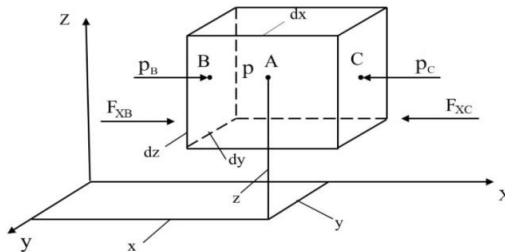


Рисунок 2.2 – Схема дії сил на елементарний паралелепіпед

У просторі досліджуваної рідини вибираємо систему координат і фіксуємо довільну точку А з координатами $(x; y; z)$. Біля точки А виділимо нескінченно малий паралелепіпед із сторонами dx, dy, dz . Позначимо тиск у точці А через p . Виділений паралелепіпед буде зберігати стан спокою або рівноваги за умови, якщо сума проєкцій усіх діючих сил на координатні осі буде дорівнювати нулю.

На паралелепіпед будуть діяти масові сили (*сила тяжіння, сила інерції*) і поверхневі сили (*сили тиску*).

Позначимо проєкції одиничних масових сил на координатні осі через X, Y, Z .

Проєкції всіх масових сил на вісь x

$$dQ_x = Xdm, \quad (2.2)$$

де dm – маса об'єму рідини.

Маса елементарного паралелепіпеда

$$dm = \rho dx dy dz.$$

Тоді проєкція масових сил на вісь x

$$dQ_x = X \rho dx dy dz. \quad (2.3)$$

Визначимо силу гідростатичного тиску, що діє на грані паралелепіпеда. Позначимо тиск у точках В і С через p_B і p_C . Будемо вважати, що в рідкому середовищі тиск змінюється за лінійним законом. У точках В і С тиск відрізняється від тиску p у точці А і залежить від координат цих точок.

Тиск у точці В буде дорівнювати

$$p_B = p - \frac{dx}{2} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (2.4)$$

де $\frac{\partial p}{\partial x}$ – градієнт (зміна) тиску вздовж осі x .

Тиск у точці С

$$p_C = p + \frac{dx}{2} \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (2.5)$$

Оскільки площі паралелепіда дуже малі, тиски в точках В і С можна розглядати як середні гідростатичні тиски.

Визначимо сили тиску, що діють на грані паралелепіеда.

Сили тиску на ліву грань

$$F_{XB} = dydz \left(p - \frac{dy}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \right). \quad (2.6)$$

Сили тиску на праву грань

$$F_{XC} = dydz \left(p + \frac{dx}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \right). \quad (2.7)$$

Запишемо рівняння рівноваги всіх сил, що проєктуються на вісь x :

$$F_{XB} - F_{XC} + dQ_x = 0. \quad (2.8)$$

Підставимо значення сил у рівняння (2.8):

$$dydz \left(p - \frac{dx}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \right) - dydz \left(p + \frac{dx}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + X \rho dx dy dz = 0. \quad (2.9)$$

Аналогічні рівняння можна записати для осей y і z . Складемо систему рівнянь для трьох координат і розділимо ці рівняння відповідно на $\rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz$ та перетворимо. Після цього одержимо систему рівнянь:

$$\begin{aligned}
 X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= 0; \\
 Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} &= 0; \\
 Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{2.10}$$

Рівняння (2.10) – це диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера).

Для практичного користування необхідно замість системи рівнянь одержати одне еквівалентне їм рівняння. Для цього помножимо кожне рівняння відповідно на dx, dy, dz . Склавши всі три рівняння, одержимо

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = 0. \tag{2.11}$$

Вираз у дужках є повним диференціалом тиску, тобто функції $p(x, y, z)$. Після підстановки і перетворень одержимо:

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz). \tag{2.12}$$

Рівняння (2.12) – це *основне диференціальне рівняння рівноваги рідини*.

Одержане рівняння виражає збільшення тиску dp за зміни координат на dx, dy, dz у разі рівноваги рідини.

2.3 Основне рівняння гідростатики

Розглянемо рівновагу рідини в резервуарі (рис. 2.3), якщо на рідину діє лише одна масова сила – *сила тяжіння*.

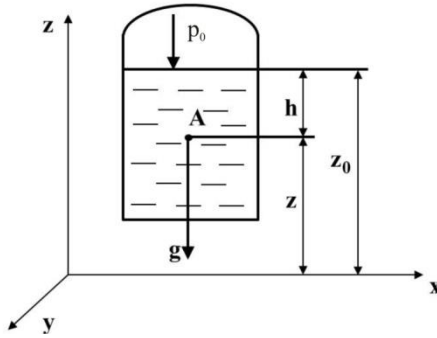


Рисунок 2.3 – Схема рівноваги рідини

На рідину діє також тиск p_0 навколишнього середовища. Стан рідини, що перебуває в рівновазі, описує таке рівняння:

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz), \quad (2.13),$$

де dp – повний диференціал тиску; X, Y, Z – проекції одиничної масової сили на координатні осі; dx, dy, dz – зміна координат точки.

Якщо на рідину діє лише сила тяжіння, то $X = Y = 0$, а $Z = -g$.

Після інтегрування можна записати

$$dp = -\rho g dz . \quad (2.14)$$

Для цього випадку основне рівняння рівноваги рідини має вигляд

$$p = -\rho g z + C, \quad (2.15)$$

або

$$\frac{p}{\rho g} + z = const, \quad (2.16)$$

де p – тиск у точці А, розміщеній на висоті z від горизонтальної площини порівняння.

Рівняння (2.16) виражає розподіл тиску в рідині, що перебуває в стані спокою.

Для визначення постійної інтегрування підставимо параметри вільної поверхні, для якої за $z = z_0$, $p = p_0$.

Підставимо в рівняння та одержимо:

$$\frac{p}{\rho g} + z = \frac{p_0}{\rho g} + z_0. \quad (2.17)$$

Звідси знаходимо

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z). \quad (2.18)$$

Замінімо $z_0 - z = h$,

де h – глибина розміщення точки А.

Після цього маємо

$$p = p_0 + \rho gh. \quad (2.19)$$

Рівняння (2.19) – це друга форма запису основного рівняння гідростатики.

Згідно з цим рівнянням тиск p у довільній точці нерухомої рідини дорівнює сумі тисків – тиску p_0 на вільній поверхні й тиску ρgh від ваги стовпа рідини висотою h .

Величина p_0 є однаковою для всіх точок об'єму рідини. Тому можна стверджувати, що тиск, прикладений до зовнішньої поверхні рідини, передається всім точкам цієї рідини і за всіма напрямками однаково. Це закон Паскаля.

2.4 Закон Паскаля та його застосування в техніці

На законі Паскаля побудований принцип дії деяких гідравлічних пристроїв: гідравлічного преса, гідравлічного акумулятора, мультиплікатора тиску та ін.

Розглянемо деякі з них.

1 Гідравлічний прес

Гідравлічний прес складається з двох камер А і В, з'єднаних трубопроводом (рис. 2.4). У кожній камері є поршні. У меншій поршень Π_1 із площею S_1 , у більшій – Π_2 із площею S_2 .

До поршня Π_1 за допомогою важеля прикладена сила F_1 .

Тиск, що виникає під поршнем, дорівнює $p = \frac{F_1}{S_1}$. За законом

Паскаля тиск p передається однаково усім точкам рідини, зокрема, й на поверхню поршня Π_2 .

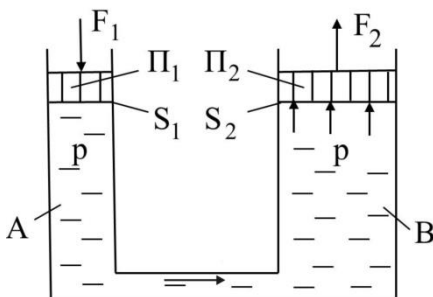


Рисунок 2.4 – Схема гідравлічного преса

У цьому разі створюється сила F_2 :

$$F_2 = pS_2. \quad (2.20)$$

Силу F_2 називають *пресовою*. Вона може пресувати тіло або піднімати його вгору.

З урахуванням (2.20) пресова сила дорівнює

$$F_2 = \frac{F_1 \cdot S_2}{S_1} . \quad (2.21)$$

Тобто сила F_2 у стільки разів більша від сили F_1 , прикладеної до меншого поршня, в скільки разів площа S_2 більша від площі S_1 . Підбиранням площ S_1 і S_2 можна одержати необхідне збільшення сили F_2 .

Гідравлічний прес застосовують під час обробки металів тиском (пресування, штампування).

2 Гідравлічний акумулятор

Гідравлічний акумулятор (рис. 2.5) служить для акумулювання, тобто накопичення енергії. Його застосовують у тих випадках, коли необхідно виконати короткочасну роботу, наприклад, підняти великий вантаж, відкрити або закрити ворота шлюзів та ін.

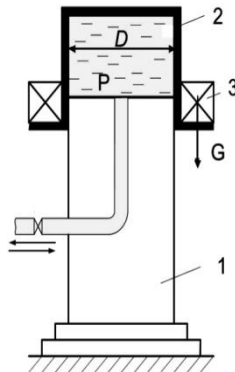


Рисунок 2.5 – Схема гідравлічного акумулятора

Гідравлічний акумулятор складається з плунжера 1, розміщеного в циліндрі 2, що піднімається разом із вантажем 3 у разі *зарядження* акумулятора (нагнітання рідини в циліндр). У разі *розрядження* акумулятора циліндр, зісковзуючи по

плунжеру, рухається вниз, і рідина під тиском подається до споживача.

У разі *зарядження* акумулятора циліндр піднімається вгору, сила тертя буде спрямована вниз.

Тиск під час зарядження визначимо з рівняння

$$G + F_m - F_1 = 0, \quad (2.22)$$

де G – вага вантажу;

F_m – сила тертя;

F_1 – сила тиску.

Сила тиску на поршень дорівнює

$$F_1 = p_1 \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2.23)$$

де D – діаметр поршня.

Після підстановки в рівняння (2.22) одержимо

$$G + F_m - p_1 \frac{\pi D^2}{4} = 0. \quad (2.24)$$

З рівняння (2.24) визначають тиск p_1 під час *зарядження акумулятора*:

$$p_1 = \frac{4(G + F_m)}{\pi D^2}. \quad (2.25)$$

У разі *розрядження* акумулятора циліндр рухається вниз, сила тертя спрямована вгору. Рівняння рівноваги циліндра набирає вигляду

$$G - F_m - F_2 = 0, \quad (2.26)$$

де F_2 – сила тиску на поршень під час розрядження акумулятора

$$\left(F_2 = p_2 \frac{\pi D^2}{4} \right).$$

Тоді

$$G - F_m - F_2 \frac{\pi D^2}{4} = 0. \quad (2.27)$$

Звідси тиск p_2 у разі розрядження акумулятора

$$p_2 = \frac{4(G - F_m)}{\pi D^2}. \quad (2.28)$$

3 Гідравлічний мультиплікатор

Гідравлічний мультиплікатор (рис. 2.6) дозволяє підвищити тиск у рідині. Мультиплікатор складається з циліндрів 1, 2 і поршня 3. Поршень має площу зліва S_1 , а справа – S_2 . Тиск у лівій порожнині мультиплікатора буде більшим, ніж у правій, настільки, наскільки площа правого поршня S_2 більша від площі лівого S_1 . Підбором площ S_1 і S_2 можна одержати необхідну величину відношення тисків $\frac{p_1}{p_2}$.

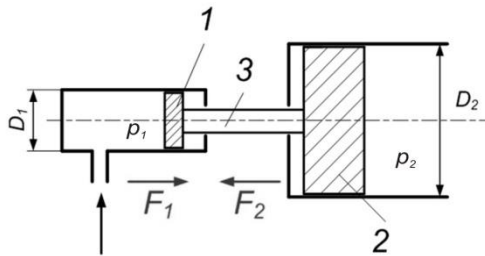


Рисунок 2.6 – Схема гідравлічного мультиплікатора

2.5 Манометричний тиск. Вакуум. П'єзометр. Вакуумметр

Вирізняють тиск *абсолютний* і *атмосферний*. Тиск у будь-якій точці рідини називається *абсолютним* $p_{абс}$ і його визначають за формулою (2.19):

$$p_{абс} = p_0 + \rho gh,$$

де p_0 – тиск на вільній поверхні рідини; ρgh – вага стовпа рідини висотою h .

Якщо тиск p відраховують від абсолютного нуля (рис. 2.7), то його називають *абсолютним*, якщо від атмосферного p_a , то – *надлишковим* p_n , або *манометричним* p_m .

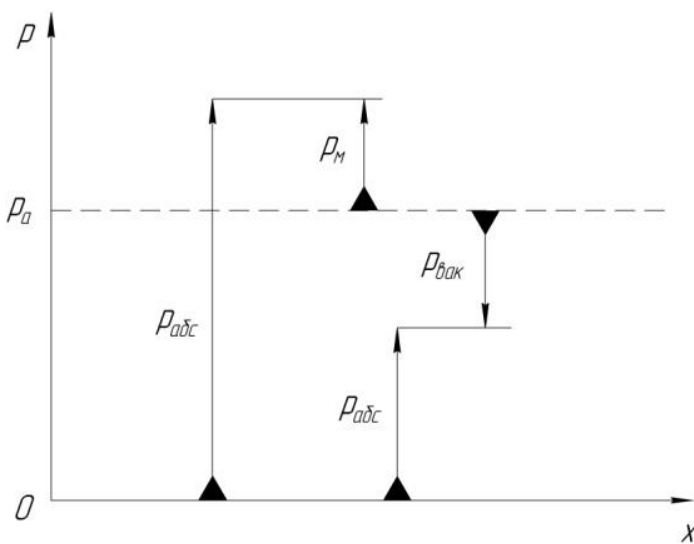


Рисунок 2.7 – Види тиску

Абсолютний тиск

$$p_{абс} = p_a + p_m \cdot \quad (2.29)$$

Вакуум – це недостача тиску до атмосферного або різниця між атмосферним та абсолютним тиском:

$$P_{\text{вак}} = P_a - P_{\text{абс}}. \quad (2.30)$$

Максимально можливий вакуум дорівнює атмосферному тиску.

Запишемо основне рівняння гідростатики:

$$\frac{P}{\rho g} + z = \text{const}.$$

Величину $\frac{P}{\rho g}$ називають *п'єзометричною висотою* h_p .

Тобто це висота, що відповідає тиску p .

Наприклад, *одній технічній атмосфері* відповідає *п'єзометрична висота для води*

$$h_p = \frac{P_a}{\rho_w g} = \frac{9,81 \cdot 10^4}{1000 \cdot 9,81} = 10 \text{ м вод. ст.} \quad (2.31)$$

П'єзометрична висота для ртуті

$$h_{pm} = \frac{P_a}{\rho_{рт} g} = \frac{9,81 \cdot 10^4}{13\,600 \cdot 9,81} = 0,735 \text{ м рт. ст.} \quad (2.32)$$

Аналогічно визначають *вакуумметричну висоту*:

$$h_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{вак}}}{\rho g}. \quad (2.33)$$

Розглянемо поняття *п'єзометричної площини*.

П'езометрична площина – це площина П-П, в усіх точках якої тиск дорівнює атмосферному (рис. 2.8).

Якщо резервуар *відкритий*, то п'езометрична площина збігається з *вільною поверхнею* рідини. Для *закритого* резервуара п'езометрична площина може бути розміщена *вище* від вільної поверхні рідини (за $p_0 > p_a$) або *нижче* від неї (за $p_0 < p_a$).

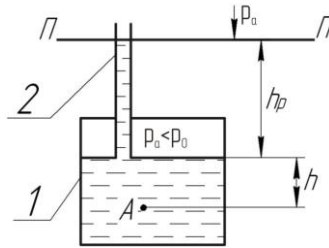


Рисунок 2.8 – П'езометрична площина

П'езометричну висоту можна визначити п'езометром. *П'езометр* – це прилад для вимірювання тиску в рідині за допомогою стовпа цієї самої рідини (рис. 2.9). Він складається з резервуара 1 і вертикальної скляної трубки 2, верхній кінець якої відкритий, а нижній – приєднаний до резервуара, в якому вимірюється тиск. За дії тиску рідина в трубці підніметься вгору на висоту h_p , показано на рисунку 2.9.

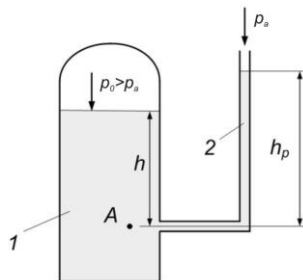


Рисунок 2.9 – П'езометр: 1 – резервуар; 2 – скляна трубка

Визначимо тиск у точці А. За основним рівнянням гідростатики тиск від дії рідини:
зліва

$$p_A = p_0 + \rho gh;$$

справа

$$p_A = p_0 + \rho gh_p .$$

Звідси визначимо п'єзометричну висоту

$$h_p = \frac{p_0 - p_a}{\rho g} + h, \quad (2.34)$$

де h – глибина занурення точки А.

За величиною h_p можна визначити тиск p_0 , якщо резервуар відкритий, тобто $p_0 = p_a$ і $h_p = h$.

Розглянемо рідинний вакуумметр (рис. 2.10) і визначимо тиск на площині I-I.

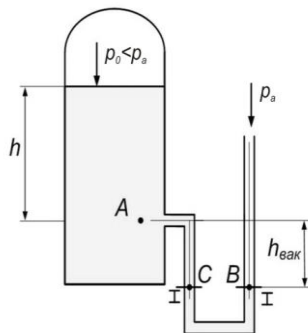


Рисунок 2.10 – Вакуумметр

Тиск зліва

$$p_{I-I} = p_0 + \rho gh + \rho gh_{\text{вак}}.$$

Тиск справа

$$p_{I-I} = p_a.$$

Прирівнюємо значення тисків:

$$p_0 + \rho gh + \rho gh_{\text{вак}} = p_a.$$

Визначаємо вакуумметричну висоту $h_{\text{вак}}$:

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_a - (p_0 + \rho gh)}{\rho g} = \frac{p_a - p}{\rho g} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g}, \quad (2.35)$$

де p – абсолютний тиск у точці А.

2.6 Прилади для вимірювання тиску. Епюри гідростатичного тиску

2.6.1 Прилади для вимірювання тиску

Для вимірювання тиску використовують *рідинні* (барометр, п'езометр, манометр, вакуумметр, дифманометр) та *механічні* (пружинні й мембранні) прилади: манометри, вакуумметри і мановакуумметри. Крім механічних, користуються електричними приладами. Розглянемо деякі з них.

1 Барометр

Барометр (рис. 2.11) складається з відкритої чашки, заповненої ртуттю, та скляної трубки, верхній кінець якої запаятий, а нижній – опущений у чашку під рівень ртуті.

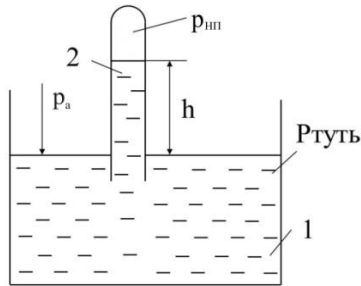


Рисунок 2.11 – Барометр: 1 – чашка із ртуттю; 2 – скляна трубка

Визначимо тиск p_a .

У верхній частині трубки повітря відсутнє, тому в ній діє тиск насиченої пари $p_{нп}$. Значення атмосферного тиску обчислюють за формулою

$$p_a = p_{нп} + \rho_{рт}gh, \quad (2.36)$$

де $p_{нп}$ – тиск насиченої пари; $\rho_{рт}$ – густина ртуті; h – висота підняття ртуті в скляній трубці.

У формулі (2.36) не врахована поправка на капілярність.

2 Диференціальний манометр

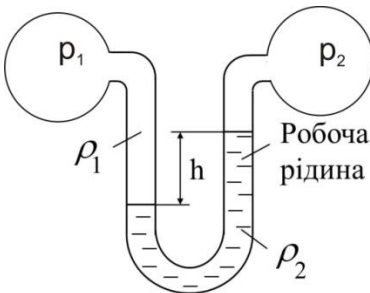


Рисунок 2.12 – Диференціальний манометр

Диференціальний манометр (рис. 2.12) використовують для вимірювання різниці тисків у двох резервуарах або різниці тисків у двох точках одного й того самого резервуара.

Диференціальний манометр – це U-подібна трубка, заповнена робочою рідиною.

Кожний із кінців трубки приєднаний до точок, між якими необхідно виміряти різницю тисків Δp , яку визначають за формулою

$$p_1 - p_2 = \Delta p, \quad (2.37)$$

або

$$\Delta p = \rho gh, \quad (2.38)$$

де h – різниця рівнів рідини в трубках.

Формулу (2.38) використовують у разі, якщо рідина в резервуарах однакова. Якщо рідини в резервуарах різні, то різницю тисків визначають за іншою формулою:

$$\Delta p = gh(\rho_2 - \rho_1), \quad (2.39)$$

де ρ_1 і ρ_2 – густина рідини відповідно у першому й другому резервуарах.

Необхідно відзначити, що диференціальні манометри використовують у тих випадках, коли абсолютні тиски в точках вимірювання великі, а різниця тисків мала.

3 Пружинний манометр

Рідинні прилади застосовують для вимірювання порівняно невеликих тисків. Під час вимірювання тисків більше ніж 0,02—0,03 МПа використовують механічні прилади. Найбільш поширеними є пружинні манометри.

Пружинний манометр (рис. 2.13) складається з корпусу 5, пружної манометричної трубки 4, передавального механізму 3, стрілки 2 та шкали 1. Рідина під тиском надходить у штуцер 6, потім – у трубку. За дії тиску пружина розпрямляється. Рух кінця пружини через передавальний механізм передається стрілці, яка на шкалі показує величину тиску.

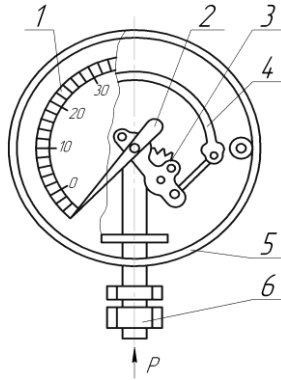


Рисунок 2.13 – Пружинний манометр

2.6.2 Епюри гідростатичного тиску

Запишемо основне рівняння гідростатики:

$$p = p_0 + \rho gh.$$

Це рівняння є *рівнянням прямої лінії* $y = kx + b$, в якому $b = p_0$; $x = h$, а p_0 – тиск на поверхні рідини. Згідно з цим рівнянням тиск у рідині змінюється за лінійним законом, а епюри тисків на плоску поверхню мають форму трикутників або трапецій (рис. 2.14 а, б, в).

Тиск буде змінюватися залежно від глибини занурення точки. У відкритому резервуарі *надлишковий (манометричний)* тиск на поверхні дорівнює $p_0 = 0$, на дні буде $p = \rho gh$.

Епюра від надлишкового тиску має форму трикутника (рис. 2.14 а). Якщо врахувати атмосферний тиск p_0 на поверхні рідини, то абсолютний тиск у точці В на глибині h буде дорівнювати $p_0 + \rho gh$. Епюра тиску набирає форми трапеції (рис. 2.14 б). Аналогічна епюра тисків буде для похилої стінки АВ, розміщеної похило (рис. 2.14 в).

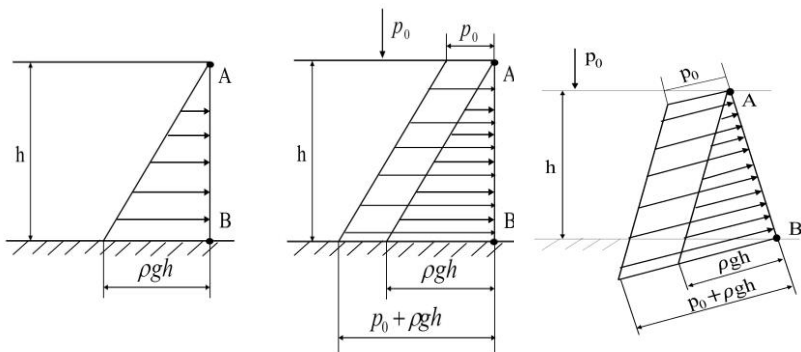


Рисунок 2.14 – Епюри тисків на плоску поверхню АВ:

а – від надлишкового тиску; б – від абсолютного тиску; в – від надлишкового тиску на похилу стінку

2.7 Сила тиску рідини на плоску та криволінійну поверхні. Закон Архімеда

2.7.1 Сила тиску рідини на плоску поверхню

Визначимо силу тиску на плоску стінку АВ, занурену в рідину і нахилену під кутом α (рис. 2.15). Вісь Y – лінія, що збігається з проекцією фігури АВ на площині креслення. Точка O – це точка перетинання цієї лінією вільної поверхні рідини.

Візьмемо на стінці нескінченно малу смужку $d\omega$, занурену на глибину h . З основного рівняння гідростатики абсолютний тиск в області нескінченно малої смужки дорівнюватиме

$$p = p_0 + \rho gh,$$

де p_0 – тиск на вільній поверхні рідини.

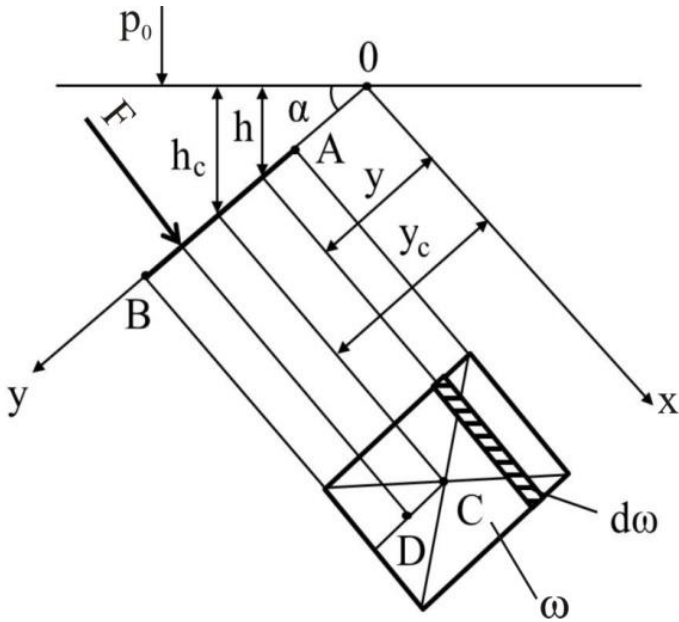


Рисунок 2.15 – Схема для визначення сили тиску на плоску поверхню

Визначимо елементарну силу тиску, що діє на нескінченно малу площину $d\omega$:

$$dF = p d\omega = (p_0 + \rho g h) d\omega. \quad (2.40)$$

Ураховуючи, що $h = y \sin \alpha$, маємо

$$dF = (p_0 + \rho g y \sin \alpha) d\omega. \quad (2.41)$$

Для визначення повної сили F проінтегруємо одержаний вираз на всій площині ω :

$$F = \int_{\omega} p_0 d\omega + \int_{\omega} \rho g y \sin \alpha d\omega = p_0 \omega + \rho g \sin \alpha \int_{\omega} y d\omega. \quad (2.42)$$

Інтеграл $\int_{\omega} y d\omega$ є статичним моментом площі стінки АВ відносно осі ОХ і дорівнює добутку цієї площі на координату її центра ваги (точка С), тобто

$$\int_{\omega} y d\omega = \omega y_c, \quad (2.43)$$

де y_c – відстань від центра ваги С плоскої стінки до осі ОХ.
Глибина занурення центра ваги h_c плоскої стінки

$$h_c = y_c \sin \alpha. \quad (2.44)$$

Отже,

$$F = p_0 \omega + \rho g \sin \alpha \cdot y_c \omega = \omega (p_0 + \rho g h_c) = F_0 + F_p, \quad (2.45)$$

де F_0 і F_p – сили від зовнішнього тиску і ваги рідини.

Сила F_0 від зовнішнього тиску p_0

$$F_0 = p_0 \omega. \quad (2.46)$$

Сила F_p від ваги рідини

$$F_p = \rho g h_c \omega. \quad (2.47)$$

Повна сила тиску

$$F = (p_0 + \rho g h_c) \omega. \quad (2.48)$$

Тобто сила від сумарного абсолютного тиску, що діє на плоску стінку, занурену в рідину, дорівнює добутку площі фігури на величину абсолютного тиску в її центрі ваги.

2.7.2 Центр тиску

Центр тиску – це точка прикладання рівнодійної сили тиску. Відомо, що зовнішній тиск p_0 передається всім точкам рідини однаково, тому сила F_0 буде прикладена в центрі ваги плоскої стінки АВ (точка С). Сила від надлишкового гідростатичного тиску F_p розподіляється по площі фігури нерівномірно, збільшуючись із глибиною занурення, і буде знаходитися нижче від точки С.

Сумарна сила F буде прикладена в центрі тиску (точка Д), координату якого визначають за формулою

$$y_D = y_C + \frac{I_0}{y_C \omega}, \quad (2.49)$$

де I_0 – момент інерції плоскої стінки відносно центра осі, що проходить через центр ваги плоскої фігури.

Момент інерції для прямокутника

$$I_0 = \frac{bh^3}{12}, \quad (2.50)$$

де b – ширина; h – висота фігури.

Для кола діаметром d

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{64}. \quad (2.51)$$

2.7.3 Сила тиску рідини на дно посудини

Припустимо, що є три посудини: А, В і С (рис. 2.16). Форма посудин різна, але площа їх дна однакова.

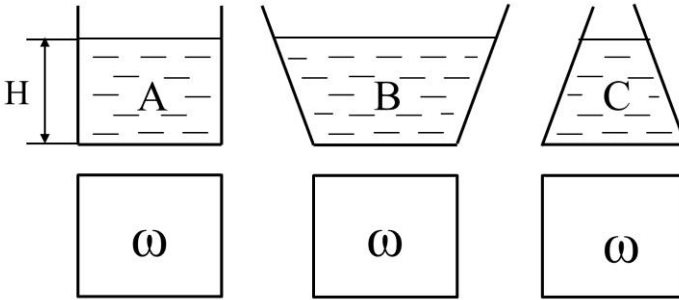


Рисунок 2.16 – Сила тиску на дно посудини

Оскільки площа дна кожної посудини однакова, то сила тиску, що діє на дно кожної посудини, буде також однаковою:

$$F_A = F_B = F_C = \omega \rho g H. \quad (2.52)$$

Таким чином, сила тиску на дно посудини не залежить від її форми, а залежить лише від площі дна і глибини рідини в посудині.

Це положення в гідравліці називають *гідростатичним парадоксом*.

2.7.4 Сила тиску на криволінійну поверхню

Візьмемо циліндричну поверхню АВ, занурену в рідину (рис. 2.17).

Рівнодійна сила тиску F рідини на криволінійну поверхню складається з горизонтальної F_2 та вертикальної F_v складових:

$$F = \sqrt{F_2^2 + F_6^2} . \quad (2.53)$$

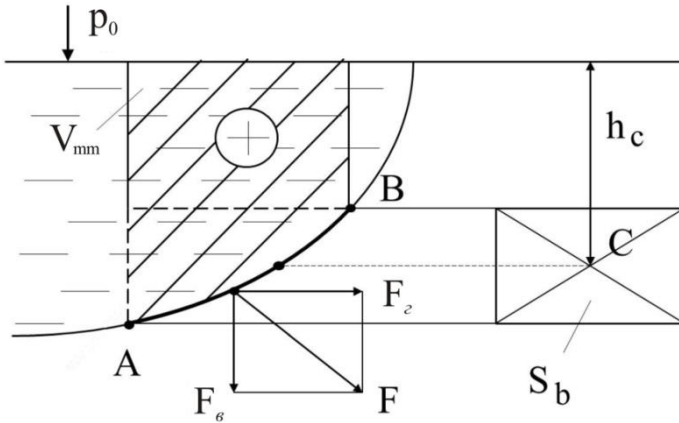


Рисунок 2.17 – Сила тиску рідини на циліндричну поверхню

Горизонтальна складова F_2 дорівнює силі тиску рідини на вертикальну проєкцію цієї поверхні:

$$F_2 = (p_0 + \rho g h_c) S_b , \quad (2.54)$$

де S_b – вертикальна проєкція криволінійної поверхні;

p_0 – тиск на вільній поверхні рідини;

h_c – відстань від вільної поверхні до центра ваги її вертикальної проєкції.

Вертикальна складова F_6 сили тиску дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла тиску, тобто

$$F_6 = \rho g V_{mm} , \quad (2.55)$$

де ρ – густина рідини; V_{mm} – об'єм тіла тиску.

Об'єм тіла тиску – це об'єм тіла, обмеженого криволінійною поверхнею, п'єзометричною площиною та вертикальними площинами, що проходять по контуру криволінійної поверхні.

2.7.5 Закон Архімеда

За *законом Архімеда* на тіло, занурене в рідину, діє виштовхувальна сила F_A , спрямована вгору, що дорівнює вазі рідини, витісненої тілом:

$$F_A = \rho_p g V, \quad (2.56)$$

де V – об'єм зануреної в рідину частини тіла;

ρ_p – густина рідини.

Зіставляючи вагу тіла в повітрі G та виштовхувальну силу F_A , можна виділити три випадки стану тіла в рідині:

1) якщо $G > F_A$ – *тіло потоне*;

2) якщо $G = F_A$ – *тіло плаває* всередині рідини на глибині, на яку воно занурене;

3) якщо $G < F_A$ – *тіло піднімається вгору* (причому воно впливає доти, доки вага тіла G не порівняється із силою F_A , що дорівнює вазі об'єму зануреної частини тіла).

Оскільки на тіло діє виштовхувальна сила, вага його в рідині G_p буде меншою, ніж у повітрі:

$$G_p = G \left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_m}\right), \quad (2.57)$$

де ρ_p , ρ_m – відповідно густини рідини й тіла.

Контрольні питання

- 1 Які закони розглядаються в гідростатиці?
- 2 Які сили діють на рідину в стані спокою ?
- 3 Поняття гідростатичного тиску. Його розмірність.
- 4 Що показує основне диференціальне рівняння рівноваги рідини?
- 5 Для чого використовують основне рівняння гідростатики?
- 6 Принцип дії гідравлічного преса.
- 7 Принцип дії гідравлічного акумулятора.
- 8 Принцип дії гідравлічного мультиплікатора.
- 9 Поняття абсолютного, атмосферного, надлишкового тиску і вакууму.
- 10 Що таке п'єзометрична і вакуумметрична висота?
- 11 Що таке п'єзометрична площина?
- 12 Які прилади використовують для вимірювання атмосферного, надлишкового тиску та вакууму.
- 13 У чому полягає відмінність використання механічних і рідинних манометрів?
- 14 Як визначають глибину занурення центра ваги плоскої стінки?
- 15 Як визначають силу тиску рідини на занурену плоску стінку?
- 16 Як визначають повну силу тиску на занурену плоску стінку?
- 17 Поняття центра тиску. Як визначають координату центру тиску?
- 18 Чи залежить сила тиску на дно посудини від її форми?
- 19 З яких складових складається рівнодійна сила тиску рідини на криволінійну поверхню?
- 20 Поняття об'єму тіла тиску.
- 21 Що відбудеться з тілом, зануреним у рідину, якщо його густина менша (або більша, або дорівнює) від густини рідини?

3 ОСНОВИ КІНЕМАТИКИ І ДИНАМІКИ РІДИНИ. РІВНЯННЯ ЕЙЛЕРА ТА БЕРНУЛЛІ РУХУ РІДИНИ

3.1 Види руху рідини. Основні поняття кінематики рідини

Кінематикою рідини називають розділ гідравліки, в якому вивчаються види руху рідини без урахування сил, під дією яких рідина рухається.

Динамікою рідини називають розділ, у якому вивчаються закони руху рідини залежно від діючих на рідину сил.

У гідравліці рідину розглядають суцільним середовищем, що складається з великої кількості елементарних частинок. Кожна елементарна частинка характеризується швидкістю свого переміщення V та місцевим гідравлічним тиском p .

Існують два методи вивчення руху рідини: метод *Ейлера* і метод *Лагранжа*. Згідно з методом *Ейлера* розглядають *рух різних частинок рідини*, які на даний момент часу t знаходяться в певній точці простору, а рухом конкретної частинки не цікавляться.

Водночас для часу t частинка має швидкість u , що називається *місцевою швидкістю*. У загальному вигляді місцева швидкість і тиск є функціями координат і часу:

$$u = u(x, y, z, t); p = p(x, y, z, t). \quad (3.1)$$

Метод *Лагранжа* полягає в дослідженні *руху окремих зафіксованих частинок* рідини, тобто траєкторії їх руху. Цей метод пов'язаний зі значними труднощами під час розв'язання задач гідравліки.

Рух рідини поділяють на декілька видів.

Якщо параметри рідини не змінюються з часом, то такий рух називають *усталеним (стаціонарним)*.

У протилежному разі, якщо параметри рідини змінюються з часом, рух називають *неусталеним (нестационарним)*.

Усталений рух може бути *рівномірним і нерівномірним*. Під час *рівномірного* руху швидкості в подібних точках різних перерізів однакові, за *нерівномірного* – різні.

Траєкторією називають лінію, по якій переміщуються елементарні частинки в потоці рідини.

Лінією течії називають криву, дотична до якої в кожній точці збігається з напрямком вектора швидкості рідини.

Якщо в рухомій рідині виділити дуже малий замкнений контур і через усі його точки провести лінії течії, то утвориться трубчаста поверхня, яку називають *трубкою течії*.

Частину потоку, що є всередині трубки течії, називають *елементарною струминкою*.

Елементарна струминка має такі *властивості*:

а) в усіх точках нормального перерізу струминки *швидкості однакові*, але можуть змінюватися в разі переходу від одного перерізу до іншого;

б) *бічна поверхня* елементарної струминки є *непроникною*, тобто з неї не може витікати рідина.

Переріз потоку, нормальний до кожної лінії течії, називають *живим перерізом* із площею S .

Витрата (подача) Q – це об'єм рідини, що протікає через живий переріз потоку за одиницю часу. Її визначають як суму витрат елементарних струминок, із яких складається потік:

$$Q = \int_S u dS, \quad (3.2)$$

де u – місцева швидкість у центрі перерізу елементарної струминки площею dS .

Розмірності витрати: м³/с, л/с, л/хв, м³/год.

Для практичних задач використовують поняття *середньої швидкості* потоку

$$V = \frac{Q}{S}. \quad (3.3)$$

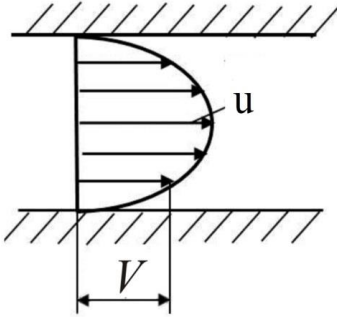


Рисунок 3.1 – Місцева u і середня V швидкості в перерізі потоку

Це умовна швидкість, однакова для всіх точок перерізу, за якої витрата потоку буде такою самою, що і за дійсних місцевих швидкостей. Розподіл швидкостей у перерізі потоку реальної рідини (рис. 3.1) буде нерівномірним у зв'язку з тим, що в результаті в'язкості виникають сили тертя між шарами рідини, і вони рухаються з різною швидкістю.

3.2 Рівняння суцільності елементарної струминки та потоку рідини

Розглянемо елементарну струминку в потоці рідини (рис 3.2). Виділимо перерізи 1–1, 2–2 та 3–3. Відповідно до другої властивості елементарної струминки з її боків не може витікати і втікати в неї рідина.

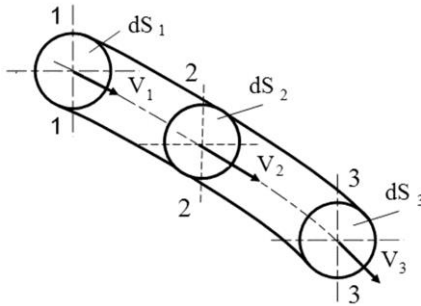


Рисунок 3.2 – Елементарна струминка рідини

Розглянемо рух рідини в елементарній струминці. За час dt через площу перерізу dS_1 втікає рідина кількістю

$$dQ_1 = dS_1 V_1 dt . \quad (3.4)$$

Аналогічно через переріз 3–3 протече та сама кількість:

$$dQ_3 = dS_3 V_3 dt . \quad (3.6)$$

Оскільки бокова поверхня елементарної струминки непроникна, то можна записати рівність витрат в усіх перерізах елементарної струминки:

$$dQ_1 = dQ_2 = dQ_3 , \quad (3.7)$$

або

$$dS_1 V_1 dt = dS_2 V_2 dt = dS_3 V_3 dt . \quad (3.8)$$

Звідси

$$dS_1 V_1 = dS_2 V_2 = dS_3 V_3 . \quad (3.9)$$

Рівняння (3.9) є рівнянням *суцільності (нерозривності)* для елементарної струминки, тобто витрата рідини в усіх перерізах елементарної струминки є *постійною*.

Аналогічне рівняння можна одержати для всього потоку рідини.

Розглянемо рух рідини в перерізах потоку (рис. 3.3). Потік рідини складається з нескінченно великої кількості елементарних струминок.

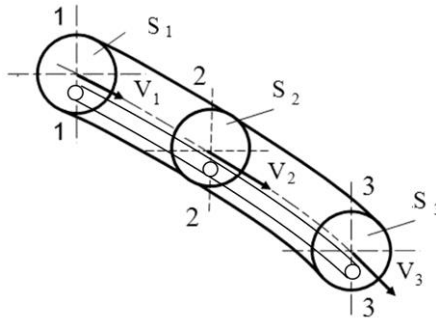


Рисунок 3.3 – Рух рідини через перерізи потоку

Скористаємося рівнянням (3.9) суцільності для елементарної струминки:

$$dS_1V_1 = dS_2V_2 = dS_3V_3.$$

Проінтегруємо це рівняння на всій площі перерізу і одержимо витрати всього потоку:

$$\int_{S_1} dS_1V_1 = \int_{S_2} dS_2V_2 = \int_{S_3} dS_3V_3. \quad (3.10)$$

Оскільки $\int_S VdS = VS$ (де V – середня швидкість), можна записати

$$S_1V_1 = S_2V_2 = S_3V_3 = const, \quad (3.11)$$

або

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = const, \quad (3.12)$$

де V_1, V_2, V_3 – середні швидкості в різних перерізах потоку;

S_1, S_2, S_3 – площі живих перерізів.

Вираз (3.12) є рівнянням суцільності, або нерозривності, для потоку.

Звідси маємо, що витрата рідини вздовж потоку є незмінною.

3.3 Рівняння Ейлера руху ідеальної рідини

У потоці ідеальної рідини візьмемо довільну точку А з координатами x, y, z . Розглянемо рух елементарного рідкого тіла у вигляді паралелепіпеда, виділеного біля цієї точки (рис. 3.4).

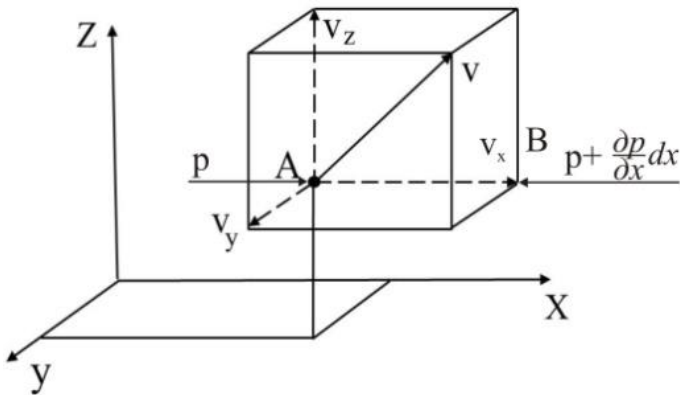


Рисунок 3.4 – Схема руху елементарного рідкого тіла

Тиск у точці А позначимо через p , швидкість руху рідини – через V , а її проекції на координатні осі – через V_x, V_y, V_z .

За аналогією з умовами рівноваги рідини на елементарний паралелепіпед будуть діяти сили тиску і масова сила, складові якої, віднесені до одиниці маси, – це прискорення і проекції їх на координатні осі, що дорівнюють X, Y, Z . Оскільки паралелепіпед рухається, на нього будуть діяти сили інерції.

Згідно з принципом Д'Аламбера тіло, що рухається рівномірно, можна розглядати як тіло, що перебуває у відносному спокої, якщо до сил, які на нього діють, додати силу інерції, спрямовану протилежно руху і таку, що дорівнює добутку маси на прискорення.

Таким чином, рідкий паралелепіпед можна розглядати таким, що перебуває у відносному спокої, якщо до діючих масових сил і сил тиску додати силу інерції.

Проекції сил інерції, віднесені до одиниці маси, – це прискорення. На координатних осях вони дорівнюють:

$$a_x = -\frac{dV_x}{dt}, \quad a_y = -\frac{dV_y}{dt}, \quad a_z = -\frac{dV_z}{dt}. \quad (3.13)$$

Знак «←» показує, що сили інерції спрямовані протилежно руху паралелепіпеда.

Раніше одержані диференціальні рівняння рівноваги рідини, що перебуває в стані спокою, мають вигляд (2.10):

$$X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0. \quad (3.14)$$

Додавши до цих рівнянь проекції прискорень, одержимо рівняння руху ідеальної рідини:

$$\begin{aligned} \frac{dV_x}{dt} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \\ \frac{dV_y}{dt} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}, \\ \frac{dV_z}{dt} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Це диференціальні рівняння руху ідеальної рідини, або диференціальні рівняння Ейлера. Вони відрізняються від

відповідних рівнянь рівноваги тим, що в лівій частині мають прискорення руху елементарного об'єму на відповідну вісь.

3.4 Рівняння Бернуллі для ідеальної рідини

Розглянемо елементарну струминку *ідеальної* рідини, що перебуває в *усталеному* русі.

Скористаємося диференціальними рівняннями руху рідини:

$$\begin{aligned}\frac{dV_x}{dt} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \\ \frac{dV_y}{dt} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}, \\ \frac{dV_z}{dt} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}.\end{aligned}$$

Помножимо перше рівняння на dx , друге – на dy , третє – на dz , складемо:

$$\begin{aligned}\frac{dV_x}{dt} dx + \frac{dV_y}{dt} dy + \frac{dV_z}{dt} dz &= \\ &= Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right).\end{aligned}\tag{3.16}$$

Оскільки

$$\frac{dx}{dt} = V_x, \quad \frac{dy}{dt} = V_y, \quad \frac{dz}{dt} = V_z,\tag{3.17}$$

то

$$dx = V_x dt, \quad dy = V_y dt, \quad dz = V_z dt.\tag{3.18}$$

Підставимо ці значення в ліву частину рівняння (3.16) і одержимо

$$\begin{aligned} \frac{dV_x}{dt} V_x dt + \frac{dV_y}{dt} V_y dt + \frac{dV_z}{dt} V_z dt = \\ = V_x dV_x + V_y dV_y + V_z dV_z = \frac{1}{2} d(V_x^2 + V_y^2 + V_z^2). \end{aligned} \quad (3.19)$$

Ураховуючи, що повна швидкість через її складові по осях координат буде

$$V^2 = V_x^2 + V_y^2 + V_z^2, \quad (3.20)$$

можна записати

$$\frac{1}{2} d(V^2) = \frac{1}{2} d(V_x^2 + V_y^2 + V_z^2). \quad (3.21)$$

У правій частині рівняння (3.16) вираз $Xdx + Ydy + Zdz$ є повним диференціалом деякої функції $U = f(t)$, частинні похідні якої дорівнюють:

$$\frac{\partial U}{\partial x} = X, \quad \frac{\partial U}{\partial y} = Y, \quad \frac{\partial U}{\partial z} = Z. \quad (3.22)$$

Цю функцію називають потенціальною, або силовою.

З урахуванням (3.22) одержимо

$$Xdx + Ydy + Zdz = \frac{\partial U}{\partial x} dx + \frac{\partial U}{\partial y} dy + \frac{\partial U}{\partial z} dz. \quad (3.23)$$

Оскільки ми розглядаємо *усталений* рух, у якому тиск p не залежить від часу t , то тричлен у дужках являє собою *повний диференціал тиску*:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = dp. \quad (3.24)$$

Отже, остаточно рівняння (3.16) можна записати у вигляді

$$\frac{1}{2} d(V^2) = dU - \frac{1}{\rho} dp, \quad (3.25)$$

або

$$\frac{1}{2} d(V^2) - dU + \frac{1}{\rho} dp = 0. \quad (3.26)$$

Одержане диференціальне рівняння встановлює зв'язок між швидкістю V , тиском p і силовою функцією U .

Проінтегруємо рівняння (3.26):

$$\frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho} - U = const. \quad (3.27)$$

Розглянемо елементарну струминку ідеальної рідини (рис. 3.5) і виділимо два перерізи: 1-1 і 2-2.

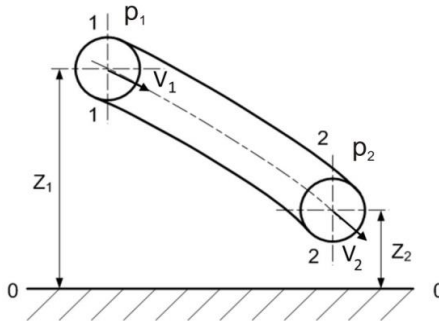


Рисунок 3.5 – Перерізи елементарної струминки ідеальної рідини

Для перерізів 1–1 та 2–2 можна записати

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} - U_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} - U_2. \quad (3.28)$$

Для часткового випадку, коли на рідину діє лише одна масова сила – сила тяжіння, $X = 0$, $Y = 0$, $Z = -g$. Тоді функція $U = -gz$ з урахуванням цього рівняння набирає вигляду

$$\frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gz = const. \quad (3.29)$$

Розділимо всі члени рівняння (3.29) на g (віднесемо до одиниці ваги рідини):

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = const. \quad (3.30)$$

Це *рівняння Бернуллі* у формі напорів для *елементарної струминки ідеальної рідини* (всі члени рівняння вимірюють у метрах).

3.5 Геометричний та енергетичний зміст складових рівняння Бернуллі

Усім складовим рівняння Бернуллі можна дати пояснення з геометричної та енергетичної точок зору.

Візьмемо елементарну струминку (рис. 3.6) і проведемо два перерізи 1–1 та 2–2, розміщені на висотах z_1 і z_2 від площини порівняння 0–0.

Установимо в центрі ваги А і В кожного перерізу п'єзометричні трубки. Внаслідок тиску рідина в кожній трубці

піднімається на висоту $h_p = \frac{p}{\rho g}$, що називається *п'єзометричною висотою*.

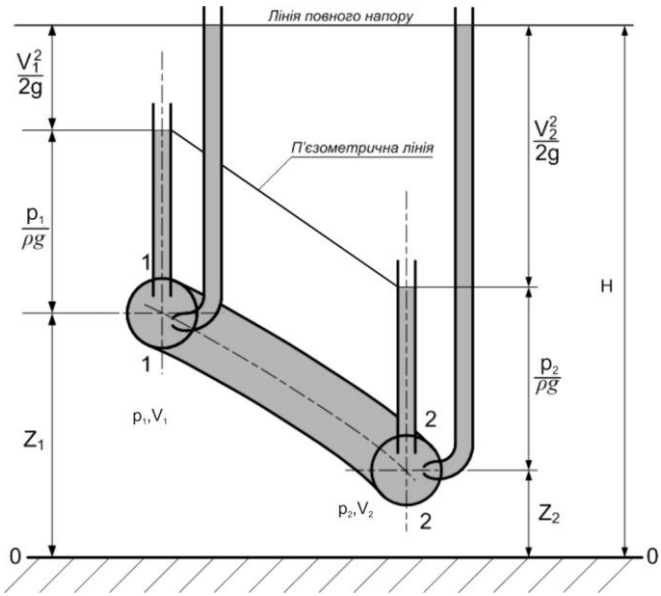


Рисунок 3.6 – Зміна п'єзометричного і швидкісного напорів уздовж струминки ідеальної рідини

Попередньо розглянемо вимірювальний прилад, який називається трубкою Піто (рис. 3.7). Це вигнута під кутом 90° трубка з наконечником меншого діаметра, ніж діаметр скляної трубки. Ця трубка служить для вимірювання швидкості в точці рідини, в якій вона поміщена.

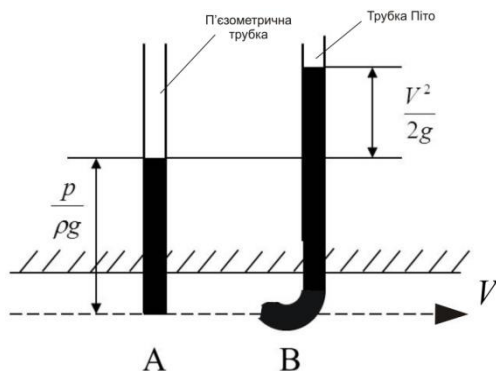


Рисунок 3.7 – Прилади для вимірювання швидкості в рідині

У трубці Піто рідина порівняно з п'езометричною трубкою додатково піднімається на висоту $\frac{V^2}{2g}$ у зв'язку з тим, що частинки рідини, які набігають на трубку зі швидкістю V , створюють додатковий тиск на нерухому рідину.

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 1–1 і 2–2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}, \quad (3.31)$$

де z – відстань від довільно вибраної горизонтальної площини до центра ваги кожного перерізу;

p – тиск у центрі ваги перерізу;

V – середня швидкість рідини в цьому перерізі.

Розглянемо складові рівняння з геометричної точки зору.

1 Величина z – це геометрична висота або напір. У гідравліці широко використовують термін «напір», під яким розуміють питому енергію.

2 Величину $\frac{p}{\rho g}$ називають п'езометричною висотою, або напором.

3 Величина $\frac{V^2}{2g}$ – це *швидкісний (динамічний) напір*.

Усю суму напорів називають *повним напором H* .

Усі члени в рівнянні Бернуллі мають *лінійну розмірність*.

Розглянемо *енергетичний зміст* рівняння Бернуллі.

З енергетичної точки зору сума трьох складових

$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g}$ є повною *питомою енергією*, тобто енергією,

віднесеною до *одиниці ваги рідини*.

Окремі складові рівняння:

1) z – питома потенціальна енергія (її величина залежить від положення центра ваги розглянутого перерізу над площею порівняння);

2) $\frac{p}{\rho g}$ – питома потенціальна енергія тиску (її значення залежить від тиску p);

3) $z + \frac{p}{\rho g}$ – питома потенціальна енергія;

4) $\frac{V^2}{2g}$ – питома кінетична енергія.

Рівнянню Бернуллі можна дати таке *фізичне трактування*.

Уздовж потоку рідини, в якій відсутні втрати енергії, повна питома енергія рідини залишається незмінною, тобто рівняня виражає *закон збереження енергії* елементарної струминки.

3.6 Рівняння Бернуллі для струминки і потоку в'язкої рідини. Коефіцієнт Коріоліса

3.6.1 Рівняння Бернуллі для струминки реальної в'язкої рідини

Розглянемо елементарну струминку реальної рідини (рис. 3.8).

Під час руху реальної рідини частина енергії потоку витрачається на подолання сил тертя між шарами рідини та між рідиною й стінками руслу. Крім того, рух рідини часто супроводжується обертанням частинок, водночас утворюються вихори, окремі шари рідини перемішуються. Це призводить до втрат енергії (напору).

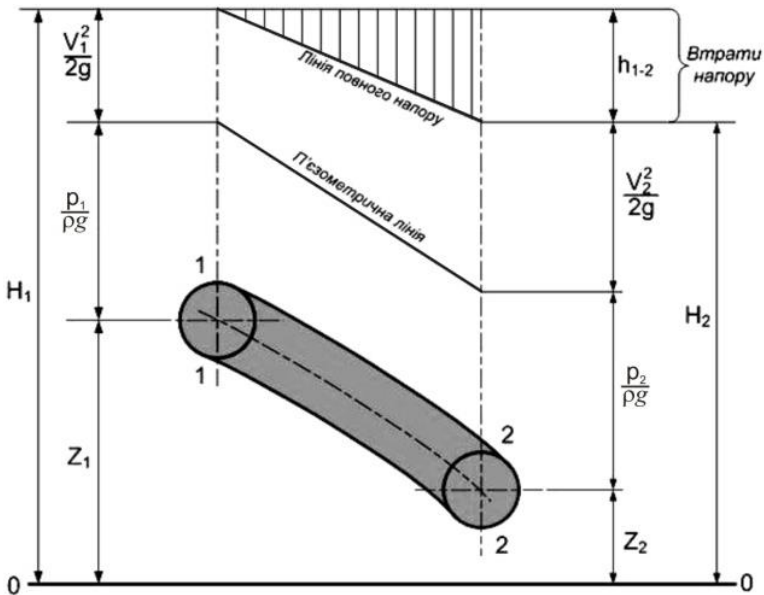


Рисунок 3.8 – Графічна ілюстрація рівняння Бернуллі для струминки в'язкої рідини

Для реальної рідини повний напір H_1 у перерізі 1–1 не дорівнює повному напору H_2 у перерізі 2–2, тобто

$$H_1 \neq H_2. \quad (3.32)$$

Повні напори в кожному перерізі

$$H_1 = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1, \quad H_2 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2. \quad (3.33)$$

Під час руху рідини в елементарній струминці від перерізу 1–1 до перерізу 2–2 відбуваються *втрати питомої енергії* (напору) h_{1-2} , що дорівнюють різниці повних напорів:

$$h_{1-2} = H_1 - H_2. \quad (3.34)$$

З урахуванням (3.33) можна записати рівняння

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (3.35)$$

Рівняння (3.35) є *рівнянням Бернуллі для струминки в'язкої рідини*.

3.6.2 Рівняння Бернуллі для потоку в'язкої рідини

Зі струминної теорії відомо, що потік рідини складається із сукупності елементарних струминок. Тому для одержання рівняння Бернуллі для потоку рідини необхідно скласти енергії всіх елементарних струминок по живому перерізу. Але в потоці в'язкої рідини величина швидкості в перерізі змінюється (рис. 3.9), і відбувається гальмування потоку внаслідок впливу в'язкості. Тому *місцеві* швидкості в будь-яких точках перерізу різні. Під час гідравлічних розрахунків беруть значення

середньої швидкості V течії потоку. Але, замінюючи дійсну швидкість на середню, ми припускаємо похибки.

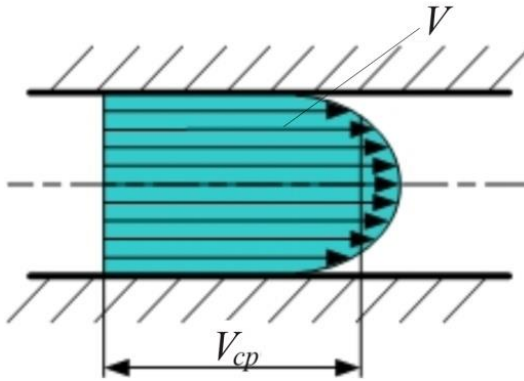


Рисунок 3.9 – Розподіл швидкості в перерізі труби

Цю похибку враховують коефіцієнтом нерівномірного розподілу швидкості по живому перерізу потоку α . Коефіцієнт α називають *коефіцієнтом кінетичної енергії*, або *коефіцієнтом Коріоліса*:

$$\alpha = \frac{K_v}{K_{v_{cp}}}. \quad (3.36)$$

Це відношення дійсної кінетичної енергії потоку до кінетичної енергії, обчисленої за середньою швидкістю.

З урахуванням коефіцієнта α рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини можна записати у вигляді

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}, \quad (3.37)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти кінетичної енергії в перерізах;

Σh_{1-2} – сумарні втрати питомої енергії (напору).

Коефіцієнт α залежить від *режиму руху* рідини ($\alpha = 2$ – для ламінарного, $\alpha = 1,05 - 1,1$; $\alpha \approx 1$ – для турбулентного).

Графічна ілюстрація рівняння наведена на рисунку 3.10.

Лінія, що з'єднує п'єзометричні напори, називається *п'єзометричною*, а та, що з'єднує повні напори, – лінією *повного напору*. Як бачимо з рисунка 3.10, уздовж потоку напори змінюються, а самі лінії є *похилими*.

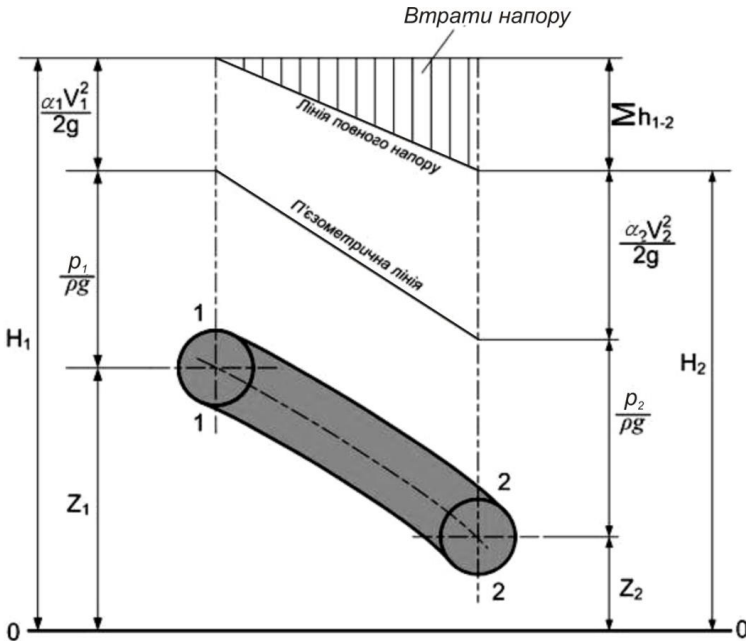


Рисунок 3.10 – Графічна ілюстрація рівняння Бернуллі для потоку в'язкої рідини

Контрольні питання

- 1 Поняття кінематики рідини.
- 2 Поняття динаміки рідини.

- 3 Поняття усталеного і неусталеного руху.
- 4 Що таке лінія течії?
- 5 Що таке трубка течії?
- 6 Що таке елементарна струминка?
- 7 Поняття живого перерізу потоку рідини.
- 8 Поняття витрати рідини. Її розмірність.
- 9 Поняття середньої швидкості потоку рідини. Її розмірність.
- 10 Що виражає рівняння нерозривності потоку рідини? За якого руху неможливе використання рівняння нерозривності?
- 11 Чим відрізняються диференціальні рівняння Ейлера від відповідних рівнянь рівноваги?
- 12 Який вигляд має рівняння Бернуллі для елементарної струминки ідеальної рідини?
- 13 Який вигляд має рівняння Бернуллі для елементарної струминки реальної рідини?
- 14 Який вигляд має рівняння Бернуллі для потоку ідеальної рідини?
- 15 Який вигляд має рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини?
- 16 Геометричний та енергетичний зміст складових рівняння Бернуллі.
- 17 Що виражає коефіцієнт Коріоліса?

4 РЕЖИМИ РУХУ РІДИНИ. МІСЦЕВІ ГІДРАВЛІЧНІ ОПОРИ

4.1 Режими руху рідини. Число Рейнольдса

Досліди показують, що в одному й тому самому трубопроводі, по якому протікає рідина, мають місце якісно різні режими руху рідини: *ламінальний* та *турбулентний*.

Зазначені вище режими під час руху рідини можна спостерігати на установці Рейнольдса (рис. 4.1). Це явище О. Рейнольдс вивчав у 1883 році.

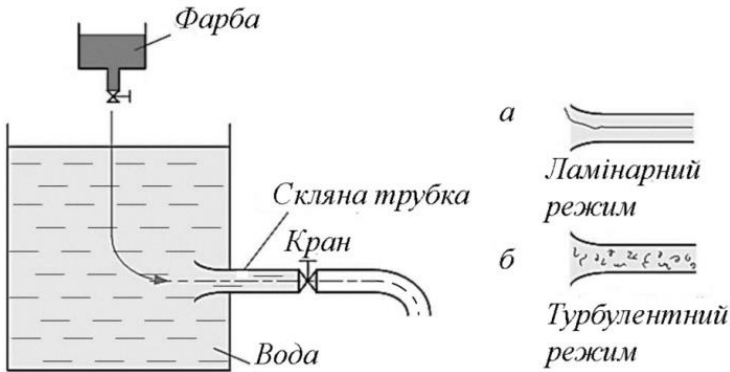


Рисунок 4.1 – Установа Рейнольдса

Розглянемо методику проведення дослідів.

Рідина з бака витікає через скляну трубку, в кінці якої встановлений кран для регулювання витрати та швидкості витікання рідини.

Якщо пустити в потік фарбу, то за малих швидкостей пофарбовані струминки рідини рухаються окремою струминкою прямолінійно, без перемішування. Такий рух називають ламинарним.

Якщо швидкість рідини в скляній трубці буде збільшуватися, то потік фарби буде розмиватись і перемішуватися з основним потоком. Струминки фарби в разі виходу з труби починають коливатися, між ними утворюються вихори, і відбувається обертальний рух рідини. Цей вид руху називають турбулентним.

Отже, ламінарним називають потік рідини, за якого частинки рідини рухаються паралельно одна одній без перемішування сусідніх шарів. Назва режиму походить від латинського «lamina», що означає шар або пластина.

Турбулентним називають потік рідини, за якого частинки рухаються хаотично, об'єм рідини перемішується, і її частинки обертаються. Водночас відбувається пульсація швидкостей і тиску. Назва цього режиму походить від латинського «turbulentus», що означає вируючий, неспокійний.

Режим руху рідини можна визначити й аналітично. Для цього використовують безрозмірний параметр – критерій або число Рейнольдса:

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (4.1)$$

де V – швидкість руху рідини;

d – діаметр трубопроводу;

ν – кінематична в'язкість.

Число Рейнольдса має певний *фізичний зміст* – це відношення *сил інерції* елементарного об'єму рідини до *сил в'язкості* на поверхні цього об'єму.

Число Рейнольдса, що відповідає швидкості переходу ламінарного режиму в турбулентний, називають *критичним* ($Re_{кр}$). Експериментально визначено, що критичне число Рейнольдса для круглих труб дорівнює $Re_{кр} = 2320$.

Одержане число Re порівнюють із критичним $Re_{кр}$ і встановлюють режим руху рідини:

а) якщо $Re < Re_{кр} = 2320$ – режим *ламінарний*;

б) у діапазоні чисел Рейнольдса $2\,320 < Re < 4\,000$ – рух несталий, тобто можна спостерігати як ламінарний, так і турбулентний рух. Ця область є першою перехідною зоною.

в) якщо $Re > 4\,000$, спостерігається сталий *турбулентний* рух.

На практиці мають місце як ламінарний, так і турбулентний рух. *Ламінарний* режим спостерігається в тонких капілярних трубках під час руху в'язкої рідини (нафти, мастила) в разі фільтрації води в шарах ґрунту.

Турбулентний рух спостерігається у водопровідних трубах, а також у трубах, по яких протікають бензин, гас, спирт та інші малов'язкі рідини.

4.2 Гідравлічні втрати (загальні відомості)

Втрати питомої енергії (напору), або *гідравлічні втрати*, залежать від форми і розмірів русла, швидкості течії та в'язкості рідини.

В'язкість рідини є першопричиною всіх гідравлічних втрат, але не завжди основною. Як показують досліди, здебільшого гідравлічні втрати пропорціональні *квадрату середньої швидкості*. Тому в гідравліці їх прийнято виражати в частках швидкісного напору $\frac{V^2}{2g}$ і визначати за формулою

$$h_{em} = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (4.2)$$

де ζ показує, яка частка або частина у швидкісному напорі належить до гідравлічних втрат.

Гідравлічні втрати можна визначити і в частках тиску (Па):

$$p_{em} = \rho gh = \zeta \frac{\rho V^2}{2}. \quad (4.3)$$

Гідравлічні втрати поділяють на два основні види: *місцеві втрати* h_m і *втрати за довжиною труби* (повдовжні втрати) $h_{тр}$.

1 *Місцеві втрати напору* зумовлені місцевими гідравлічними опорами – це ділянки труб і каналів із різкою або поступовою зміною розмірів чи форми.

Прикладом місцевих опорів (рис. 4.1) можуть бути засувка, діафрагма, дифузorz, коліно і т. ін.

Місцеві втрати напору також виражають у частках швидкісного напору.

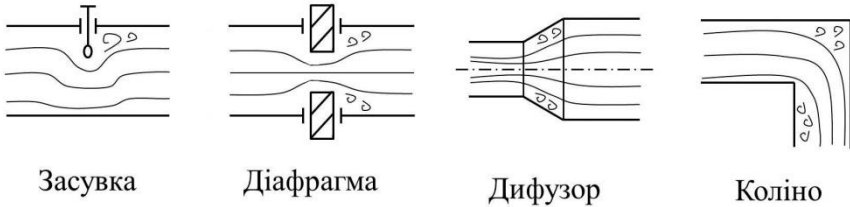


Рисунок 4.2 – Приклади місцевих опорів

Втрати напору в місцевих опорах визначають за формулою Вейсбаха:

$$h_m = \zeta_m \frac{V^2}{2g}, \quad (4.4)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору, який беруть за даними експериментів; V – швидкість руху рідини.

Кожний місцевий опір характеризується своїм коефіцієнтом опору, який можна визначити за довідником.

2 *Втрати напору на тертя за довжиною* виникають під час протікання рідини по трубах і каналах за рівномірного або нерівномірного руху.

Механізм виникнення цих втрат пов’язаний із внутрішнім тертям. У загальному випадку ці втрати залежать від довжини і

діаметра трубопроводу, властивостей рідини (в'язкості) і для різних рідин будуть різними.

Розглянемо горизонтальну ділянку труби довжиною l (рис. 4.3).

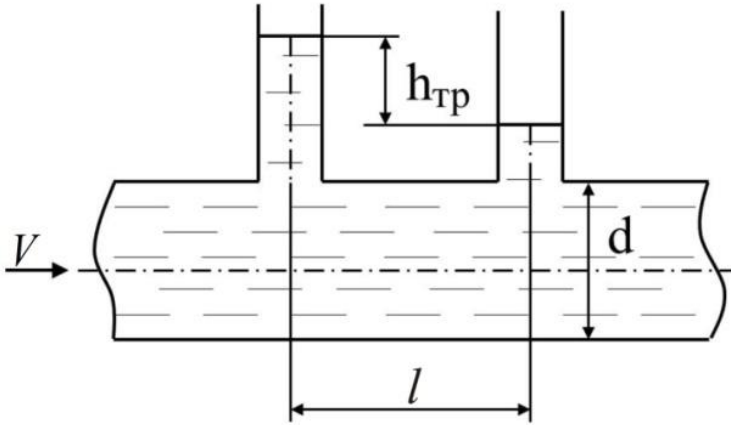


Рисунок 4.3 – Труба постійного перерізу

Для визначення поздовжніх втрат напору h_{mp} використовують формулу Дарсі – Вейсбаха:

$$h_{mp} = \lambda \frac{l V^2}{d 2g}, \quad (4.5)$$

де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі); l – довжина трубопроводу; d – діаметр; V – середня швидкість рідини в трубі.

Гідравлічний коефіцієнт тертя λ залежить від в'язкості і швидкості рідини (режиму руху) та якості поверхні трубопроводу.

4.3 Ламінарний рух рідини. Закон Пуазейля

Як відзначалося раніше, *ламінарний рух* рідини є строго упорядкованим, пошаровим, без перемішування її шарів. Теорія ламінарного руху базується на законі тертя Ньютона.

Розглянемо усталений ламінарний рух рідини в круглій трубі з внутрішнім діаметром $d = 2r_0$ (рис. 4.4).

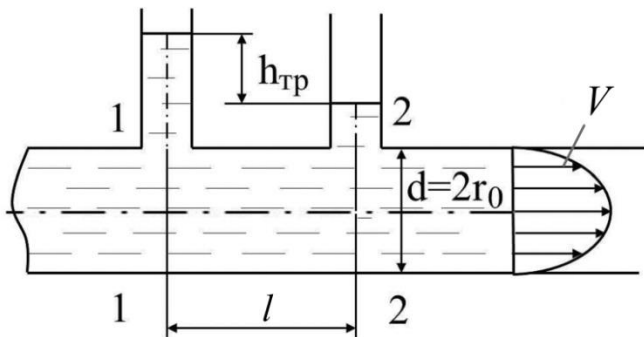


Рисунок 4.4 – Схема усталеного руху

Візьмемо горизонтальну ділянку труби, виділимо відрізок l між двома перерізами 1–1 та 2–2 і визначимо втрати на тертя.

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 1–1 і 2–2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{тр} \quad (4.6)$$

де p_1 і p_2 – тиски в перерізах.

Спростимо рівняння Бернуллі. Оскільки діаметр трубопроводу сталий $d_1 = d_2$, сталою буде і швидкість у перерізах $V_1 = V_2$. Крім того, $z_1 = z_2$.

Можна припустити, що $\alpha_1 = \alpha_2 = const$.

Теоретично визначено, що коефіцієнт кінетичної енергії в рівнянні Бернуллі для ламінарного режиму $\alpha = 2$.

Після підстановлення рівняння Бернуллі набирає вигляду

$$\frac{P_1}{2g} - \frac{P_2}{2g} = h_{mp}, \quad (4.7)$$

де h_{mp} – втрати напору на тертя за довжиною.

Звідси одержимо:

$$h_{mp} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g}, \quad (4.8)$$

або

$$h_{mp} = \frac{P_{mp}}{\rho g}. \quad (4.9)$$

Швидкість рідини в окремих точках перерізу круглої труби можна визначити за формулою Стокса:

$$v = \frac{P_{mp}(r_0^2 - r^2)}{4\mu l}, \quad (4.10)$$

де P_{mp} – втрати тиску на тертя за довжиною;

r_0 – радіус труби;

r – відстань від центра перерізу труби до точки, в якій визначають швидкість (поточний радіус).

Із формули (4.9) одержимо

$$P_{mp} = \rho g h_{mp}. \quad (4.11)$$

Розподіл швидкостей у трубі за ламінарного режиму показано на рисунку 4.5.

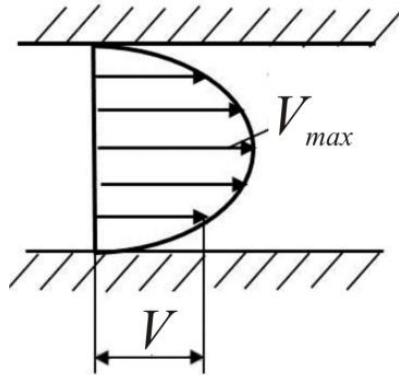


Рисунок 4.5 – Розподіл швидкостей у трубі за ламінарного режиму

Визначимо максимальне значення швидкості в трубі за умови, що $r = 0$ та $V = V_{\max}$:

$$V_{\max} = \frac{P_{mp} r_0^2}{4\mu l}. \quad (4.12)$$

Можна довести, що витрату рідини Q розраховують за формулою

$$Q = \frac{\pi P_{mp}}{8\mu l} r_0^4. \quad (4.13)$$

З урахуванням цього визначимо середню швидкість $V_{ср}$, що буде дорівнювати

$$V_{ср} = \frac{Q}{\pi r_0^2} = \frac{P_{mp} r_0^2}{8\mu l}. \quad (4.14)$$

Порівнюючи формули (4.12) і (4.14), можна визначити, що за ламінарного режиму руху рідини середня швидкість дорівнює

$$V_{cp} = 0,5V_{\max}. \quad (4.15)$$

Звідси висновок: *середня швидкість у круглій трубі за ламінарного режиму руху дорівнює половині максимальної швидкості.*

Визначимо залежність втрат напору в круглій трубі за ламінарного режиму. Для цього скористаємося формулами (4.9) і (4.14). Після відповідних перетворень одержимо

$$p_{mp} = \frac{8\mu l Q}{\pi r_0^4}. \quad (4.16)$$

Підставимо у вираз для h_{mp} :

$$h_{mp} = \frac{8\mu l Q}{\rho g \pi r_0^4}. \quad (4.17)$$

У формулу (4.17) підставимо $\mu = \nu\rho$, $r_0 = d/2$ та одержимо закон Пуазейля:

$$h_{mp} = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4}. \quad (4.18)$$

Закон Пуазейля формулюється так: за ламінарного режиму руху рідини в трубі круглого перерізу втрати напору на тертя пропорційні витраті і в'язкості у першому степені, обернено пропорціональні діаметру в четвертому степені і не залежать від характеристики поверхні стінок труби.

Зведемо формулу закону Пуазейля до вигляду формули Дарсі – Вейсбаха:

$$h_{mp} = \lambda \frac{l V^2}{d 2g}. \quad (4.19)$$

Для цього у формулі (4.18) виконаємо заміну витрати Q :

$$Q = V \frac{\pi d^2}{4}. \quad (4.20)$$

Після заміни помножимо чисельник і знаменник на V , тоді формула (4.19) матиме вигляд

$$h_{mp} = \frac{128\nu l V \pi d^2}{\pi g d^4 4} \cdot \frac{V}{V} = \frac{64\nu l V^2}{V d d 2g} \quad (4.21)$$

З урахуванням числа Рейнольдса одержимо

$$h_{mp} = \frac{64 l V^2}{Re d 2g}. \quad (4.22)$$

Зведемо до вигляду формули (4.19):

$$h_{mp} = \lambda_l \frac{l v^2}{d 2g}, \quad (4.23)$$

де λ_l – гідравлічний коефіцієнт тертя для ламінарного режиму, що дорівнює

$$\lambda_l = \frac{64}{Re}. \quad (4.24)$$

4.4 Турбулентний рух рідини

4.4.1 Структура турбулентного руху в трубі

Під час *турбулентного* руху рідина перемішується, виникають пульсації тиску, а швидкості окремих частинок рідини змінюються з часом за величиною і напрямком.

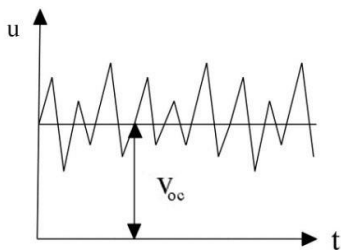


Рисунок 4.6 – Коливання швидкості за турбулентного режиму

Місцева миттєва швидкість u окремої частинки з часом коливається навколо деякого середнього значення – осередненої швидкості V_{oc} (рис. 4.6). Тобто турбулентний рух завжди є *неусталеним*, оскільки швидкості й тиск, а також траєкторія частинок рідини змінюються з часом. Однак його можна розглядати *усталеним* за умови, якщо місцева швидкість буде дорівнювати осередненій:

$$V_{oc} = \frac{1}{t} \int_0^t u dt, \quad (4.25)$$

де u – миттєва швидкість.

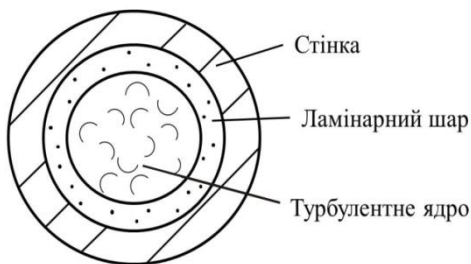


Рисунок 4.7 – Структура потоку в перерізі труби за турбулентного режиму

Розглянемо структуру потоку під час турбулентного руху рідини (рис. 4.7). Вона відрізняється від ламінарного руху рідини.

Якщо розглянути поперечний переріз потоку в трубі, то біля стінки має місце дуже тонкий *ламінарний шар*, а після невеликої перехідної зони утворюється *турбулентне ядро* потоку.

Ламінарний шар дуже тонкий і має товщину від 0,1 мм до декількох міліметрів, а всю іншу частину площі живого перерізу займає турбулентне ядро, в якому режим руху *турбулентний*.

Розподіл швидкостей у поперечному перерізі турбулентного потоку (рис. 4.8) інший, ніж ламінарного.

Під час турбулентного руху він більш *рівномірний*, а нарощування швидкості біля стінок буде більш крутим.

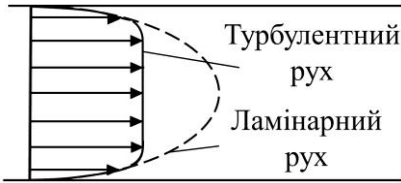


Рисунок 4. 8 – Розподіл швидкостей у поперечному перерізі труби

Коефіцієнт *Коріоліса* α для турбулентного потоку менший, ніж для ламінарного. Він залежить від числа Рейнольдса:

– для $Re = 4000$ $\alpha = 1,13$;

– для $Re = 3 \cdot 10^6$ $\alpha = 1,025$.

Для практичних обчислень можна взяти $\alpha = 1$.

4.4.2 Втрати напору на тертя в трубах.

Формула Дарсі–Вейсбаха

Під час *ламінарного* руху залежність втрат напору на тертя $h_{тр}$ близька до лінійної (рис. 4.9). Під час *турбулентного* –

втрати напору наростають більш інтенсивно, і крива близька до параболи. Через складність турбулентного руху до цього часу відсутня його суворя теорія. Здебільшого під час розрахунків використовують експериментальні дані.

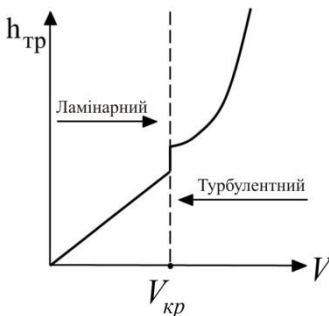


Рисунок 4.9 – Залежність втрат напору на тертя від швидкості рідини

Основною розрахунковою формулою для визначення втрат напору під час турбулентного руху є формула Дарсі – Вейсбаха:

$$h_{mp} = \lambda_m \frac{l V^2}{d 2g}, \quad (4.26)$$

де λ_t – гідравлічний коефіцієнт тертя за турбулентного режиму (коефіцієнт Дарсі).

За турбулентного режиму втрати напору пропорційні квадрату швидкості. Коефіцієнт Дарсі λ_t залежить від діаметра труби d , числа Рейнольдса Re та шорсткості труби Δ :

$$\lambda_t = f(Re, \Delta/d). \quad (4.27)$$

Під час розрахунків використовують значення еквівалентної шорсткості труби Δ_e .

Еквівалентна шорсткість Δ_e – це уявна висота виступів на внутрішній поверхні труб, яка під час обчислення спричиняє такі самі втрати напору, як і за наявності дійсних виступів.

4.4.3 Поняття про гідравлічно гладкі й шорсткі труби

Схематично можна розглянути три області гідравлічних опорів.

1 Гідравлічно гладкі труби

Якщо шорсткість труби не впливає на її опір, то трубу називають гідравлічно гладкою (рис. 4.10).

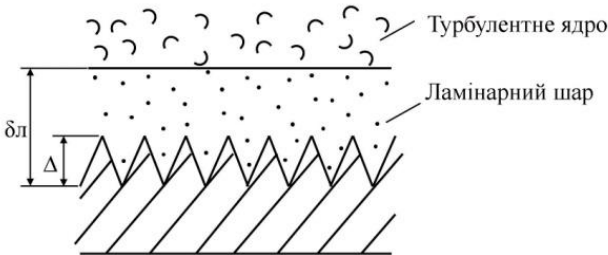


Рисунок 4.10 – Гідравлічно гладка труба

У зоні гідравлічно гладких труб число Рейнольдса набуває значення $4\,000 < Re < 10 \frac{d}{\Delta e}$.

За малих швидкостей та чисел Рейнольдса висота ламінарного шару δ_l буде більшою від висоти виступів шорсткості Δ . Турбулентне ядро потоку під час руху не торкається виступів, і шорсткість не впливає на гідравлічний опір труби. Коефіцієнт Дарсі λ_t залежить лише від числа Рейнольдса. Його обчислюють за формулою Блазіуса:

$$\lambda_m = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.28)$$

2 Гідравлічно шорсткі труби

Якщо виступи шорсткості Δ більші, ніж товщина ламінарного шару δ_l , і виступають за нього (рис. 4.11), то таку трубу називають *гідравлічно шорсткою*.

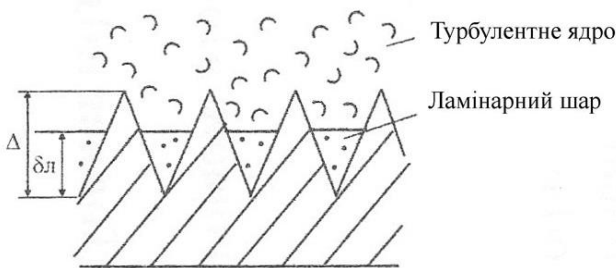


Рисунок 4.11 – Гідравлічно шорстка труба

Розглянемо дві області шорсткості: перехідну й квадратичну.

У перехідній області число Рейнольдса перебуває в діапазоні

$$10 \frac{d}{\Delta e} < Re < 500 \frac{d}{\Delta e}.$$

Зі збільшенням числа Рейнольдса висота ламінарного шару зменшується, і виступи шорсткості будуть контактувати з турбулентним ядром. На коефіцієнт Дарсі будуть впливати як шорсткість, так і число Рейнольдса. У цій зоні для визначення гідравлічного коефіцієнта тертя λ_t можна користуватися формулою Альтшуля:

$$\lambda_m = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta e}{d} \right)^{0,25}, \quad (4.29)$$

де Δe – еквівалентна шорсткість труби.

Крім того, значення λ_t можна визначити за графіками І. Нікурадзе.

У квадратичній області гідравлічно шорстких труб, тобто за $Re \geq 500 \frac{d}{\Delta e}$ ($Re \geq 10^5$), висота ламінарного шару δ_l дуже мала, тому виступи шорсткості обтікаються турбулентним ядром із вихорами. Коефіцієнт Дарсі λ_t залежить лише від шорсткості труби і його можна обчислити за формулою Шифринсона:

$$\lambda_m = 0,11 \left(\frac{\Delta e}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.30)$$

Формула Альтшуля є універсальною для всіх зон турбулентного режиму і нею можна користуватися під час обчислення λ_t в усіх областях. За малих значень числа Рейнольдса вона перетворюється на формулу Блазіуса, а за дуже великих – на формулу Шифринсона.

4.5 Місцеві гідравлічні опори. Основні види. Коефіцієнт місцевих втрат

У місцевих гідравлічних опорах унаслідок зміни конфігурації потоку на коротких ділянках змінюються швидкості руху рідини за величиною і напрямом, а також утворюються вихори. Це і є причиною місцевих втрат напору. Місцевими опорами є розширення та звуження русла, поворот, діафрагма, вентиль, кран тощо (рис. 4.12).

Втрати напору в місцевих опорах визначають за формулою (4.4).

За турбулентного режиму коефіцієнт ζ залежить в основному від виду місцевого опору, а за ламінарного – від числа Рейнольдса. Для всіх місцевих опорів цей коефіцієнт визначають експериментально.

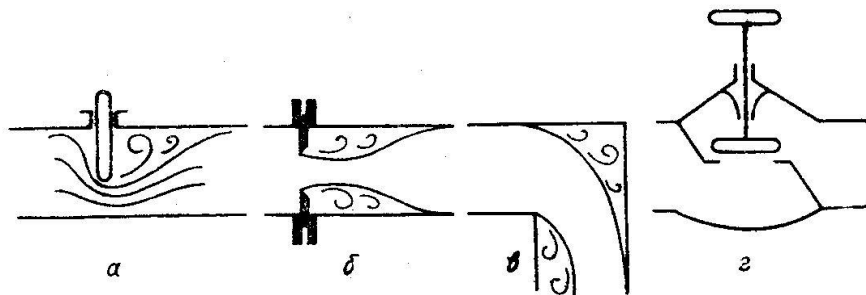


Рисунок 4.12 – Місцеві гідравлічні опори:
а – засувка; б – діафрагма; в – поворот; г – вентиль

Розглянемо деякі місцеві опори.

1 Раптове (різке) розширення труби (рис. 4.13).

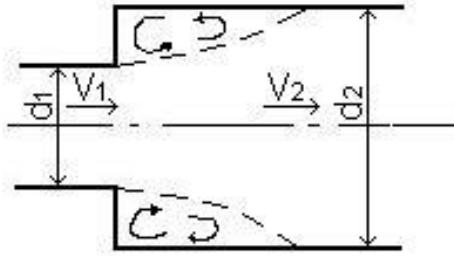


Рисунок 4.13 – Раптове розширення труби

У разі *раптового розширення труби* потік зривається з кута і поступово розширюється. Між потоком і стінкою труби утворюються вихори, які й є причиною втрат енергії. Втрати напору в цьому разі визначають за теоремою Борда:

$$h_{pp} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \quad (4.31)$$

де V_1 і V_2 – швидкість рідини перед і після раптового розширення.

Формулу (4.31) можна записати у вигляді

$$h_{pp} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g} = \zeta_{pp} \frac{V_1^2}{2g} \quad (4.32)$$

У цьому разі для швидкості V_1

$$\zeta_{pp} = \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right)^2. \quad (4.33)$$

Під час витікання рідини з труби в резервуар виникає різке розширення потоку. У цьому разі $S_2 \gg S_1$ (площа

резервуара значно більша від площі труби). Коефіцієнт втрат на виході з труби буде $\zeta_{вих} = 1$.

2 Раптове звуження труби (рис. 4. 14) приводить до менших втрат енергії, ніж раптове розширення. У цьому разі втрати напору обумовлені тертям потоку під час входу у вузьку трубу і втратами на вихороутворення. Втрати напору в разі раптового звуження труби визначають за формулою

$$h_{pz} = \zeta_{pz} \frac{V_2^2}{2g}, \quad (4.34)$$

де ζ_{pz} визначають за формулою Ідельчика:

$$\zeta_{pz} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right). \quad (4.35)$$

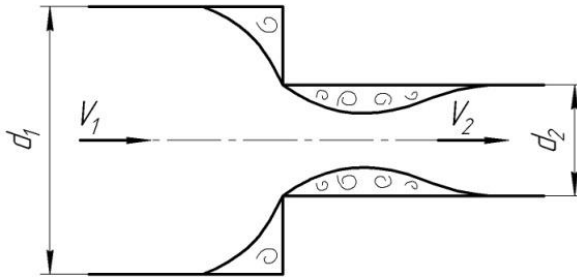


Рисунок 4.14 – Раптове звуження труби

Під час перетікання рідини з резервуара в трубу можна вважати, що $\frac{S_2}{S_1} = 0$, а коефіцієнт опору дорівнює $\zeta_{вих} = 0,5$.

3 Поступове розширення труби, або дифузор

Поступове розширення труби (рис. 4.15) називають дифузором.

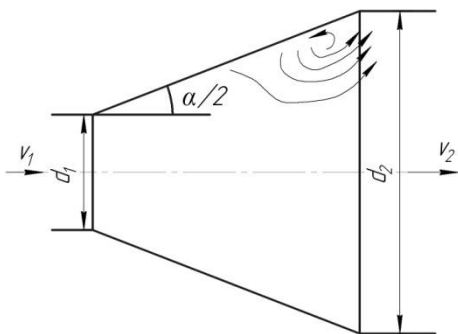


Рисунок 4.15 – Поступове розширення труби

Рух рідини в дифузори супроводжується зменшенням швидкостей і зростанням тиску, тобто перетворенням кінетичної енергії рідини на енергію тиску. Частинки рідини біля стінок мають дуже малу кінетичну енергію і не в змозі подолати зростання тиску, вони зупиняються і розпочинають рухатися зворотно. Зворотний рух спричиняє вихороутворення.

Втрати напору в дифузори умовно поділяють на втрати на тертя $h_{тр}$ і втрати на вихороутворення $h_{вих}$:

$$h_{диф} = h_{тр} + h_{вих}. \quad (4.36)$$

З іншого боку, втрати напору в дифузори розраховують за формулою

$$h_{диф} = \zeta_{диф} \frac{V_1^2}{2g}, \quad (4.37)$$

де $\zeta_{диф}$ – коефіцієнт втрат дифузора;

V_1 – швидкість руху рідини до розширення.

Коефіцієнт втрат $\zeta_{диф}$ залежить від кута розширення дифузора α .

Найменші втрати напору будуть за умови, якщо кут $\alpha = 6^\circ$.

4 Поступове звуження труби

Ділянку труби з поступовим звуженням називають конфузором (рис. 4.16). Рух рідини в конфузори

супроводжується зростанням швидкості та зменшенням тиску. У конфузорі мають місце лише втрати на тертя.

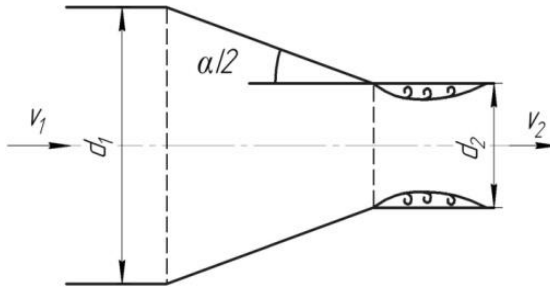


Рисунок 4.16 – Поступове звуження труби

Причини для виникнення вихороутворень (як у дифузорі) відсутні. У зв'язку з цим опір конфузора завжди менший, ніж опір такого самого дифузора.

Втрати напору в конфузорі розраховують за формулою

$$h_{\text{кон}} = \zeta_{\text{кон}} \frac{V_2^2}{2g}, \quad (4.38)$$

де $\zeta_{\text{кон}}$ – коефіцієнт втрат у конфузорі;

V_2 – швидкість рідини після звуження

5 Поворот труби

Раптовий поворот труби (рис. 4.17) спричиняє значні втрати напору, оскільки в ньому відбуваються відрив потоку і вихороутворення.

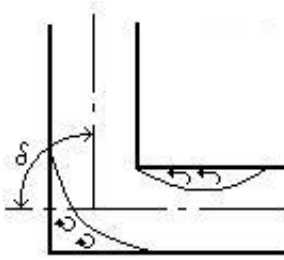


Рисунок 4.17 – Поворот труби

Втрати напору під час повороту труби визначають за формулою:

$$h_{\text{пов}} = \zeta_{\text{пов}} \frac{V^2}{2g}, \quad (4.39)$$

де $\zeta_{\text{пов}}$ – коефіцієнт втрат під час повороту труби, що залежить від кута її повороту (рис. 4.18). Якщо кут $\delta > 90^\circ$, то $\zeta_{\text{пов}} = 1$.

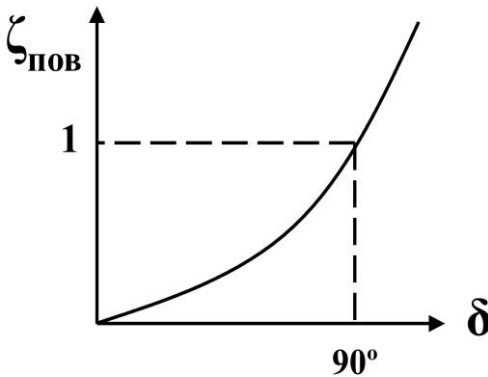


Рисунок 4.18 – Залежність коефіцієнта $\zeta_{\text{пов}}$ від кута повороту δ

Для зменшення опору поворот труби виконують поступовим – це *закруглене коліно, або відвід* (рис. 4.19). Плавність повороту труби порівняно з різким поворотом значно зменшує вихороутворення і, як наслідок, його опір. Зменшення опору тим більше, чим буде більшим відносний радіус заокруглення R/d .

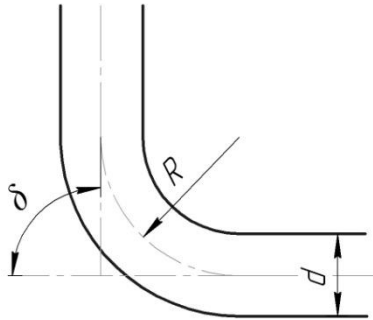


Рисунок 4.19 – Плавний поворот труби

Коефіцієнт опору $\zeta_{нов}$ залежить від відношення R/d , кута δ та обчислюється за емпіричними формулами, наведеними в довідниках.

Контрольні питання

- 1 Які існують режими руху рідини?
- 2 Фізичний зміст числа Рейнольдса.
- 3 Якому значенню відповідає критичне число Рейнольдса?
- 4 Від чого залежать гідравлічні втрати напору?
- 5 Які існують види гідравлічних втрат?
- 6 Чим зумовлені місцеві втрати?
- 7 Від чого залежать втрати на тертя?

5 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВІДІВ. ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР У ТРУБАХ

5.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів

5.1.1 Класифікація трубопроводів

Залежно від з'єднання окремих ділянок трубопроводу поділяють на *прості* та *складні*. Прості трубопроводи складаються з однієї нитки труб без бокових віток. Складний трубопровід містить декілька простих, з'єднаних послідовно, паралельно або розгалужених ділянок труб.

Залежно від кількості місцевих опорів розрізняють *короткі* та *довгі* трубопроводи. У *короткому* трубопроводі втрати напору від місцевих опорів становлять більше ніж 8 % від втрат за довжиною, в *довгому* – менше ніж 8 % (під час розрахунку таких трубопроводів місцеві втрати не враховують).

Залежно від джерела енергії руху рідини трубопроводи поділяють на *насосні* (рідину переміщує насос) та *самопливні* (рідина рухається завдяки власній вазі з розміщеного вище резервуара).

5.1.2 Розрахунок простого трубопроводу

Гідравлічний розрахунок простого трубопроводу дозволяє вирішити декілька завдань:

- а) визначити потрібний напір і вибрати насос;
- б) знайти витрату рідини Q ;
- в) обчислити діаметр трубопроводу d .

Розглянемо простий трубопровід постійного перерізу довжиною l , діаметром d , що містить ряд місцевих опорів, наприклад, вентиль, фільтр, зворотний клапан (рис. 5.1).

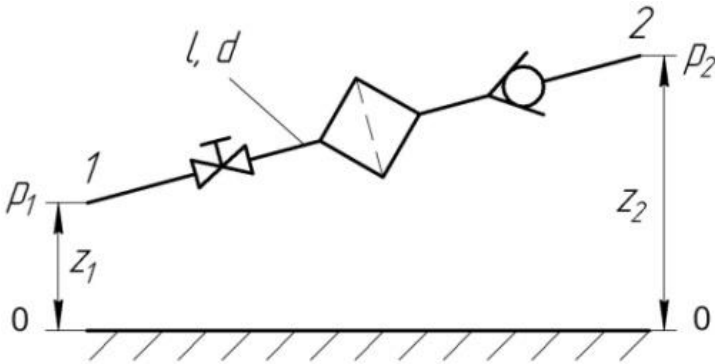


Рисунок 5.1 – Схема простого трубопроводу

Вибираємо перерізи 1 і 2, в яких розпочинається та закінчується рух рідини. Позначаємо умовну горизонтальну площину порівняння 0-0 .

Для гідравлічного розрахунку трубопроводу використовують рівняння суцільності витрати та Бернуллі, формули для визначення числа Рейнольдса, коефіцієнта Дарсі, поздовжніх і місцевих втрат напору.

Для перерізів 1 і 2 запишемо рівняння Бернуллі (3.37) і аналізуємо всі величини, що входять до нього. У нашому випадку швидкості в перерізі будуть однаковими: $V_1 = V_2$ ($d = const$) і $\alpha_1 = \alpha_2$. З урахуванням цього і після перетворень одержимо значення потрібного напору H_{Π} на початку трубопроводу:

$$H_{\Pi} = \frac{P_1}{\rho g} = (z_2 - z_1) + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h_{1-2}, \quad (5.1)$$

або

$$H_{\Pi} = H_{CT} + \sum h_{1-2}, \quad (5.2)$$

де $H_{CT} = \Delta z + \frac{P_2}{\rho g}$ – статичний напір, значення якого не залежить від витрати рідини Q .

Сумарні втрати напору $\sum h_{1-2}$ складаються із втрат на тертя за довжиною h_{mp} і втрат у місцевих опорах $\sum h_m$:

$$\begin{aligned} \sum h_{1-2} = h_{mp} + \sum h_m &= \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} + \sum \zeta \frac{V^2}{2g} = \\ (\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta) \frac{V^2}{2g} &= (\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4}, \end{aligned} \quad (5.3)$$

де $\sum \zeta$ – сумарний коефіцієнт місцевих втрат.

Залежність потрібного напору H_{II} від витрати рідини Q називають *характеристикою потрібного напору*: $H_{II} = f(Q)$ (рис. 5.2). Користуючись нею, для будь-якої витрати рідини можна визначити потрібний напір H_{II} або, навпаки, для заданого значення потрібного напору обчислити витрату рідини.

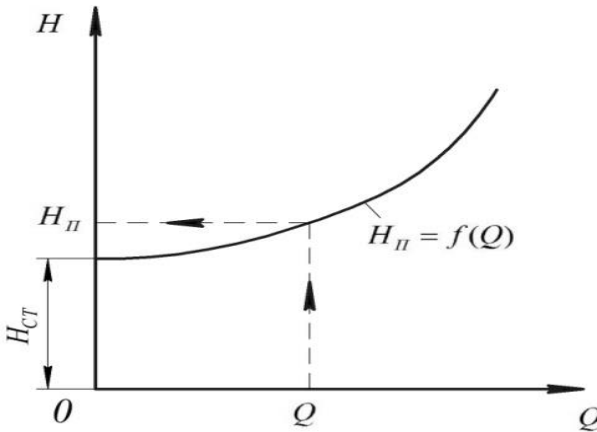


Рисунок 5.2 – Характеристика потрібного напору

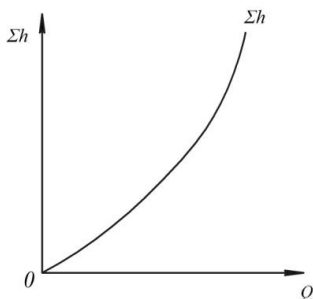


Рисунок 5.3 – Характеристика трубопроводу

Характеристикою трубопроводу (рис. 5.3) називають залежність сумарних втрат напору Σh від витрати рідини Q $\Sigma h = f(Q)$.

Характеристика трубопроводу збігається з характеристикою потрібного напору за умови, що $H_{CT} = 0$, тобто в разі, якщо трубопровід лежить у горизонтальній площині, а протитиск у системі відсутній.

5.1.3 Послідовне і паралельне з'єднання простих трубопроводів

Візьмемо декілька труб різної довжини й діаметра, які мають різні місцеві опори. З'єднаємо їх *послідовно* (рис. 5.4).

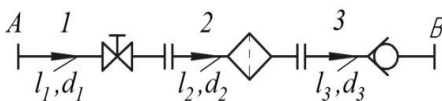


Рисунок 5.4 – Схема послідовно з'єднаних трубопроводів

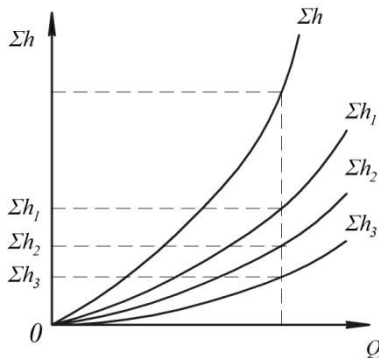


Рисунок 5.5 – Характеристика послідовного з'єднання труб

В усіх трубах витрата рідини буде сталою ($Q = const$), а сума втрат напору Σh_{AB} між точками А і В буде дорівнювати сумі втрат напору на кожній послідовно з'єднаній трубі, тобто маємо такі рівняння:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q, \quad (5.4)$$

$$\Sigma h_{AB} = \Sigma h_1 + \Sigma h_2 + \Sigma h_3.$$

Рівняння (5.4) визначають правило побудови характеристики послідовного з'єднання труб (рис. 5.5). Для її побудови необхідно скласти втрати напору Σh за однакових витрат Q , тобто скласти ординати всіх трьох кривих за рівних абсцис.

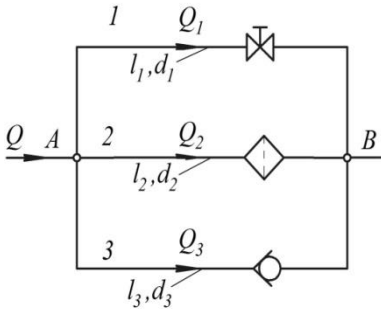


Рисунок 5.6 – Схема паралельного з'єднання трубопроводів

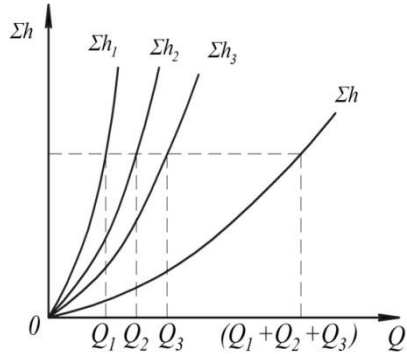


Рисунок 5.7 – Характеристика паралельного з'єднання труб

Характеристика з'єднання дає можливість визначити втрати напору Σh як на окремих ділянках, так і загалом трубопроводі за будь-якої витрати рідини.

Схема паралельного з'єднання простих трубопроводів наведена на рисунку 5.6. Вважаємо, що трубопроводи лежать в одній горизонтальній площині.

Позначимо повні напори в точках А і В через H_A і H_B , витрату рідини в основній магістралі — Q , в паралельних

трубопроводах – Q_1, Q_2, Q_3 , а втрати напору в них – $\Sigma h_1, \Sigma h_2, \Sigma h_3$.

Витрата рідини в центральній магістралі буде дорівнювати сумі витрат на паралельних ділянках:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (5.5)$$

Втрати напору на кожній ділянці можна визначити як різницю повних напорів у точках А і В:

$$\Sigma h_1 = H_A - H_B, \Sigma h_2 = H_A - H_B, \Sigma h_3 = H_A - H_B.$$

Звідси одержимо

$$\Sigma h_1 = \Sigma h_2 = \Sigma h_3. \quad (5.6)$$

Тобто *втрати напору* на паралельних ділянках трубопроводу *однакові*.

Характеристика паралельного з'єднання труб наведена на рисунку 5.7. Для її побудови необхідно скласти абсциси (витрати) всіх трубопроводів за однакових ординат (вtrat напору Σh). Характеристика з'єднання дає можливість визначати витрати рідини в паралельних трубопроводах за умови, якщо відомі витрати в основній магістралі Q і всі розміри трубопроводів.

Гідравлічний розрахунок простих трубопроводів в об'ємному трубопроводі полягає у визначенні втрат напору Σh або тиску Δp . Втрати напору Σh визначають як для гідравлічно коротких труб, тобто з урахуванням втрат за довжиною трубопроводу і втрат у місцевих опорах.

При розрахунках трубопроводів використовують рівняння Бернуллі (3.37).

Втрати напору обчислюють за відомими формулами:

$$h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \text{ і } h_m = \zeta_m \frac{V^2}{2g}.$$

Якщо режим руху рідини ламінарний, то гідравлічний коефіцієнт тертя розраховують за формулою $\lambda_t = \frac{64}{Re}$, якщо режим турбулентний і число Рейнольдса знаходиться в межах $2320 < Re \leq 10000$, застосовують формули Блазіуса й Альтшуля:

$$\lambda_m = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \text{ і } \lambda_m = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25},$$

де Δ_e – еквівалентна шорсткість труби.

5.2 Гідравлічний удар у трубах

5.2.1 Явище гідравлічного удару. Формула Жуковського

Під час роботи гідравлічних систем часто відбуваються швидкі (миттєві) зміни швидкості потоку рідини. Якщо швидкість руху рідини в трубопроводі змінюється раптово, то виникає коливальний процес – різкі підвищення і зниження тиску із поступовим зменшенням його амплітуди. Це явище називають *гідравлічним ударом*. Він може бути наслідком різкого відкривання (закривання) крана, засувки або раптового зупинення насоса.

Теорію та метод розрахунку гідравлічного удару розробив видатний російський учений *М. Є. Жуковський*.

Розглянемо сутність фізичних явищ, які мають місце за гідравлічного удару. Для спрощення аналізу будемо вважати, що втрати енергії на тертя в потоці рідини відсутні. На початку рідини в трубопроводі (рис. 5.8) протікає із середньою швидкістю V_0 . Якщо в деякий момент часу трубопровід раптово

перекривається краном, то рідина перед ним зупиняється. Швидкість руху рідини в ньому зменшується до нуля, і відбувається перехід кінетичної енергії потоку в потенціальну, що призводить до різкого збільшення тиску. У цьому разі тиск у трубопроводі підвищується на деяку величину Δp . Під дією цього тиску труба розширюється. Значне збільшення тиску може призвести до її руйнування.

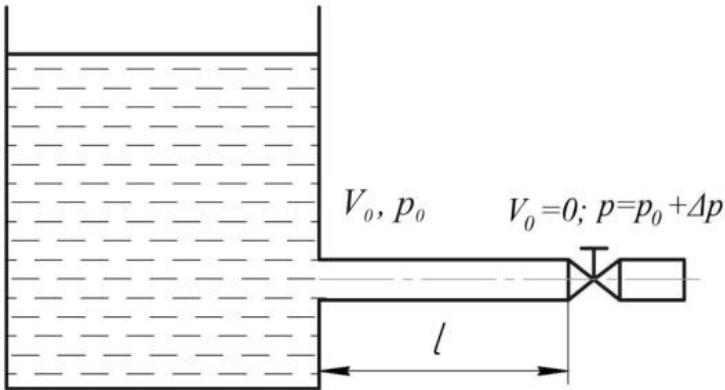


Рисунок 5.8 – Схема виникнення гідравлічного удару

Від крана по трубопроводу поширюється підвищення тиску до резервуара зі швидкістю ударної хвилі C (швидкості звуку в рідині). Залежно від тиску рідини ця швидкість приблизно становить 800 – 1 400 м/с.

Підвищення тиску Δp обчислюють за формулою Жуковського:

$$\Delta p = \rho C V_0, \quad (5.7)$$

де ρ – густина рідини;

C – швидкість звуку в рідині (швидкість ударної хвилі);

V_0 – швидкість рідини до перекриття крана.

Фронт поширення зони підвищеного тиску має назву *гідрударної хвилі*. Коли фронт ударної хвилі досягає резервуара, потік рідини у трубопроводі зупиняється. У цьому разі стиснена рідина буде мати значний запас потенціальної енергії. Після того як відбудеться підвищення тиску в усій трубі, рідина розпочне рухатися в зворотному напрямі до початку труби, і тиск у ній зменшиться. Час проходження ударної хвилі в прямому і зворотному напрямках називають *фазою гідрравлічного удару* T_ϕ , яку визначають за формулою

$$T_\phi = \frac{2l}{C}, \quad (5.8)$$

де l – довжина трубопроводу;

C – швидкість ударної хвилі.

Надалі, в зону зменшеного тиску, знову рухається рідина від початку труби, і тиск у ній знову збільшиться, але менше, ніж у першому разі. Поступово цей коливальний процес згасне. У реальних трубах може відбуватися десять і більше циклів зміни тиску. Найбільш небезпечним є перше підвищення тиску.

Якщо час закривання крана t_3 менший від фази гідрравлічного удару $t_3 < T_\phi$, то відбувається *прямий гідрравлічний удар*, за якого підвищення тиску дорівнює

$$\Delta p = \rho C V_0, \quad (5.9)$$

де V_0 – швидкість до перекриття крана.

За *непрямого удару*, тобто коли $t_3 > T_\phi$, підвищення тиску буде меншим:

$$\Delta p = \rho C V_0 \frac{T_\phi}{t_3}. \quad (5.10)$$

Якщо кран перекривається не повністю, і рідина продовжує рухатися з меншою швидкістю V_1 , то виникає *неповний гідравлічний удар*, за якого збільшення тиску буде

$$\Delta p = \rho C(V_0 - V_1). \quad (5.11)$$

5.2.2 Способи боротьби з гідравлічним ударом

Для попередження гідравлічного удару необхідно:

1) збільшити час спрацювання гідравлічних пристроїв (засувки або вентиля);

2) установити на трубопроводах вирівнювальні резервуари (повітряні ковпаки) або гідроакумулятори. Під час гідравлічного удару в ковпак (рис. 5.9) надходить певна кількість рідини, повітря в ньому стискається і амортизує підвищення тиску в трубопроводі;

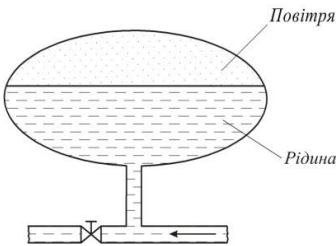


Рисунок 5.9 – Повітряний ковпак для зменшення тиску в трубі

3) зменшити довжину трубопроводу або збільшити його діаметр;

4) збільшити міцність трубопроводу;

5) на насосних станціях на початку напірного трубопроводу встановити протиударні апарати. Під час зупинення насоса і збільшення тиску в трубопроводі клапани апарата автоматично відкриваються, і частина рідини зливається з трубопроводу без підвищення тиску. Після цього клапани автоматично закриваються.

Контрольні питання

1 Як класифікують трубопроводи залежно від з'єднання окремих ділянок?

2 Як класифікують трубопроводи залежно від кількості місцевих опорів?

- 3 Як класифікують трубопроводи залежно від джерела енергії руху рідини?
- 4 Які завдання дозволяє вирішити гідравлічний розрахунок простого трубопроводу?
- 5 Що називають характеристикою потрібного напору?
- 6 Що називають характеристикою трубопроводу?
- 7 Якою буде витрата на усіх ділянках трубопроводу за послідовного з'єднання?
- 8 Якими будуть втрати напору між першою і останньою ділянками трубопроводу, з'єднаними між собою послідовно?
- 9 Чи будуть відрізнятися втрати напору на різних ділянках трубопроводу, з'єднаними між собою паралельно?
- 10 Чому буде дорівнювати витрата рідини в точці з'єднання паралельних ділянок трубопроводу?
- 11 Унаслідок яких процесів відбувається гідравлічний удар?
- 12 Які існують способи боротьби з гідравлічним ударом?

6 ВИТІКАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ І НАСАДКИ

6.1 Витікання рідини через малий отвір за сталого напору. Коефіцієнти стиснення, швидкості й витрати

У машинобудівній гідравліці найчастіше розглядають витікання через *малий отвір*, тобто через отвір, розміри якого набагато менші (на порядок), ніж значення напору. Тобто в усіх точках отвору геометричний напір практично однаковий.

Отвір у *тонкій стінці* – отвір, краї якого мають гостру кромку і товщина стінки *не впливає* на форму й умови витікання рідини. Розглянемо резервуар (рис. 6.1), в якому є отвір у тонкій стінці, з якого витікає рідина за сталого напору. Тиск на поверхні рідини атмосферний p_a . Сталий напір забезпечується

припливом рідини до резервуара.

Під час витікання рідини з отвору після відриву від стінки *струмінь стискається* (переріз С–С) і на відстані, що дорівнює приблизно *діаметру*, набирає циліндричної форми. Стиснення обумовлене необхідністю плавного переходу від *радіального* напрямку руху до *осьового*, а також дією сил *поверхневого натягу*.

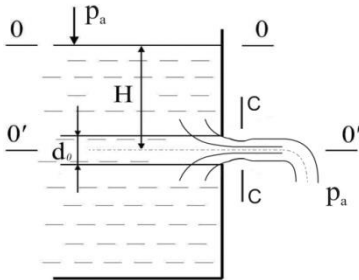


Рисунок 6.1 – Витікання рідини через малий отвір

Ступінь стиснення
враховують коефіцієнтом стиснення ε :

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_0} = \left(\frac{d_c}{d_0} \right)^2, \quad (6.1)$$

де d_c і S_c – діаметр і площа струменя в перерізі С–С;
 d_0 і S_0 – діаметр і площа отвору.

Запишемо рівняння *Бернуллі* для перерізів *0-0* і *С-С*:

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha_0 V_0^2}{2g} = z_c + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c V_c^2}{2g} + \xi \frac{V_c^2}{2g}. \quad (6.2)$$

У перерізі *0-0*: швидкість $V_0 = 0$, $z_0 = H$, $p_0 = p_c = p_a$, координата центра перерізу *С-С* $z_c = 0$. Позначимо швидкість V_c у перерізі *С-С* через V .

Після підстановки одержимо

$$H + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c V^2}{2g} + \xi \frac{V^2}{2g}. \quad (6.3)$$

Припускаємо, що $\alpha_0 = \alpha_c \approx 1$.

Після перетворень маємо

$$H = (\alpha + \xi) \frac{V^2}{2g}, \quad (6.4)$$

де α – коефіцієнт кінетичної енергії;

ξ – коефіцієнт місцевого гідравлічного опору отвору;

H – повний напір, під дією якого витікає рідина.

Звідси обчислюємо швидкість:

$$V = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}} \sqrt{2gH}. \quad (6.5)$$

Уведемо коефіцієнт швидкості φ , що залежить від виду отвору:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}}. \quad (6.6)$$

Після підстановки одержуємо швидкість витікання рідини з малого отвору:

$$V = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (6.7)$$

Визначимо витрату рідини, яка є добутком площі повного перерізу струменя S_c на швидкість у перерізі С-С:

$$Q = S_c V = \varepsilon S_0 \varphi \sqrt{2gH}. \quad (6.8)$$

Добуток коефіцієнтів ε і φ позначають буквою μ і називають коефіцієнтом витрати:

$$\mu = \varphi \varepsilon. \quad (6.9)$$

Тоді

$$Q = \mu \cdot S_0 \cdot \sqrt{2gH}. \quad (6.10)$$

Коефіцієнти ε , φ , μ залежать від числа Рейнольдса. Під час витікання малов'язких рідин (вода, бензин, гас та ін.) ці коефіцієнти змінюються в невеликих розмірах. У розрахунках для отвору беруть *середні* значення цих коефіцієнтів: $\varepsilon = 0,64$; $\varphi = 0,97$; $\mu = 0,62$.

Коефіцієнти φ і μ мають фізичний зміст.

Для коефіцієнта φ – це відношення *дійсної швидкості* V до швидкості витікання *ідеальної рідини* V_{i0} :

$$\varphi = \frac{V}{V_{i0}}. \quad (6.11)$$

Фізичний зміст μ – це відношення *дійсної витрати* Q рідини до такої витрати Q_i , за якої *відсутні стиснення* рідини та опір отвору:

$$\mu = \frac{Q}{Q_i} . \quad (6.12)$$

6.2 Насадки. Витікання рідини через насадки

Насадок – це коротка труба, прикріплена до отвору. Її довжина становить від 3 діаметрів до 5 діаметрів. Залежно від форми цієї труби насадки бувають різних типів (рис. 6.2). Розглянемо зовнішній циліндричний насадок (рис. 6.3).

Під час руху рідини через насадок на його початку струмінь стискається, а потім розширюється.

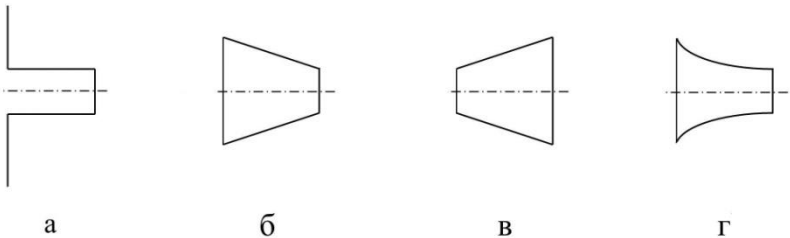


Рисунок 6.2 – Схеми насадків: а – зовнішній циліндричний; б – конічний збіжний; в – конічний розбіжний; г – коноїдальний

Повітря, яке перебувало в насадку до витікання рідини, захоплюється струменем, і в стисненій зоні створюється вакуум.

Цей вид насадка найбільш широко використовують на практиці в *гідротехнічних спорудах* (греблі, водоспуски, труби під насипами доріг та ін.).

Сумарний коефіцієнт гідравлічних втрат насадка складається із суми втрат на його окремих ділянках:

$$\sum \xi = \xi_{pz} + \xi_{pp} + \xi_{mp} , \quad (6.13)$$

де ξ_{pz} – коефіцієнт втрат за раптового входу рідини в насадок;

ξ_{pp} – коефіцієнт гідравлічного опору за різкого розширення струменя; $\xi_{тр}$ – коефіцієнт втрат на тертя.

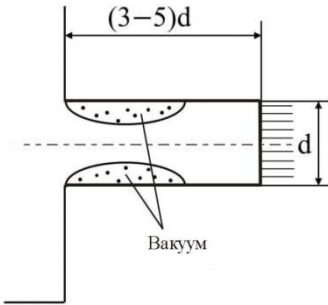


Рисунок 6.3 – Схема зовнішнього циліндричного насадка

Витікання рідини через насадок розраховують аналогічно витіканню її через отвір. Воно характеризується тими самими коефіцієнтами.

Для насадків коефіцієнт стиснення беруть $\varepsilon = 1$, оскільки рідина з них витікає повною площею.

Швидкість V витікання рідини з насадка розраховують за формулою

$$V = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (6.14)$$

де $\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum \xi}}$ – коефіцієнт швидкості насадка;

H – повний напір, під дією якого витікає рідина.

Витрата з насадка

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2gH}, \quad (6.15)$$

де μ – коефіцієнт витрати;

S – площа насадка на виході.

Для циліндричних насадків коефіцієнти стиснення, швидкості і витрат відповідно: $\varepsilon = 1$, $\varphi = 0,82$, $\mu = 0,82$.

Насадки застосовують для збільшення витрати рідини під час її витікання. Для зовнішнього циліндричного насадка витрати на 30 % більші, ніж для отвору:

$$\frac{\mu_n - \mu_0}{\mu_0} = \frac{0,82 - 0,62}{0,62} \approx 0,3.$$

Водночас швидкість витікання через цей насадок на 15 % менша, ніж через отвір:

$$\frac{\varphi_0 - \varphi_n}{\varphi_0} = \frac{0,97 - 0,82}{0,97} = 0,15.$$

Контрольні питання

- 1 Від чого залежать коефіцієнти стиснення, швидкості та витрати?
- 2 Фізичний зміст коефіцієнта стиснення, швидкості та витрати?
- 3 Що таке насадок?
- 4 На які типи поділяють насадки?
- 5 Чи відбувається стиснення струменя на виході з насадка?
- 6 Яка основна мета використання насадків?

РОЗДІЛ 2 ГІДРАВЛІЧНІ ПРИВОДИ 7 ГІДРАВЛІЧНИЙ ОБ'ЄМНИЙ ПРИВОД. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

7.1 Загальні відомості про гідропривод

Гідропривод – це сукупність гідравлічних пристроїв і гідроліній для приведення в дію механізмів і робочих органів машин за допомогою *енергії стисненої рідини*. У цьому разі енергія передається за допомогою переміщення окремих об'ємів рідини.

За принципом дії гідравлічних машин гідроприводи поділяють на *об'ємні* та *гідродинамічні*.

Гідродинамічний привод, або передача, складається із лопатевих гідромашин – насосного та турбінного коліс, які максимально наближені одне до одного. До цього гідропривода відносять *гідромуфти та гідротрансформатори*.

Гідропривод, до складу якого входять об'ємні гідромашини, називають *об'ємним*. Цей привод найбільш широко використовують у техніці.

Розглянемо функціональну схему об'ємного гідропривода (рис. 7.1).

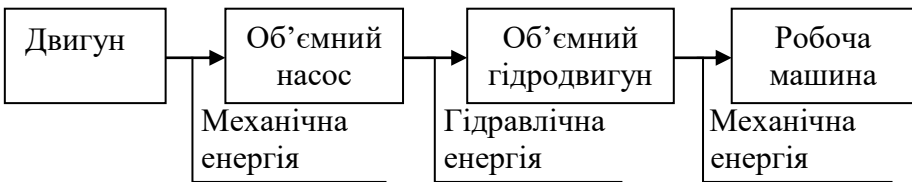


Рисунок 7.1 – Функціональна схема об'ємного гідропривода

Першим елементом у схемі є двигун (електричний двигун, ДВЗ, дизель тощо), який приводить у дію об'ємний насос. Насос перетворює *механічну енергію* привода на *гідравлічну енергію* рідини.

В об'ємному гідродвигуні (гідроциліндрі або гідромоторі) *гідралічна енергія* рідини перетворюється на *механічну енергію* вихідної ланки гідродвигуна (поршень у гідроциліндрі виконує зворотно-поступальний рух, вал гідромотора обертається).

Розглянемо класифікацію гідроприводів.

За *видом джерела енергії* гідропривод поділяють на декілька типів.

1 *Насосний гідропривод* – робоча рідина подається в гідродвигун об'ємним насосом. Цей гідропривод має найбільше застосування.

2 *Акумуляторний гідропривод* – робоча рідина надходить до гідродвигуна від попередньо зарядженого гідроакумулятора.

3 *Магістральний гідропривод* – робоча рідина надходить до гідродвигуна з напірної магістралі.

За характером *руху виконавчого органу* гідропривод поділяють на:

а) *зворотно-поступального руху*;

б) *обертального руху*;

в) *зворотно-поворотного руху* (поворот виконавчого органу здійснюється на кут менший ніж 360°).

7.2 Застосування гідропривода. Переваги й недоліки

Гідроприводи набули значного поширення в *машинобудуванні*:

1) у металорізальних верстатах і ковальсько-пресовому обладнанні;

2) як силовий привод технологічних машин, гребних установок, кранів тощо;

3) у транспортних машинах – це трансмісія, система повороту керма автомобіля, система гальмування тощо;

4) у будівельно-дорожніх машинах;

5) у гірничому машинобудуванні – це гідропривод вугільних комбайнів, бурових верстатів, механізованого кріплення гірничих лав та ін.;

б) в авіаційній та ракетній техніці – це механізми зміни геометрії крила літака, управління шасі, запуску ракет та літальних апаратів;

7) у сільськогосподарській техніці – збиральних комбайнах, тракторах, навісних агрегатах та ін.;

8) у військовій техніці – це пускові установки тактичних ракет, гідропривод танків та інших військових машин.

До переваг гідропривода можна віднести:

а) можливість одержання великих сил та моментів за порівняно малих розмірів двигунів;

б) безступінчасте регулювання швидкості обертання або переміщення виконавчого органу;

в) малу інерційність;

г) легко здійснюваний реверс виконавчого органу;

д) економічну ефективність.

Недоліки гідропривода такі:

а) потреба герметичності, що вимагає високого класу точності виготовлення деталей;

б) гідропривод поступається електричному приводу щодо відстані транспортування енергії від джерела постачання до споживача;

в) істотний вплив на роботу обладнання температурного режиму, що вимагає підтримання сталої температури робочого середовища.

7.3 Принцип дії та основні елементи об'ємного гідропривода

Розглянемо принцип дії та основні елементи об'ємного гідропривода.

Принцип дії гідропривода базується на *таких положеннях*: малому стисненні рідини (рідина вважається практично нестисненою) та передаванні тиску в рідині за законом Паскаля (*зміна тиску на поверхні замкненого об'єму рідини рівномірно передається кожній частинці рідини*).

Розглянемо найпростіший гідропривод (рис. 7.2).

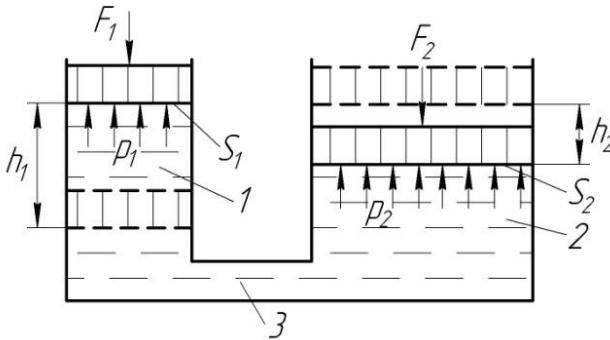


Рисунок 7.2 – Схема гідропривода

Гідропривод складається з двох циліндрів 1, 2, заповнених рідиною і з'єднаних між собою трубопроводом 3. У циліндрі 1 поршень переміщається вниз зовнішнім пристроєм під дією сили F_1 . Вважаємо, що рідина практично не стискається і втрати енергії на тертя в циліндрах дуже малі.

Під час переміщення поршень циліндра 1 витискає рідину в трубопровід 3 і далі в циліндр 2. Тиск у порожнині циліндра 1 буде визначатись за формулою

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1}. \quad (7.1)$$

Згідно із законом Паскаля цей тиск передається в порожнину циліндра 2. Поршень циліндра 2 буде переміщуватися вгору і долати навантаження (силу) F_2 . Тиск у циліндрах 1 і 2 буде однаковим і дорівнюватиме $p_1 = p_2$, або

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} = p_2 = \frac{F_2}{S_2} = p, \quad (7.2)$$

де S_1 та S_2 – площі поршнів циліндрів 1 і 2.

Якщо вважати, що рідина практично не стискається, то

$$h_1 \cdot S_1 = h_2 \cdot S_2, \quad (7.3)$$

або

$$V_1 S_1 = V_2 S_2, \quad (7.4)$$

де V_1 та V_2 – швидкості руху поршнів.

Потужність, що витрачається на переміщення поршня в гідроциліндрі 1, визначається співвідношенням

$$N_1 = F_1 V_1 = p S_1 V_1. \quad (7.5)$$

Гідроциліндр 2 розвиває потужність

$$N_2 = F_2 V_2 = p S_2 V_2. \quad (7.6)$$

За умови відсутності втрат енергії на тертя можна записати, що $N_1 = N_2$.

Тоді

$$p S_1 V_1 = p S_2 V_2, \quad (7.7)$$

або

$$S_1 V_1 = S_2 V_2. \quad (7.8)$$

Оскільки $SV = Q$ – це витрата рідини, то можна записати

$$N_1 = N_2 = pQ. \quad (7.9)$$

Таким чином, потужність, що передається трубопроводом, може бути визначена за залежністю

$$N = pQ, \quad (7.10)$$

де p – тиск рідини;

Q – подача (витрата) рідини.

Розглянемо *основні елементи* об'ємного гідропривода.

До об'ємного гідропривода входять:

1 *Об'ємні гідромашини*: насоси та гідродвигуни, які створюють або використовують потік рідини (перетворюють гідравлічну енергію на механічну і навпаки).

2 *Гідроапаратура* (клапани, дроселі, розподільники). Це пристрої керування і регулювання параметрів потоку робочої рідини (тиску або витрат), а також зміни напрямку руху рідини.

3 *Допоміжні пристрої*: фільтри (для очищення робочої рідини), гідробаки й гідроакумулятори (для зберігання рідини), підігрівачі рідини, ущільнювачі та ін.

4 *Трубопроводи (гідролінії)*, які поділяють на всмоктувальні, напірні та зливні.

5 *Засоби вимірювання та контролю* параметрів гідропривода: манометри, витратоміри, термометри та ін.

Умовні позначення елементів гідропривода наведені на рисунку 7.3.

7.4 Робочі рідини гідроприводів

У гідроприводі робоча рідина виконує декілька функцій, тобто є:

- а) робочим тілом, що передає енергію;
- б) змащувальним середовищем;
- в) теплоносієм;
- г) консервантом (захищає деталі від корозії).

Крім того, рідина повинна бути нетоксичною, негорючою і антикорозійною.

В об'ємному гідроприводі в основному використовують *мінеральні масла* на нафтовій основі – це суміші продуктів дистиляції нафти з необхідними добавками (наприклад,

парафіну). В окремих випадках можуть застосовувати синтетичні робочі рідини.

Насоси:

нерегульований із постійним напрямом потоку



нерегульований реверсивний



регульований нереверсивний



регульований реверсивний



Гідродвигуни:

нерегульований із постійним напрямом потоку



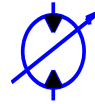
нерегульований реверсивний



регульований нереверсивний



регульований реверсивний



Компресор



Гідробак з атмосферним тиском



Фільтр



Рисунок 7.3 – Умовні позначення елементів гідропривода

Пневмомотори:

постійного напрямку



реверсивний



регульований реверсивний



Насоси:

лопатевий



шестеренний



пластинчастий



аксіально-поршневий

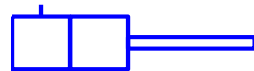


радіально-поршневий



Гідроциліндри:

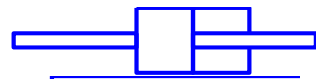
однобічної дії



двобічної дії



із двобічним штоком



плунжерний

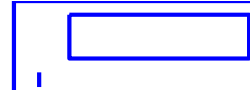
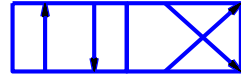


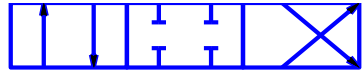
Рисунок 7.3, аркуш 2

Гідроапаратура:
гідророзподільники:

чотирилінійний двопозиційний



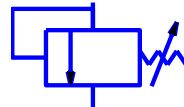
чотирилінійний трипозиційний



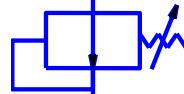
клапан зворотний:



клапан напірний



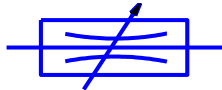
редукційний клапан



дросель нерегульований



дросель регульований



Гідроаккумулятори:

вантажний



пружинний



пневматичний



Рисунок 7.3, аркуш 3

Найпоширенішими є *індустріальні* (I-20, I-30, I-40, I-50), *турбінні і циліндрові* мінеральні масла, робоча рідина *АМГ-10* та ін.

Іноді в ковальсько-пресовому обладнанні застосовують масляно-водні емульсії, в які для захисту деталей від корозії додають *присадки*.

Основними показниками оцінювання якості рідини є її фізичні властивості – густина, в'язкість, теплопровідність. Густина робочих рідин, які використовують у гідроприводі, знаходиться в діапазоні 830–950 кг/м³.

За тривалої роботи гідросистеми робочі рідини змінюють свої характеристики. Контроль їх якості проводять за в'язкістю і наявністю забруднення твердими частинками. Якщо в'язкість рідини зменшується на 20–30 % або забрудненість стає вищою за норму, рідину в гідросистемі замінюють.

7.5 Принципова схема гідравлічного привода

Об'ємний гідропривод складається з трьох основних частин: *первинної*, або *силової*, до якої входить насос об'ємного типу; *вторинної*, або *робочої*, до якої входить гідродвигун, і *розподільної* з пристроями керування і регулювання швидкості руху виконавчого органу.

Гідроприводи можуть бути різними залежно від типу гідродвигуна, робочої частини або типу керування.

У гідроприводі зворотно-поступальної дії гідродвигуном є *гідроциліндр*, обертальної – *гідромотор*. В обох схемах можуть використовуватись *об'ємні насоси* будь-якого типу (роторно-поршневі, шестеренні, гвинтові, пластинчасті та ін.).

Розглянемо принципову схему гідравлічного привода зворотно-поступального руху робочого органу (рис. 7.4). Цей гідропривод застосовують для переміщення робочих органів металорізальних верстатів, пресів, роботів-маніпуляторів та інших технологічних машин.

Призначення елементів ГП

Насос 1 забезпечує безперервне подавання робочої рідини в гідравлічну систему; *гідроклапан 2* створює необхідний робочий тиск у системі і запобігає її перенавантаженню; *дросель 3* регулює швидкість робочого органа; *гідророзподільник 4* створює певний тиск на лінії зливу і забезпечує плавність переміщення робочого органа.

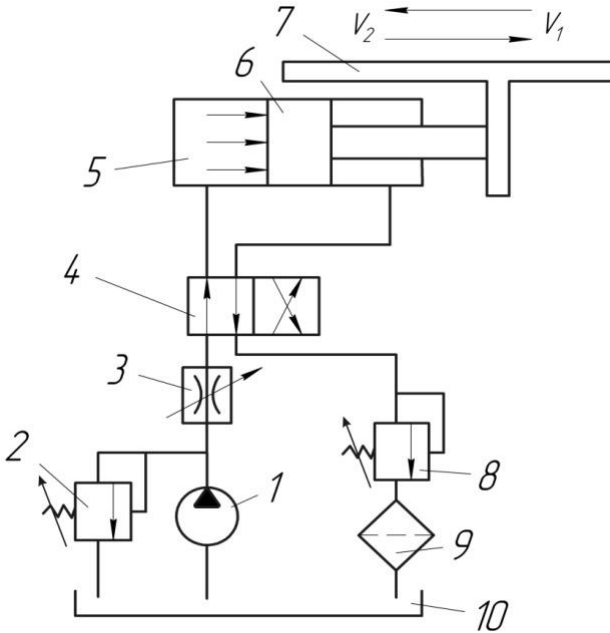


Рисунок 7.4 – Принципова схема гідропривода: 1 – насос; 2 – напірний (запобіжний) клапан; 3 – дросель; 4 – гідророзподільник; 5 – гідроциліндр; 6 – поршень; 7 – робочий орган; 8 – гідроклапан; 9 – фільтр; 10 – бак

Привод працює так. Робоча рідина від насоса 1, якому надає рух електродвигун (на схемі не зображено), під тиском, створюваним *напірним гідроклапаном 2*, через *дросель 3* і *гідророзподільник 4* надходить до лівої (*поршневої*) порожнини гідроциліндра.

Під дією тиску масла в цій порожнині *поршень 6* і зв'язаний із ним за допомогою штока *робочий орган 7* переміщуються праворуч зі швидкістю V_1 . У цьому разі робоча рідина з правої (штокової) порожнини циліндра через гідророзподільник 4 і гідроклапан 8 витискується в бак 10.

У кінці ходу робочого органу подається керувальний сигнал $У_1$ на розподільник 4, який перемикає золотник розподільника в іншу позицію. У цьому разі робоча рідина під тиском від насоса 1 через дросель 3 і гідророзподільник 4 надходить до *правої (штокової)* порожнини гідроциліндра. Ліва (поршнева) порожнина через гідророзподільник 4 і гідроклапан 8 з'єднується з баком 10. Відбувається *реверс робочого органа*. Поршень зі штоком і робочим органом переміщуються ліворуч зі швидкістю V_2 . У кінці ходу робочого органу ліворуч керувальний сигнал $У_2$ подається на гідророзподільник 4. У цьому разі поршнева порожнина гідроциліндра знову з'єднується з нагнітальною, а штокова – із зливною гідролінією системи, і робочий орган переміщується праворуч із швидкістю V_1 . Швидкості V_1 і V_2 – різні, оскільки різні витрати рідини в поршневій і штоковій порожнинах.

Контрольні питання

- 1 Що таке гідропривод?
- 2 На які типи поділяють гідроприводи за принципом дії гідравлічних машин?
- 3 Чим відрізняється об'ємний гідропривод від гідродинамічного?
- 4 На які типи поділяють об'ємні гідроприводи за видом джерела енергії?
- 5 На які типи поділяють об'ємні гідроприводи за характером руху виконавчого органу?
- 6 Сфера використання об'ємних гідроприводів у машинобудуванні?
- 7 Переваги та недоліки об'ємних гідроприводів.

8 На чому ґрунтується принцип дії об'ємних гідроприводів?

9 Що є основними складовими об'ємних гідроприводів?

10 Яку рідину використовують в об'ємному гідроприводі як робочу?

11 Які функції виконує робоча рідина?

8 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ГІДРОМАШИНИ

8.1 Класифікація гідромашин

Гідравлічними називають машини, що перетворюють механічну енергію привода в гідравлічну енергію рідини (*насоси*) або отримують від рідини частину енергії і віддають її вихідному робочому органу (*гідродвигуни*).

Більшість гідромашин може працювати як у режимі насоса, так і в режимі гідродвигуна. Класифікація гідромашин наведена на рисунку 8.1.

За принципом дії насоси та гідродвигуни поділяють на два типи: *об'ємні* та *динамічні*.

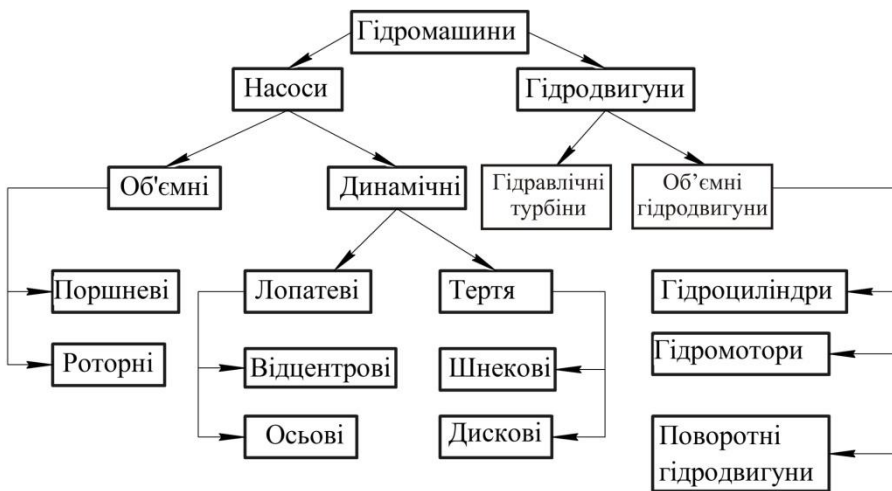


Рисунок 8.1 – Класифікація гідромашин

Розглянемо основні види насосів.

1 *Динамічні насоси* – це лопатеві насоси. Робочим органом є колесо з лопатями. Енергія від робочого колеса до рідини

передається за допомогою динамічної взаємодії лопатей з рідиною, що їх обтікає. Основними з них є відцентрові й осьові.

У *відцентрових* насосах (рис. 8.2) рідина рухається від центра колеса до периферії. В *осьових* – рідина переміщується у робочому колесі вздовж осі вала.

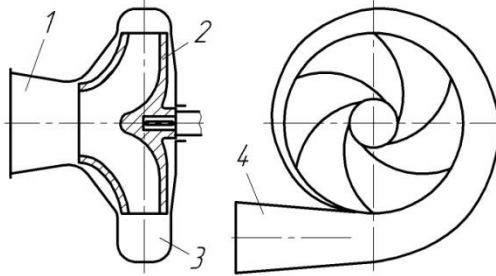


Рисунок 8.2 – Схема відцентрового насоса:
1 – підвід; 2 – робоче колесо; 3 – відвід; 4 – дифузор

2 *Об’ємні насоси* – це насоси, робочим органом яких є витискувач. Існують два основних *типи* об’ємних насосів – *поршневі* і *роторні*.

Класифікація об’ємних насосів наведена на рисунку 8.3. Їх поділяють на поршневі й роторні.



Рисунок 8.3 – Класифікація об’ємних насосів

У *поршневих* насосах рідина витискується з робочих камер під час зворотно-поступального руху поршня.

У *роторних* насосах рідина витискується внаслідок *обертального* руху пластини, шестерні або гвинта (це пластинчасті, шестеренні і гвинтові насоси). У *роторно-поршневих* насосах відбувається *обертально-поступальний* рух, коли одночасно обертається ротор і поступально рухаються поршні (це радіально-поршневі та аксіально-поршневі насоси). Роторні і роторно-поршневі насоси застосовують в об'ємному гідроприводі.

Гідродвигуни – це гідромашини для перетворення гідравлічної енергії потоку рідини в механічну енергію руху вихідної ланки.

Гідродвигуни поділяють на два основні класи: *гідравлічні турбіни* і *об'ємні гідродвигуни*. *Гідравлічні турбіни* – це гідромашини, в яких робочий орган (робоче колесо) одержує енергію від рідини, яка через нього протікає, і енергія на вході в цю гідравлічну машину більша, ніж на виході.

Нижче більш детально розглянемо ці види об'ємних гідромашин.

8.2 Основні параметри об'ємних насосів

Для характеристики насосів об'ємного гідропривода використовують такі параметри:

1 *Робочий об'єм* V_0 , м³, – це різниця найбільшого і найменшого значень об'ємів робочої камери за один оберт вала або за подвійний хід робочого органа насоса.

2 *Подача насоса* Q , м³/с, – об'єм рідини, що перекачується насосом за одиницю часу. У насосах використовується об'ємна подача: м³/с, м³/год, л/хв, л/с та ін.

Теоретичну подачу розраховують за формулою

$$Q_m = V_0 \cdot n, \quad (8.1)$$

де n – кількість обертів.

Дійсна подача насоса:

$$Q = Q_m - q, \quad (8.2)$$

де q – об’ємні втрати рідини.

3 *Напір насоса* H , м, – різниця питомих енергій (одиниці ваги рідини) або повних напорів після насоса і перед ним:

$$H = \frac{p_n - p_в}{\rho \cdot g} + \frac{V_n^2 - V_в^2}{2 \cdot g} + (Z_n - Z_в). \quad (8.3)$$

Індексом «н» позначені параметри *напірного* патрубку насоса (на його виході); індексом «в» – параметри *всмоктувального* патрубку, тобто на вході в насос; p – тиск; V – швидкість; Z – відстань від осі насоса до приладу тиску.

В об’ємних насосах напір, м, розраховують за формулою

$$H = \frac{p_n - p_в}{\rho \cdot g}. \quad (8.4)$$

4 *Тиск насоса* p , Па, – різниця між тиском на виході і вході насоса:

$$p = p_n - p_в, \quad (8.5)$$

або

$$p = \rho g H. \quad (8.6)$$

5 *Потужність* N , кВт.

5.1 *Корисна* (гідравлічна) потужність N_k – це робота, яка передається насосом за одиницю часу:

$$N_k = \rho g H Q = p Q. \quad (8.7)$$

5.2 *Споживана* насосом потужність (підведена від двигуна) N :

$$N = M\omega, \quad (8.8)$$

де M – крутний момент на валу насоса;

ω – кутова швидкість обертання вала.

Для насоса зворотно-поступальної дії потужність на штоці N :

$$N = FV_n, \quad (8.9)$$

де F – зусилля на штоці;

V_n – швидкість руху поршня.

6 *Коефіцієнт корисної дії* (к. к. д.) η – це відношення корисної потужності насоса до споживаної:

$$\eta = \frac{N_{\kappa}}{N}. \quad (8.10)$$

7 *Втрати потужності* в насосах поділяють на три види:

1 *Гідравлічні* – це втрати напору на тертя і вихроутворення під час руху рідини через елементи насоса. Їм відповідає *гідравлічний* к. к. д.:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H}{H_m} = \frac{H}{H + \sum h}, \quad (8.11)$$

де H_m – теоретичний напір, тобто напір, який створює робочий орган насоса;

$\sum h$ – сумарні втрати напору.

2 *Об'ємні* – це втрати потужності на перетікання частини рідини q через зазори між робочим органом і корпусом. Об'ємним втратам відповідає *об'ємний* к. к. д.:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q+q}. \quad (8.12)$$

3 *Механічні* – це втрати потужності на тертя в підшипниках, ущільненнях, дискове тертя та ін. Їм відповідає *механічний* к. к. д.:

$$\eta_m = \frac{N - N_{mex}}{N}, \quad (8.13)$$

де N_{mex} – механічні втрати потужності.

Коефіцієнт корисної дії всієї гідромашини – це *добуток* гідравлічного, об'ємного та механічного к. к. д.:

$$\eta = \eta_m \eta_o \eta_{mex}. \quad (8.14)$$

Ще одним параметром насосів є частота обертання робочого колеса (вала) n , c^{-1} , або кількість подвійних ходів штока за 1 секунду.

8.3 Поршневі насоси. Принцип дії. Подача поршневого насоса

Схема поршневого насоса наведена на рисунку 8.4.

Під час роботи двигуна *обертальний рух* його вала за допомогою кривошипно-шатунного механізму перетворюється на *зворотно-поступальний рух* поршня.

Якщо поршень рухається *праворуч*, то об'єм робочої камери *збільшується*, а тиск у ній зменшується. Усмоктувальний клапан відкривається, і рідина з резервуара по всмоктувальній трубі надходить до насоса. Якщо поршень рухається *ліворуч*, то об'єм робочої камери *зменшується*, а тиск у ній збільшується. До того ж всмоктувальний клапан закривається, а напірний – відкривається, і рідина надходить до напірного трубопроводу.

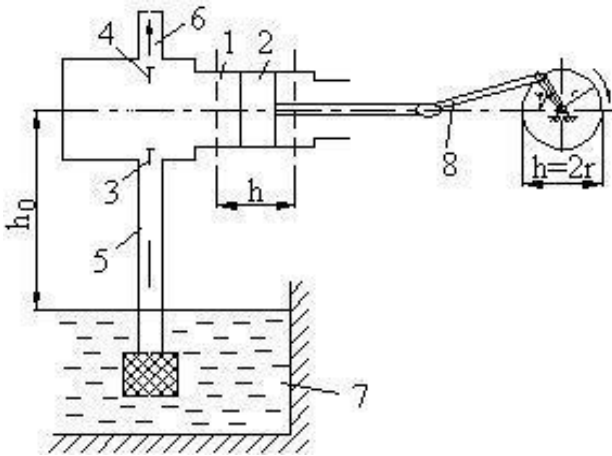


Рисунок 8.4 – Схема поршневого насоса: 1 – робоча камера; 2 – поршень; 3, 4 – клапани; 5, 6 – напірний і всмоктувальний трубопроводи; 7 – резервуар; 8 – кривошипно-шатунний механізм

За один подвійний хід поршня насос виконує одне всмоктування й одне нагнітання, тому його називають насосом *одноразової дії*.

Насос *дворазової дії* має дві робочі камери та два всмоктувальних та напірних клапани.

Визначимо подачу поршневого насоса *однобічної дії*.

Ідеальну (*теоретичну*) подачу розраховують за формулою

$$Q_i = V_0 n, \quad (8.20)$$

де V_0 – робочий об'єм;

n – кількість подвійних ходів поршня за одиницю часу.

Робочий об'єм визначають із виразу

$$V_0 = Sh, \quad (8.21)$$

де S – площа поршня;

h – хід поршня.

Площа поршня

$$S = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (8.22)$$

де D – діаметр поршня.

Хід поршня

$$h = 2r. \quad (8.23)$$

Секундна подача насоса Q , м³/с:

$$Q = \frac{V_0 n}{60} \eta_0, \quad (8.24)$$

де η_0 – об'ємний к. к. д. (беруть $\eta_0 = 0,8 - 0,97$).

Подача насоса пропорційна куту повороту кривошипа φ .
Графік подачі насоса однобічної дії $Q = f(\varphi)$ наведено на
рисунок 8.5.

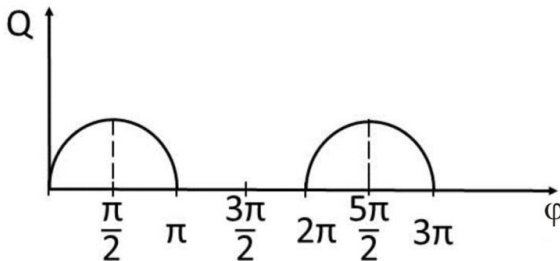


Рисунок 8.5 – Графік подачі насоса однобічної дії

Поршневі насоси застосовують для перекачування рідин зі змінною в'язкістю, води, нафтопродуктів, палива та ін.

Перевагою поршневих насосів є здатність до *самовсмоктування* (не потрібно проводити заливання насоса перед його пуском) і високий к. к. д. – до 80 %.

Недоліками насосів є пульсації подачі, швидке зношування клапанів і великі габарити.

Контрольні питання

- 1 Що належить до гідравлічних машин?
- 2 Які існують види динамічних насосів?
- 3 Класифікація об'ємних насосів?
- 4 Чим відрізняються гідродвигуни від насосів?
- 5 Що таке робочий об'єм насоса?
- 6 Що таке подача насоса?
- 7 Що таке напір насоса?
- 8 Що таке к. к. д. насоса?
- 9 Які існують втрати потужності в насосах?
- 10 Принцип роботи поршневого насоса?
- 11 Недоліки та переваги поршневих насосів?

9 РОТОРНІ НАСОСИ

9.1 Загальні властивості та класифікація роторних насосів

Роторні насоси застосовують у промисловості, на транспортних машинах, у системах змащування, для перекачування в'язких рідин та ін.

Загальні властивості роторних насосів:

- а) мала питома маса та об'єм;
- б) можливість регулювання і реверс подачі;
- в) високий коефіцієнт корисної дії;
- г) безклапанний розподіл рідини;
- д) велика надійність.

Роторні насоси складаються з трьох основних частин: *статора, ротора і витискувача*.

Роторні насоси поділяють на два основних класи:

- 1) *роторно-поступальні*;
- 2) *роторно-обертальні*.

У *роторно-поступальних* насосах робочі органи рухаються зворотно-поступально щодо ротора, який обертається. До роторно-поступальних належать пластинчасті та роторно-поршневі насоси – радіально-поршневі, в яких поршні розміщені за радіусом ротора; аксіально-поршневі – поршні розміщені вздовж осі ротора.

У *роторно-обертальних* насосах рідина витискується внаслідок обертального руху робочого органа (шестерні, пластини або гвинта). За видом робочого органа роторно-обертальні машини поділяють на *шестеренні* та *гвинтові*.

Класифікація роторних насосів наведена на рисунку 9.1.

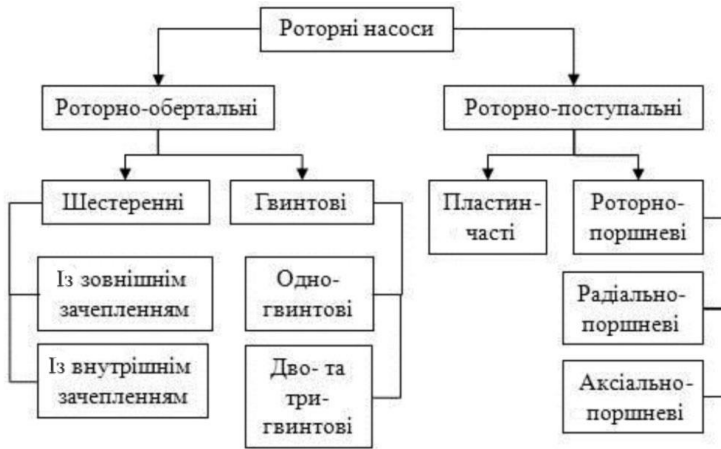


Рисунок 9.1 – Класифікація роторних насосів

Недоліки роторних насосів:

а) роторні насоси можуть працювати лише на чистих (відфільтрованих) рідинах – це неагресивні змащувальні рідини або мінеральні масла;

б) робота насосів на воді неможлива, оскільки вона викликає корозію.

Характеристикою об'ємних насосів (рис. 9.2) називають залежність подачі насоса Q від тиску p – $Q = f(p)$ за сталої швидкості обертання $n = const$.

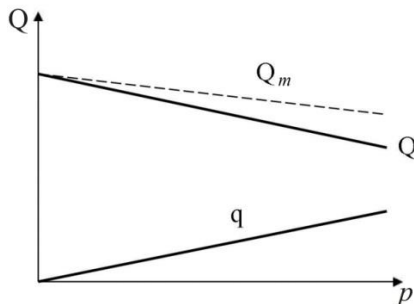


Рисунок 9.2 – Характеристика роторних насосів: Q – дійсна подача; Q_t – теоретична подача; q – витікання рідини

Дійсну подачу об'ємного насоса визначають за формулою

$$Q = Q_m - q, \quad (9.1)$$

де Q_m – теоретична подача;
 q – витікання рідини.

9.2 Радіально-поршневі та аксіально-поршневі насоси. Принцип дії та особливості конструкції

9.2.1 Радіально-поршневі насоси

Схема радіально-поршневого насоса наведена на рисунку 9.3.

Будова насоса.

Ротор 2 розміщений всередині статора 4 з ексцентриситетом e . Робоча камера в насосі утворюється поверхнями циліндрів і торцями поршнів. У циліндрах, радіально розміщених у роторі, містяться поршні 1, які притискаються сферичними головками до опорної поверхні статора за рахунок дії відцентрових сил або за допомогою пружин, розміщених у циліндрах.

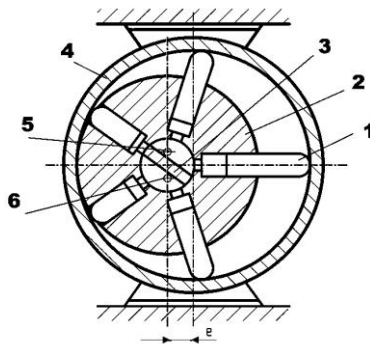


Рисунок 9.3 – Схема радіально-поршневого насоса: 1 – поршень (плунжер);
2 – ротор; 3 – розподільна цапфа; 4 – статор; 5, 6 – вікна підведення
і відведення рідини

У деяких конструкціях насосів притискання поршнів забезпечується подаванням у робочі камери рідини під тиском від допоміжного насоса. Розподілення рідини в насосі цапфове. Цапфа 3 має дві порожнини (верхню і нижню), які за допомогою осьових каналів з'єднані з вікнами підведення 5 і відведення 6 рідини.

Розглянемо принцип дії радіально-поршневого насоса.

Під час обертання ротора (наприклад, за годинниковою стрілкою) поршні виконують складний рух – вони обертаються разом із ротором і рухаються зворотно-поступально. Якщо поршні рухаються на периферію, об'єм робочих камер, розміщених вище від горизонтальної осі насоса, буде поступово збільшуватись, а тиск у них зменшуватися. Завдяки розрідженню, в ці циліндри через всмоктувальний канал буде надходити рідина. Таким чином, відбувається всмоктування.

Під час подальшого руху ротора поршень завдяки упору в статорне кільце буде рухатися всередину циліндра, робочий об'єм якого буде зменшуватись, а тиск рідини в ньому збільшуватися. Рідина під тиском через вікно 6 витискається і спрямовується в нагнітальний трубопровід.

Для збільшення робочого об'єму насоси виконують багаторядними.

Подача рідини буде за умови, якщо ексцентриситет $e \neq 0$.

Робочий об'єм насоса розраховують за формулою

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot Z \cdot e \cdot m \quad (9.2)$$

де d – діаметр поршня;

z – кількість поршнів;

e – ексцентриситет;

m – кількість рядів поршнів.

Подача насоса:

$$Q = \frac{V_0 \cdot n}{60} \cdot \eta_0, \quad (9.3)$$

де n – швидкість обертання ротора;

η_0 – об'ємний к. к. д.

Ці насоси є *зворотними* машинами, тобто вони можуть працювати як у режимі насоса, так і гідромотора.

9.2.2 Аксіально-поршневі насоси

Аксіально-поршневі насоси широко використовують у гідроприводах верстатів і ковальсько-пресового обладнання, піднімально-транспортних машинах, літальних апаратах, судових системах та ін.

Ці насоси поділяють на два види:

а) з похилим диском;

б) з похилим блоком.

Розглянемо конструкцію і принцип роботи насоса із похилим диском (рис. 9.4).

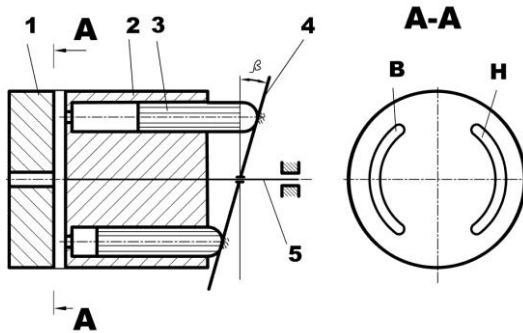


Рисунок 9.4 – Схема аксіально-поршневого насоса: 1 – розподільний диск (шайба) із вікнами всмоктування (В) і нагнітання (Н); 2 – блок циліндрів; 3 – поршині; 4 – похилий диск; 5 – вал; β – кут нахилу диска

У роторі 2 (блоці циліндрів) виконано декілька отворів, в яких розміщені поршні 3. Блок циліндрів із поршнями обертається разом із валом 5. Диск 1 нерухомий і має два дугоподібних вікна – всмоктувальне В і напірне Н.

Під час обертання вала поршні обертаються разом із ротором і рухаються зворотно-поступально. Якщо об'єм робочих камер буде збільшуватися (вище від осі вала), відбувається всмоктування рідини, якщо зменшуватися – нагнітання рідини.

Подачу насоса розраховують за формулою (9.3). Робочий об'єм цього насоса

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot z D \operatorname{tg} \beta, \quad (9.4)$$

де d – діаметр поршня;

z – кількість поршнів;

D – діаметр блока циліндрів;

β – кут нахилу диска.

Для зміни подачі насоса змінюють кут β .

Цей насос є регульованим і може працювати в режимі гідромотора.

Аксіально-поршневі насоси надійні в роботі, компактні, мають високий к. к. д. (його рівень досягає 90 %).

9.3 Пластинчасті та шестеренні насоси. Принцип дії

9.3.1 Пластинчасті насоси

Пластинчасті насоси (рис. 9.5) мають відносно просту конструкцію, досить надійні, довговічні й малошумні, завдяки чому їх широко застосовують у гідроприводах металорізальних верстатів.

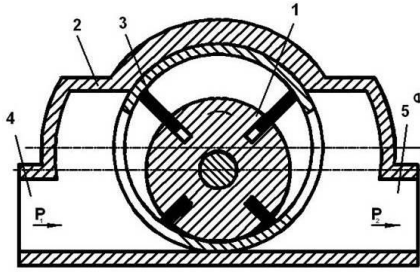


Рисунок 9.5 – Схема пластинчастого насоса: 1 – ротор; 2 – статор; 3 – пластини; 4 – порожнина всмоктування; 5 – порожнина нагнітання

Розглянемо принцип роботи пластинчастого насоса.

У пластинчастих насосів витискувачами є пластини 3. Робочі камери утворені двома сусідніми пластинами та поверхнями ротора 1 і статора 2. Ротор розміщено у статорі з ексцентриситетом e . У статорі є камери всмоктування 4 і нагнітання 5.

Принцип роботи пластинчастого насоса полягає в такому. Під час обертання ротора пластини під дією відцентрових сил притискаються до поверхні статора та виконують зворотно-поступальний рух у пазах ротора. Об'єм робочих камер постійно змінюється. Якщо об'єм робочої камери збільшується, відбувається всмоктування рідини, якщо зменшується – нагнітання.

Робочий об'єм насоса дорівнює

$$V_0 = 2e(2\pi R - Z\delta)b, \quad (9.9)$$

- де e – ексцентриситет;
- R – радіус ротора;
- Z – кількість пластин;
- δ – товщина пластини;
- b – ширина пластини.

Подачу розраховують за формулою (9.3).

Подачу насоса можна регулювати зміною ексцентриситету e під час його роботи, тобто це регульований насос. Насос може працювати і в режимі гідродвигуна (гідромотора). У цьому разі пластини повинні бути радіальними (без нахилу в бік обертання).

9.3.2 Шестеренні насоси

Шестеренні насоси (рис. 9.6) розрізняють внутрішнього та зовнішнього зачеплення. У металорізальних верстатах широко застосовують шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням і прямими зубами.

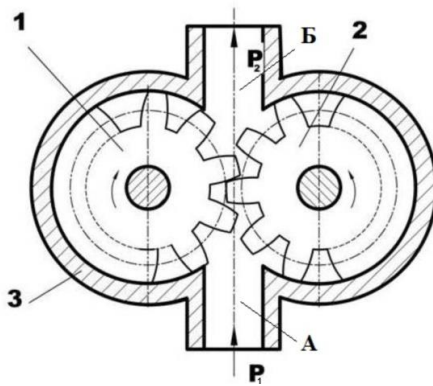


Рисунок 9.6 – Схема шестереного насоса: 1 – ведуче зубчасте колесо (шестерня); 2 – ведене зубчасте колесо; 3 – корпус із порожнинами: всмоктування А і нагнітання Б

Шестеренні машини є оборотними, тобто можуть працювати в режимі як насоса, так і гідромотора.

Розглянемо принцип роботи шестереного насоса.

Робочі камери обмежені профілями западин зубів, поверхніми розточки корпуса 3 і бокових кришок. Шестерні обертаються назустріч одна одній. Під час обертання шестерень 1 і 2 в напрямку стрілок зуби виходять із зчеплення у порожнині

А, об'єм цієї порожнини збільшується і в ній утворюється вакуум.

Під дією перепаду тиску в гідробаці і порожнині А рідина з бака надходить до цієї порожнини і заповнює западини шестерень. Далі шестерні під час обертання переносять рідину в порожнину Б. Зуби входять у зачеплення, робоча рідина витискається із западин і надходить до нагнітальної гідролінії.

Робочий об'єм шестеренного насоса розраховують за наближеною формулою:

$$V_0 = 2\pi Z m^2 b, \quad (9.10)$$

де Z – кількість зубів;

m – модуль зачеплення;

b – ширина зуба.

Подачу шестеренного насоса визначають за формулою (9.3).

Об'ємний к. к. д. роторних насосів знаходиться в межах $\eta_o = 0,7-0,98$ (середнє значення $\eta_o = 0,85-0,9$).

Найбільший к. к. д. ($\eta = 0,95-0,98$) мають аксіально-поршневі насоси.

Контрольні питання

1. Де використовують роторні насоси?
2. З яких основних частин складаються роторні насоси?
3. На які класи поділяють роторні насоси?
4. Недоліки та переваги роторних насосів.
5. Принцип роботи радіально-поршневого насоса.
6. Принцип роботи аксіально-поршневого насоса.
7. Яким чином змінюється подача аксіально-поршневого насоса?
8. Принцип роботи пластинчастого насоса.
9. Принцип роботи шестеренного насоса.

10 ОБ'ЄМНІ ГІДРОДВИГУНИ

10.1 Загальні відомості про об'ємні гідродвигуни

Залежно від характеру руху вихідної ланки гідродвигуни поділяють на три класи: *гідроциліндри, гідромотори і поворотні гідродвигуни*.

У *гідроциліндрах* вихідною ланкою є шток, який виконує зворотно-поступальний рух.

У *гідромоторах* вихідна ланка – це вал, що обертається.

У *поворотних гідродвигунах* – вихідна ланка також вал, але він має обмежений обертальний рух – кут його повороту менший ніж 360° .

Гідродвигуни можуть бути *регульованими і нерегульованими*. У першому випадку в системі передбачено пристрій для зміни швидкості вихідного органа; у другому – такий пристрій відсутній.

10.2 Гідроциліндри, їх призначення й будова. Розрахунок гідроциліндрів

Гідроциліндром називають об'ємний гідродвигун, який забезпечує *зворотно-поступальний рух* поршня або штока.

Залежно від конструкції робочої камери гідроциліндри поділяють на *поршневі, плунжерні і телескопічні*. Поршневі гідроциліндри є найбільш поширеними і їх переважно застосовують у механізмах подач верстатів (здійснюють переміщення робочого органа або інструменту), будівельних, транспортних і дорожніх машин, приводах роботів, механізмах затискування і фіксації заготовок тощо.

Основні конструктивні схеми гідроциліндрів: *одно- і двобічної дії; з одно- і двобічним штоком*.

У *гідроциліндрах однобічної дії* рух вихідної ланки під дією потоку робочої рідини здійснюється лише в одному напрямку, в *гідроциліндрах двобічної дії* – в обох напрямках.

Крім того, гідроциліндри виконують з *однобічним* або *двобічним* штоком. Переважно застосовують гідроциліндри двобічної дії з однобічним штоком.

Розглянемо принцип дії гідроциліндра з *однобічним штоком двобічної дії* (рис. 10.1).

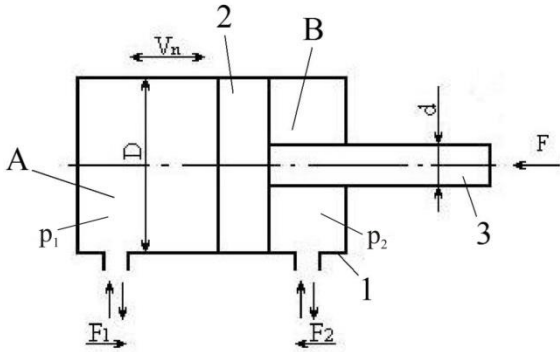


Рисунок 10.1 – Гідроциліндр з однобічним штоком: 1 – циліндр (корпус); 2 – поршень; 3 – шток; А – поршнева порожнина; В – штокова порожнина

Гідроциліндр має корпус (циліндр) 1 із двома отворами, з’єднаними з напірною і зливною гідролініями, і поршень 2 зі штоком 3.

Основні *технічні параметри* гідроциліндра: витрата Q , тиск p , потужність N , к. к. д. η , зусилля на вихідній ланці F , швидкість руху поршня V_n , а також діаметри поршня D , штока d і хід поршня h .

Витрату гідроциліндра Q (кількість рідини, яка надходить до циліндра) розраховують за формулою

$$Q = \frac{V_n S_e}{\eta_0}, \quad (10.1)$$

де V_n – швидкість поршня;

S_e – робоча (ефективна) площа поршня;

η_0 – об’ємний к. к. д.

Об’ємний к. к. д. визначають із виразу

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q+q}, \quad (10.2)$$

де q – витікання рідини через ущільнення.

Різниця площ поршня в поршневій і штоковій порожнинах (повної S_n і кільцевої S'_n) зумовлює різні швидкості руху штока і сили, які розвиває гідроциліндр під час ходу вправо і вліво.

Для гідроциліндра *двобічної дії* ефективна площа дорівнює:

- під час руху вправо

$$S_n = \frac{\pi D^2}{4}; \quad (10.3)$$

- під час руху вліво

$$S'_n = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (10.4)$$

Витрата рідини відповідно:

- у поршневій порожнині

$$Q_n = \frac{V_n \pi D^2}{4 \eta_0}, \quad (10.5)$$

- у зливній порожнині

$$Q_{зл} = \frac{V_n \pi (D^2 - d^2)}{4\eta_0}. \quad (10.6)$$

Визначимо зусилля на штоку гідроциліндра.

1 Прямий хід (рух праворуч)

Складемо рівняння рівноваги сил, що діють на поршень гідроциліндра:

$$F_1 - F_2 - T - F = 0, \quad (10.7)$$

де F – зусилля на штоці;

F_1, F_2 – сили від тиску рідини у поршневій і зливній порожнинах;

T – сила тертя в ущільненнях поршня і штока, яка зумовлює механічні втрати.

Зусилля F :

$$F = F_1 - F_2 - T. \quad (10.8)$$

З урахуванням механічного к. к. д. $\eta_{мех}$ одержимо:

$$F = (F_1 - F_2)\eta_{мех}. \quad (10.9)$$

Примітка. Механічні й гідравлічні втрати в гідроциліндрі розділити дуже важко, тому до механічного к. к. д. $\eta_{мех}$ входять і гідравлічні втрати ($\eta_z \approx 1$).

Зусилля на штоку для ходу *праворуч* дорівнює

$$F_{np} = \left[p_1 \frac{\pi D^2}{4} - p_2 \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \right] \eta_{мех}, \quad (10.10)$$

де p_1 і p_2 – тиски рідини в поршневій і зливній порожнинах гідроциліндра.

Для зворотного ходу (рух ліворуч) зусилля на штоці визначають за формулою

$$F_{\text{лів}} = \left[p_1 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - p_2 \frac{\pi D^2}{4} \right] \eta_{\text{мех}}. \quad (10.11)$$

Швидкість руху гідроциліндра:

а) рух праворуч:

$$V_n = \frac{4Q\eta_0}{\pi D^2}, \quad (10.12)$$

б) рух ліворуч:

$$V_n = \frac{4Q\eta_0}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (10.13)$$

Потужність гідроциліндра.

Вхідна потужність $N_{\text{вх}}$ визначається параметрами на вході до циліндра:

$$N_{\text{вх}} = pQ, \quad (10.14)$$

де p – тиск на вході до циліндра;

Q – витрата гідроциліндра.

Вихідна потужність менша від вхідної на величину втрат у циліндрі:

$$N_{\text{вих}} = \Delta p Q \eta_{\text{ц}}, \quad (10.15)$$

де η_u – повний к. к. д. циліндра.

Повний к. к. д. гідроциліндра включає об'ємний η_0 , гідравлічний η_z і механічний $\eta_{мех}$ к. к. д.:

$$\eta_u = \eta_0 \eta_z \eta_{мех}. \quad (10.16)$$

Для гідроциліндрів із гумовими ущільненнями можна взяти: $\eta_0 = 0,98-0,99$; $\eta_z \approx 1$; $\eta_{мех} = 0,85-0,95$.

З іншого боку, вихідна потужність дорівнює

$$N_{вих} = FV_n, \quad (10.17)$$

де F – зусилля на штоку (сила, яку розвиває гідроциліндр);

V_n – швидкість переміщення поршня.

К. к. д. гідроциліндра – це відношення вихідної $N_{вих}$ потужності до вхідної $N_{вх}$:

$$\eta_u = \frac{N_{вих}}{N_{вх}} = \frac{FV_n}{pQ}. \quad (10.18)$$

Розглянемо гідроциліндр із двобічним штоком.

Цей гідроциліндр (рис. 10.2) має однакові ефективні площі зліва і справа S_{II} , і тому швидкості руху штока праворуч V_{n1} і ліворуч V_{n2} та відповідні зусилля F_1 і F_2 не залежать від напрямку руху і визначаються виразами:

$$V_{n1} = V_{n2} = \frac{4Q\eta_0}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad (10.19)$$

$$F_1 = F_2 = (p_1 - p_2) \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \eta_{мех}, \quad (10.20)$$

де p_1, p_2 – тиски у робочій і зливній порожнинах;
 D – діаметр поршня;
 d – діаметр штока.

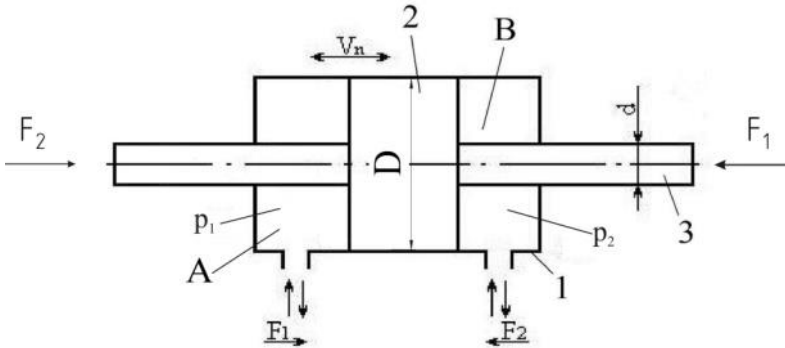


Рисунок 10.2 – Гідроциліндр із двобічним штоком

10.3 Гідромотори. Будова і принцип роботи

Розглянемо будову та принцип дії гідромотора.

Гідромотор – це гідродвигун, в якому гідравлічна енергія рідини перетворюється на механічну енергію обертального руху вала.

Гідромотори застосовують у гідроприводах металорізальних верстатів, у транспортних машинах, ковальсько-пресовому обладнанні та інших машинах і пристроях, де використовується обертальний рух робочої машини.

У машинобудуванні як гідромотори використовують об'ємні роторні насоси. Для того щоб роторний насос працював у режимі гідромотора, необхідно в робочу камеру підвести рідину під тиском. Завдяки властивості обертальності роторних насосів будь-який із них може бути використаний як гідромотор.

Гідромотори, як і насоси, поділяють на шестеренні, гвинтові, пластинчасті і поршневі.

Залежно від можливості регулювання робочого об'єму гідромотори поділяють на *регульовані* і *нерегульовані*. Якщо вихідна ланка гідромотора може обертатися в обидва боки, то він називається *реверсивним*. Умовне позначення реверсивного регульованого гідромотора наведене на рисунку 10.3.

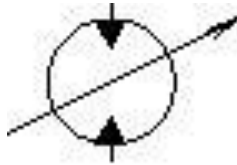


Рисунок 10.3 – Умовне позначення гідромотора

Гідромотор, як і роторний насос, характеризується робочим об'ємом V_0 , який залежить від його виду.

Витрату гідромотора визначають за формулою

$$Q_{зм} = \frac{V_0 n}{\eta_0}, \quad (10.21)$$

де n – частота обертання вала гідромотора;

η_0 – об'ємний к. к. д.

Різниця тисків на гідромоторі визначається різницею між тиском на вході і на виході, тобто

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (10.22)$$

Корисна потужність гідромотора дорівнює

$$N_k = M \cdot \omega, \quad (10.23)$$

де M – крутний момент на валу гідромотора;
 ω – кутова швидкість вала.

Потужність, споживана гідромотором:

$$N = \Delta p Q . \quad (10.24)$$

Відношення N_k/N визначає загальний к. к. д. гідромотора:

$$\eta_{зм} = \frac{N_k}{N} = \frac{M \omega}{\Delta p Q} \quad (10.25)$$

10.4 Поворотні гідродвигуни

Поворотні двигуни поділяють на поршневі, лопатеві, мембранні. Для забезпечення поворотного руху вала робочої машини в робочі камери гідродвигуна по черзі подають рідину під тиском. Їх використовують для одержання зворотно-поворотних рухів у робочих машинах.

Розглянемо *поршковий* поворотний гідродвигун. Ці гідродвигуни перетворюють поступальний рух штока гідроциліндра на поворотний рух вала за рахунок використання шестеренних механізмів (рис. 10.4).

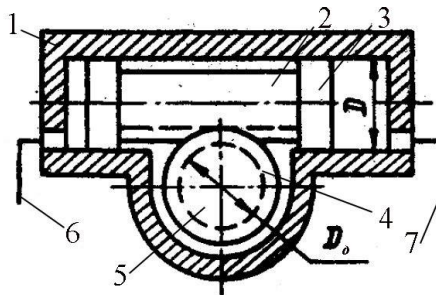


Рисунок 10.4 – Поршковий поворотний гідродвигун: 1 – корпус; 2 – шток із рейково-зубчастою передачею; 3 – поршні; 4 – шестерня; 5 – вал рейкової шестерні; 6, 7 – канали

Найбільш поширеними є поршневі поворотні гідродвигуни з *рейково-зубчастою передачею*. Використовують їх у механізмах промислових роботів, приводах поворотних столів металорізальних верстатів, конвеєрах, підіймальних транспортних механізмах тощо.

Поршневий поворотний гідродвигун складається з корпусу 1, всередині якого рухається шток 2 із поршнями 3. Шток зв'язаний рейково-зубчастою передачею із шестернею 4. Поворотний рух вала 5 із шестернею здійснюється за рахунок обертання шестерні. Робоча рідина подається в канали 6 або 7. У цьому разі змінюється напрям повороту вала гідродвигуна. Кут повороту вала обмежується ходом поршня двигуна.

Крутний момент розраховують за формулою

$$M = \frac{1}{8} \Delta p \pi D^2 D_o, \quad (10.26)$$

де Δp – різниця тисків у камерах гідродвигуна;

D – діаметр поршня;

D_o – діаметр ділительного кола шестерні.

Контрольні питання

- 1 На які класи поділяють об'ємні гідродвигуни?
- 2 Що таке гідроциліндр?
- 3 Які існують основні конструктивні схеми гідроциліндрів?
- 4 Принцип дії гідроциліндра з однобічним штоком двобічної дії.
- 5 Принцип дії гідроциліндра з двобічним штоком.
- 6 Що таке гідромотори? Де їх використовують?
- 7 Які бувають поворотні гідродвигуни?

11 ГІДРОАПАРАТУРА ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ. ДОПОМІЖНІ ПРИСТРОЇ ГІДРОПРИВОДА

11.1 Класифікація гідроапаратів

Гідроапаратом називають пристрій, призначений для зміни параметрів потоку рідини або для підтримання їх заданого значення. Основними параметрами, що потребують регулювання в гідросистемах, є *тиск, витрата робочої рідини і напрям руху*.

Таким чином, гідроапарат у гідравлічній системі виконує такі функції:

- а) змінює напрям руху рідини;
- б) відкриває або перекриває потік рідини;
- в) змінює його параметри: витрату і тиск або підтримує їх на заданому рівні.

Серед усієї групи гідроапаратів можна виділити *три основні типи*:

- 1) гідророзподільники;
- 2) гідроклапани;
- 3) гідродроселі.

1 *Гідророзподільники*. Основне їх призначення – це зміна напрямку потоку робочої рідини в двох або більше гідролініях залежно від зовнішньої керувальної дії.

2 *Гідроклапани* – це пристрої, які можуть регулювати, підтримувати на заданому рівні або обмежувати тиск робочої рідини в гідросистемах. Залежно від виконуваних функцій їх поділяють на *запобіжні* (захищають систему від підвищення тиску робочої рідини більше ніж установлений рівень); *напірні* (переливні) – підтримують заданий рівень тиску; *редукційні* (знижують тиск) і *зворотні* (пропускають рідину в заданому напрямі).

3 *Гідродроселі* – це регулювальні пристрої, які встановлюють бажаний зв'язок між перепадом тиску Δp до і після дроселя і витратою Q робочої рідини.

Обов'язковою деталлю кожного гідроапарата є *запірно-регульований елемент*, при переміщенні якого частково або повністю перекривається потік рідини. Розрізняють три види запірних елементів: *золотник, кран і клапан*.

Якщо апарат змінює параметри потоку рідини під дією часткового відкриття або закриття прохідного перерізу, то його називають *регульованим*.

У гідроапаратах *клапанної дії* величина відкриття прохідного перерізу (робочого отвору) змінюється під дією потоку рідини.

В апаратах *неклапанної дії* (розподільники, дроселі) для зміни прохідного перерізу потрібно застосовувати зовнішню дію (перемістити золотник, повернути кран).

Розглянемо коротко кожний тип гідроапарата.

11.2 Гідророзподільники. Основні типи і принцип дії

За низкою ознак розподільники поділяють:

1 *За конструкцією запірно-регульованого елемента*: золотникові, кранові та клапанні.

2 *За кількістю зовнішніх гідроліній* – на дволінійні і багатолінійні.

3 *За кількістю позицій*: двопозиційні, трипозиційні і багатопозиційні.

4 *За видом керування*: з ручним, механічним, електричним, гідравлічним і пневматичним приводом.

Умовне позначення 4-лінійного 3-позиційного розподільника з електричним керуванням наведено на рисунку 11.1.

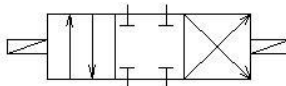


Рисунок 11.1 – Умовне позначення гідророзподільника

Найбільш поширеним є золотниковий розподільник. Схема золотникового розподільника показана на рисунку 11.2.

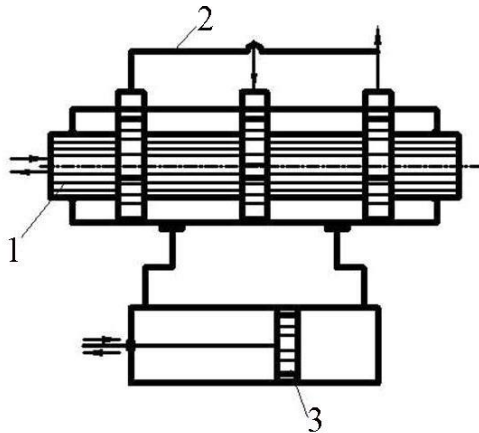


Рисунок 11.2 – Золотниковий розподільник: 1 – золотник; 2 – корпус (гільза); 3 – поршень

При переміщенні золотника 1 в той або інший бік від нейтрального положення рідина проходить через розподільник по відповідних гідролініях 2. У цьому разі вона може надходити до поршневої або штокової порожнини гідроциліндра. Поршень 3 виконує зворотно-поступальний рух. Осьове зусилля, необхідне для переміщення золотника, залежить від робочого тиску і розмірів золотника.

Втрати тиску в розподільнику визначають за формулою

$$\Delta p_p = \Delta p_{ном} \left(\frac{Q_\phi}{Q_{ном}} \right)^2, \quad (11.1)$$

де $Q_{ном}$ і $\Delta p_{ном}$ – номінальна подача і втрати тиску на номінальній подачі (паспортні дані);

Q_ϕ – фактична подача рідини в гідроапараті.

Крім золотникових, використовують кранові і клапанні розподільники.

Кранові розподільники застосовують за невеликих подачах і тисків (до 10 МПа). Вони працюють від зовнішньої механічної дії. Регульованим елементом у них є конічна пробка, яка повертається за допомогою рукоятки. У пробці є прохідні канали. Під час повороту пробки залежно від положення прохідного отвору змінюється напрям руху рідини.

У *клапанних розподільниках* запірно-регульованим елементом є сідло-клапан (конічний або кульковий). *Переваги цих розподільників* у тому, що вони можуть працювати за великих тисків (до 32 МПа).

Розглянемо принцип роботи *клапанного розподільника* (рис 11.3).

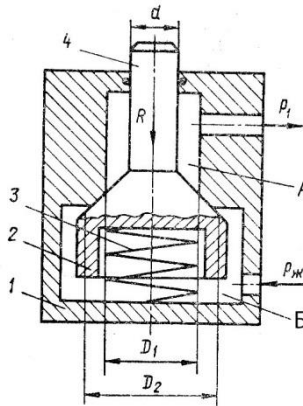


Рисунок 11.3 – Клапанний розподільник: 1 – корпус; 2 – конічний клапан; 3 – пружина; 4 – шток

Клапанний розподільник складається з корпусу 1, конічного клапана 2, пружини 3 і штока 4. Порожнини А і Б лініями зв'язку з'єднані з підведенням живлення і відведенням рідини в гідродвигун. Під дією зусилля R клапан 2 переміщається вниз і робоча рідина з порожнини Б надходить у порожнину А. Якщо зусилля R зняти, пружина закриє клапан.

11.3 Гідроклапани. Призначення, основні види

Гідроклапан – це гідроапарат, в якому ступінь відкриття прохідного перерізу (положення запірно-регульованого елемента) змінюється під дією тиску робочої рідини, що проходить через нього.

Гідроклапани бувають *регульовальні* і *напрямні*. До *регульовальних* належать клапани тиску, призначені для регулювання тиску в потоці робочої рідини. З них найбільш широко застосовують *напірні* і *редукційні* клапани.

Напірні гідроклапани поділяють на *запобіжні*, які захищають систему від тиску, що перевищує допустимий, і *переливні*, призначені для підтримування заданого рівня тиску шляхом безперервного зливання робочої рідини під час роботи.

Основні елементи *кулькового напірного клапана* показані на рисунку 11.4.

Принцип дії усіх напірних клапанів однаковий і базується на врівноваженні сили тиску робочої рідини, що діє на клапан, зусиллям пружини (рис. 11.5).

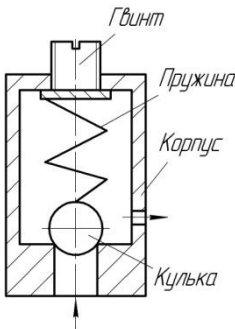


Рисунок 11.4 – Схема запобіжного клапана

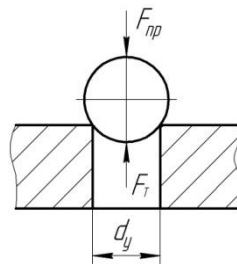


Рисунок 11.5 – Принцип дії напірного клапана

Сила тиску пружини F_{np} врівноважується силою тиску рідини F_m , що діє на запірний елемент. За умови $F_{np} = F_m$ – клапан закритий. Сила тиску F_m визначається з умови

$$F_m = p \frac{\pi d_y^2}{4}, \quad (11.2)$$

де p – тиск рідини в системі;

d_y – діаметр сідла клапана (умовного проходження рідини).

Коли тиск рідини в системі перевищить заданий, то $F_{np} < F_m$, запірно-регулювальний елемент клапана зміщується вгору і відкриває прохід робочої рідини на злив.

Редуційні клапани призначені для підтримування у потоці, що відводиться, стабільного тиску p_2 , більш низького, ніж тиск p_1 у потоці, що підводиться. Їх застосовують при живленні від одного насоса декількох споживачів, які потребують різних тисків.

Напрявні (зворотні) клапани пропускають рідину лише в одному заданому напрямку.

11.4 Гідравлічні дроселі

Гідродросель – це регулювальний гідроапарат, що являє собою спеціальний місцевий опір, призначений для зміни тиску в потоці робочої рідини. Його основне призначення – встановити зв'язок між витратою рідини, що пропускається, та перепадом тиску до і після дроселя. Дроселі поділяють на *регульовані* і *нерегульовані*. *Регульовані* дроселі (умовне позначення показане на рис. 11.6) широко використовують у гідроприводі для регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна.

У системах гідроавтоматики поширені *голкові, щілинні та гвинтові* дроселі. Схема голкового дроселя наведена на рисунку 11.7. Зміна площі прохідного перерізу дроселя досягається за рахунок осьового переміщення голки.

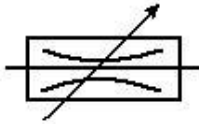


Рисунок 11.6 – Умовне позначення регульованого дроселя

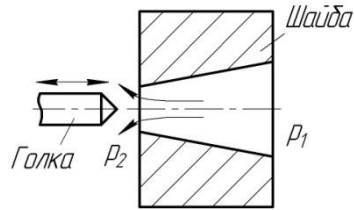


Рисунок 11.7 – Схема голкового дроселя

Витрату рідини через дросель будь-якої конструкції визначають за формулою

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (11.3)$$

де μ – коефіцієнт витрати дроселя, для голкових дроселів $\mu = 0,75 - 0,8$;

$S_{др}$ – площа прохідного перерізу дроселя;

$\Delta p = p_1 - p_2$ – різниця тисків на дроселі;

ρ – густина рідини.

Залежно від швидкості V руху рідини дроселі поділяють на ламінарні і турбулентні.

1 Ламінарні дроселі – це капілярні ($l/d \gg 20$) канали з малим прохідним перерізом і великою довжиною. У цих дроселях рух рідини ламінарний. Різниця тисків прямо пропорційна швидкості руху рідини ($\Delta p \sim V$). Її визначають за формулою Пуазейля:

$$\Delta p = \frac{128\rho\nu lQ}{\pi d^4}, \quad (11.4)$$

де l, d – довжина і діаметр каналу;

ρ – густина;

Q – витрата рідини;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості.

2 *Турбулентні дроселі* – це шайби або втулки (отвори в пластині). Режим руху рідини в цих дроселях турбулентний. У цьому разі різниця тисків пропорційна квадрату швидкості $\Delta p \sim V^2(Q^2)$. Різниця тисків у цих дроселях не залежить від в'язкості рідини.

11.5 Допоміжні пристрої гідропривода

11.5.1 Гідравлічні фільтри

Чистота робочої рідини в гідросистемах значно підвищує надійність та довговічність гідроприводів. Очищення робочої рідини забезпечують за допомогою фільтрів.

Фільтром називають гідроапарат для видалення з робочої рідини *механічних частин* методом фільтрування. В основу методу фільтрування покладено процес, за якого рідину пропускають через пористе середовище, поверхню з отворами (сітку) або спеціальні щілини, в яких затримуються механічні частини.

Залежно від типу фільтрувального елемента фільтри поділяють на *сітчасті*, *пористі* і *щілинні*. Для вилучення з рідини *феромагнітних* частин застосовують *магнітні* фільтри. В магнітних фільтрах фільтроелементом є пакет намагнічених решіток або пластин, які притягують до себе частинки, що містяться в рідині.

До основних експлуатаційних параметрів фільтрів відносять: ступінь фільтрації δ , мкм; номінальну витрату рідини $Q_{ном}$, м³/с; номінальний тиск $p_{ном}$, МПа; номінальну (допустиму) різницю тисків на фільтрі $\Delta p_{ном}$, МПа.

Умовне позначення фільтра наведено на рисунку 11.8.

Сітчасті фільтри застосовують для грубого очищення рідини, а інші – для тонкого очищення ($\delta = 0,08-0,2$ мкм).

Перепад тиску у фільтрі повинен бути в межах $\Delta p = 0,1-0,2$ МПа.

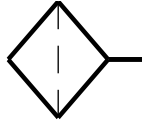


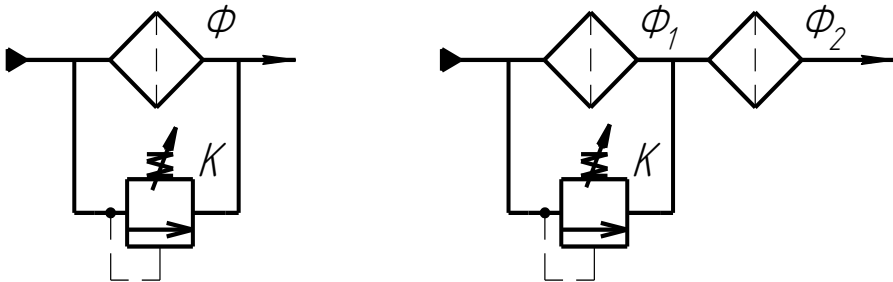
Рисунок 11.8 – Умовне позначення сітчастого фільтра

Розрізняють фільтри різних марок. Найпоширеніші: *сітчасті* 0,05С42-1, 0,012С42-1 та ін.; *пластинчасті* 0,08Г41-1; 0,20Г41-2 та ін. Число перед шифром означає точність очищення (у міліметрах).

Фільтри залежно від гідролінії поділяють на: *всмоктувальні* (запобігають потраплянню до насоса великих механічних частин, але мають значний гідравлічний опір); *напірні* (їх ставлять із перепускним клапаном) та *зливні* – їх встановлюють на гідробаки.

Для запобігання руйнуванню напірного фільтра його застосовують із перепускним запобіжним клапаном (рис. 11.9).

На схемі (рис. 11.9 а) в разі засмічення фільтра рідина проходить через запобіжний клапан (схема а). У цьому разі вона не очищається. Для очищення перепускної рідини встановлюють додатковий фільтр Ф2 (рис. 11.9 б).



а

б

Рисунок 11.9 – Схеми включення фільтрів із запобіжним клапаном: а – без очищення перепускної рідини; б – з очищенням перепускної рідини

11.5.2 Гідробаки

Гідробаки призначені для збереження запасу робочої рідини. Виготовляють їх із листової сталі товщиною 0,8–2,0 мм.

Гідробаки повинні *забезпечувати*:

- а) охолодження робочої рідини;
- б) видалення з неї пухирців повітря;
- в) осідання бруду.

Умовні позначення гідробаків наведені на рисунку 11.10.

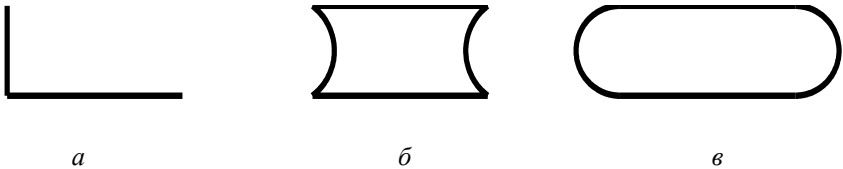


Рисунок 11.10 – Умовні позначення гідробаків: а – бак під атмосферним тиском; б – бак із вакуумом; в – бак під надлишковим тиском

Усередині гідробаки розділені однією або двома перегородками з отворами в нижній частині для видалення повітря з рідини.

Об'єм гідробака V , $\text{дм}^3/\text{хв}$, беруть таким, що дорівнює дво- або трихвилинній подачі насоса:

$$V = (2-3)Q_H. \quad (11.5)$$

Гідробаки під надлишковим тиском необхідно перевіряти гідравлічними випробуваннями на міцність.

11.5.3 Гідроакумулятори

Гідравлічним акумулятором називають пристрій для накопичення (акумулявання) в гідросистемі енергії стисненої рідини з подальшим її поверненням (за певних режимів роботи) у гідросистему.

Акумулявання енергії відбувається під час заряджання акумулятора, а повернення – під час розряджання.

Гідроаккумулятори застосовують:

- 1) у металорізальних верстатах у разі, якщо виникає потреба у великих витратах рідини або необхідність довгої витримки системи під тиском робочої рідини;
- 2) у випадках короткочасної роботи гідропривода;
- 3) як аварійне джерело енергії;
- 4) для згладжування пульсацій тиску в системі.

Залежно від способу накопичення енергії акумулятори поділяють на *вантажні*, *пружинні* та *пневмогідравлічні* (рис. 11.11).

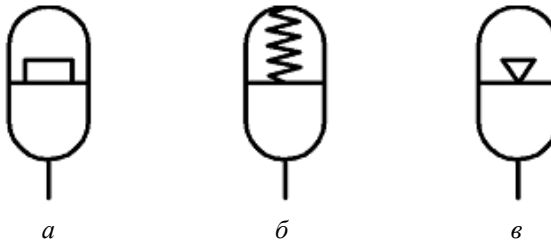


Рисунок 11.11 – Умовні позначення акумуляторів:
a – вантажний; *б* – пружинний; *в* – пневмогідравлічний

Розглянемо вантажний гідроаккумулятор (рис. 11.12).

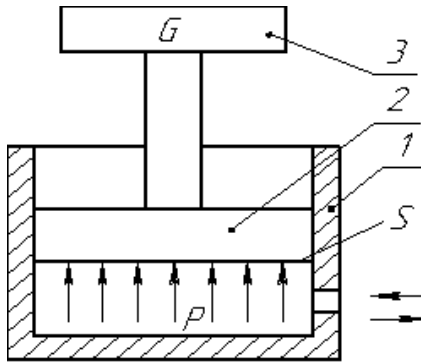


Рисунок 11.12 – Вантажний гідроаккумулятор: *1* – циліндр; *2* – поршень;
3 – вантаж; *S* – площа поршня

Вантажний акумулятор – це вертикально встановлений циліндр 1, поршень 2 якого зв’язаний із вантажем 3.

Під час *зарядження* акумулятора поршень із вантажем під дією сили тиску робочої рідини підіймається вгору на деякий рівень. Виконана в цьому разі рідиною робота перетворюється на потенціальну енергію піднятої маси.

Під час *розрядження* акумулятора – рідина з циліндра під дією сили вантажу витискається в гідросистему. У цьому разі тиск буде дорівнювати

$$p = \frac{G}{S}, \quad (11.6)$$

де G – вага вантажу;

S – площа поршня.

Пневмогідролічний акумулятор – це закритий балон, заповнений стисненим газом і розділений із рідиною мембраною (рис. 11.13). Під час подачі рідини об’єм газової порожнини зменшується, а тиск газу і відповідно рідини збільшується. Відбувається зарядження акумулятора. Під час розрядження гідроакумулятора стиснений газ витискає рідину в гідросистему.

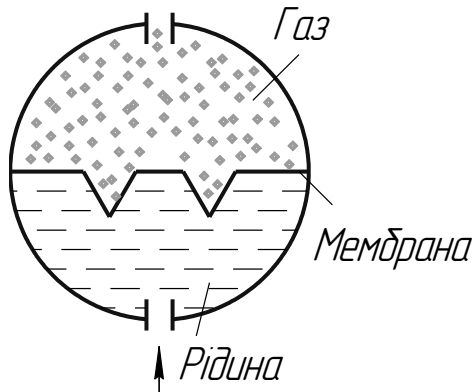


Рисунок 11.13 – Пневмогідролічний акумулятор

11.5.4 Гідролінії

Гідравлічні лінії – це трубопроводи, якими проходить робоча рідина від одного елемента до іншого під час роботи гідропривода.

За призначенням гідролінії поділяють на:

а) *всмоктувальні*, якими рідина рухається від бака до насоса;

б) *напірні* – рідина рухається від насоса до гідродвигуна;

в) *зливні*, якими відводяться витоки рідини від агрегата до гідробака.

До гідроліній, крім трубопроводів, входять канали, рукави, з'єднання та ін.

Трубопроводи – це складальні одиниці, до яких входять труби і з'єднувальна арматура. За тисків до 40 МПа і вище застосовують сталеві безшовні труби, в деяких випадках – мідні (до 10–16 МПа).

Трубопроводи повинні пройти випробування на міцність.

Розрахунок трубопроводів передбачає: визначення діаметрів труб, розрахування втрат напору в гідролініях і перевірку труб на міцність.

Діаметри труб визначають за допустимими швидкостями робочої рідини в гідролініях:

усмоктувальні лінії – 0,5–1,5 м/с;

напірні лінії – 3–5 м/с;

зливні лінії – 1,4–2 м/с.

Внутрішній діаметр труби d_y , м, визначають за формулою

$$d_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}, \quad (11.7)$$

де Q – витрати рідини, м³/с;

V – швидкість руху рідини, м/с.

Розрахункове значення діаметра заокруглюють до найближчого стандартного відповідно до ряду умовних діаметрів.

Втрати напору (тиску) поділяють на втрати на тертя за довжиною та втрати в місцевих опорах. Для їх обчислення використовують раніше наведені формули Дарсі–Вейсбаха (4.5) і Вейсбаха (4.4).

Коефіцієнт λ визначають залежно від *режиму* руху рідини. За ламінарного режиму руху рідини припускають, що

$$\lambda_l = \frac{75}{Re}. \quad (11.8)$$

Примітка. Збільшення числового коефіцієнта порівняно з 64 спричинене урахуванням можливих нерівностей і сплющень труби

За турбулентного режиму руху рідини використовують формулу Альтшуля (4.29).

Коефіцієнт ζ місцевого опору обирають за рекомендаціями літератури [1, 10].

Для довгих трубопроводів місцеві втрати замінюють на еквівалентні втрати за довжиною труб:

$$\sum h = h_l + h_m = \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (11.9)$$

$$L = l + l_{екв}, \quad (11.10)$$

де L і l – розрахункова і дійсна довжини труб;

$l_{екв}$ – сума еквівалентних довжин, що відповідають усім місцевим опорам.

11.5.5 Ущільнювачі елементів гідропривода

Ущільнювачі забезпечують герметизацію рухомих та нерухомих з'єднань у гідроприводі. У цьому разі зменшується (або зовсім відсутнє) витікання робочої рідини, а гідравлічні порожнини захищаються від проникнення пилу і бруду із зовнішнього середовища.

Ущільнювачі класифікують на декілька типів:

а) за *видом відносного руху* – нерухомі й рухомі (обертального або зворотно-поступального руху);

б) за *конструктивним виконанням*: ущільнювальні кільця, манжети, прокладки та ін.;

в) за *матеріалом* – неметалеві (гумові, фторопластові, графітові та ін.) і металеві.

Для підвищеної герметичності використовують *гумові кільця і манжети* (наприклад, між стінками циліндра й штока).

Металеві та пластмасові поршневі кільця застосовують у внутрішніх з'єднаннях, де допускається перетікання робочої рідини.

Для ущільнення поршнів використовують кільцеві та манжетні ущільнювачі із захисними кільцями, що забезпечують мінімальну величину витікання рідини. Але вони швидко втрачають еластичність і зношуються. Для забезпечення значного ресурсу роботи та коли допускаються внутрішні витікання рідини застосовують поршневі розрізні кільця з металів, пластмас і композиційних матеріалів.

Штоки ущільнюють здебільшого гумовими кільцями круглого перерізу (рис. 11.14), а також гумовими манжетами (рис. 11.15).

Широке використання гумових кілець круглого перерізу забезпечується їх простотою. Вони допускають значні монтажні деформації, придатні для розміщення в малодоступних місцях. Під час установлення гумове кільце деформується, заповнює всі нерівності ущільнювальних поверхонь.

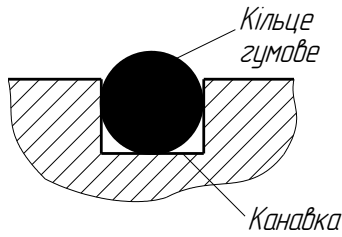


Рисунок 11.14 – Гумове кільце

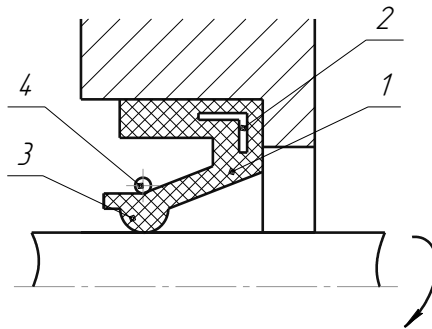


Рисунок 11.15 – Манжета: 1 – корпус; 2 – металевий каркас;
3 – виступ; 4 – пружина

Манжети використовують для створення герметичності між рухомими і нерухомими частинами гідропривода.

Контрольні питання

- 1 Що таке гідроапарат?
- 2 Які функції виконують гідроапарати?
- 3 Які існують типи гідроапаратів?
- 4 Призначення і види гідророзподільників.
- 5 Призначення і види гідроклапанів.
- 6 Призначення і види гідродроселів.
- 7 Поняття регульованого гідроапарата.
- 8 Основні види та призначення фільтрів.

- 9 Що належить до основних експлуатаційних параметрів фільтрів?
- 10 На які види поділяють гідрофільтри залежно від їх установлення на певних гідролініях?
- 11 Призначення гідробаків.
- 12 Поняття гідравлічного акумулятора, види акумуляторів.
- 13 Поняття і види гідравлічних ліній.
- 14 Призначення ущільнювачів елементів гідропривода.
- 15 Які існують види ущільнювачів?

12 СПОСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА

Швидкість руху робочого органа машини (наприклад, супорта і стола верстата, руки маніпулятора та ін.), якому надає дії гідравлічний привод, визначають за швидкістю переміщення поршня гідроциліндра. Ця швидкість залежить від *подачі* рідини в робочу порожнину циліндра та *ефективної площі* циліндра. Якщо знехтувати витіканнями рідини в самому циліндрі, швидкість переміщення поршня V_n можна визначити за формулою

$$V_n = \frac{Q_u}{S_{ef}}, \quad (12.1)$$

де Q_u – витрата рідини в циліндрі;

S_{ef} – ефективна площа поршня.

Оскільки *ефективна* площа поршня для даної конкретної конструкції циліндра є *величиною сталою* і в процесі роботи гідравлічного привода змінюватися не може, то регулювання швидкості руху робочого органа може здійснюватися лише *змінюю подачі* рідини в робочу порожнину циліндра.

У практиці машинобудування відомо декілька способів регулювання швидкості: *дросельне*; *об'ємне (машинне)* *комбіноване*. Найбільшого поширення набули *дросельний і машинний* способи регулювання швидкості.

12.1 Дросельне регулювання

Швидкість переміщення поршня гідроциліндра залежить від подачі Q_u (12.1). У загальному випадку витрата гідродвигуна

$$Q_u = Q_n - \Delta Q, \quad (12.2)$$

де Q_n – подача насоса;

ΔQ – витікання рідини в гідролінії.

З цього рівняння випливає, що витрату гідроциліндра і відповідно швидкість V_n можна регулювати зміною витікань ΔQ або подачею Q_n . У цьому разі швидкість руху поршня дорівнює

$$V_n = \frac{Q_n - \Delta Q}{S_{ef}}. \quad (12.3)$$

Суть дросельного регулювання швидкості полягає в тому, що кількість рідини, що надходить до робочої порожнини гідроциліндра або витікає з нього, регулюється спеціальними пристроями – *гідродроселями*, які встановлюють в гідросистему.

У цьому разі встановлюють *нерегульований* насос із постійною подачею, а надлишок рідини відводять через гідроклапан у бак, не здійснюючи ніякої корисної роботи.

У разі дросельного способу регулювання швидкості можливі два принципово різних способи встановлення дроселя в систему: послідовне з гідродвигуном і паралельне йому.

Послідовне встановлення дроселя може бути здійснене за двома схемами – з дроселем «на вході» в гідродвигун і «на виході» з нього.

Розглянемо дросель «на вході».

У схемі регулювання з дроселем «на вході» (рис. 12.1) дросель регулює кількість рідини, що надходить у гідроциліндр (чим більший його прохідний переріз, тим більше буде надходити рідини). У цьому разі більшою буде й швидкість переміщення робочого органа гідродвигуна.

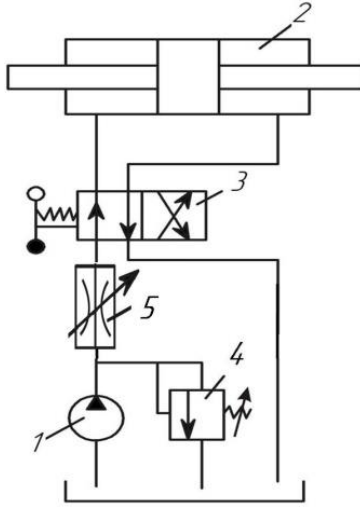


Рисунок 12.1 – Дросель на вході

Витрату рідини через дросель визначають за формулою (11.3):

$$Q_{op} = \mu S_{op} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}},$$

де S_{op} – площа прохідного перерізу дроселя;

$\Delta p = p_1 - p_2$ – різниця тисків на дроселі.

Тоді швидкість переміщення поршня:

$$V_n = \frac{Q_{op}}{S_{ef}} = \mu \frac{S_{op}}{S_{ef}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}. \quad (12.4)$$

Надлишок рідини, що нагнітається насосом 1, який має постійну подачу, відводиться в бак через *переливний* гідроклапан 4. Під час роботи клапан весь час частково

відкритий, що дає можливість постійно зливати надлишок рідини.

Водночас клапан виконує й *застережні (запобіжні)* функції, оскільки максимальний тиск у системі визначається його налаштуванням.

На зливній лінії за цієї схеми встановлюють напірний клапан, який у неробочій порожнині циліндра створює тиск, що дорівнює $p = 0,2-0,3$ МПа. Це забезпечує *плавність руху поршня* гідроциліндра.

У схемі регулювання з дроселем «на виході» (рис. 12.2) дросель установлюють на зливній лінії. Він регулює кількість рідини, що витискається зі штокової порожнини циліндра. Як і у попередній схемі, надлишок рідини відводиться в бак через *переливний* клапан 4, а максимальний тиск у системі забезпечується його налаштуванням.

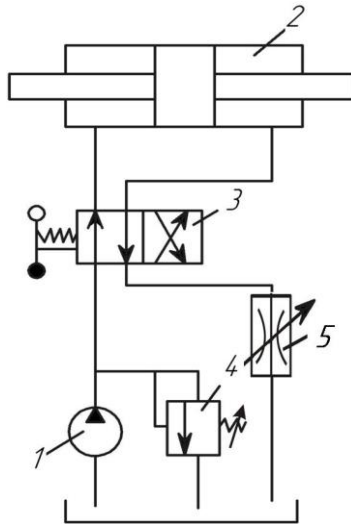


Рисунок 12.2 – Дросель на виході

Розглянемо паралельне встановлення дроселя (рис. 12.3).

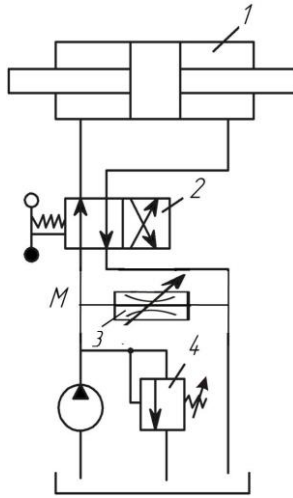


Рисунок 12.3 – Схема гідропривода з паралельним встановленням дроселя

За цього способу регулювання *потік* рідини, що подається насосом 1 у систему, в точці М розділяється на *два потоки*: одна його частина подається через розподільник до гідродвигуна, а інша – через дросель 3 зливається в бак.

Подача рідини в циліндр дорівнює

$$Q_{ц} = Q_{н} - Q_{др} . \quad (12.5)$$

Регулювання швидкості переміщення поршня гідродвигуна, як і в розглянутих раніше схемах, здійснюється налаштуванням *дроселя* 3. Якщо дросель *закритий*, увесь потік рідини від насоса спрямовується до гідродвигуна, і *швидкість* поршня буде *максимальною*.

По мірі *відкриття* дроселя частина рідини від насоса спрямовується в бак, і швидкість переміщення поршня відповідно *зменшується*.

За *повністю відкритого* дроселя, якщо опір дроселя і частини зливної лінії менший, ніж опір, який створює циліндр, уся рідина від насоса *відводиться* в бак, і поршень *зупиняється*.

Клапан 4 у цій схемі є запобіжним і розпочинає роботу лише на момент перевантаження. В інший час клапан закритий.

Швидкість руху поршня

$$V_n = \frac{Q_n - Q_{op}}{S_{ef}}, \quad (12.6)$$

де Q_{op} – витрата рідини через дросель.

12.2 Гідроприводи з об'ємним регулюванням

Машинне (об'ємне) регулювання швидкості руху робочого органа полягає в тому, що зміна подачі рідини, яка надходить до робочої порожнини гідроциліндра, здійснюється за рахунок зміни подачі регульованого насоса.

У цих системах установлюють регульовані насоси (радіально-поршневі, аксіально-поршневі або пластинчасті).

Подача насоса регулюється зміною величини ексцентриситету насоса або зміною кута нахилу диска.

Розглянемо схему об'ємного регулювання (рис. 12.4).

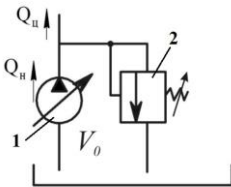


Рисунок 12.4 – Схема об'ємного регулювання

Необхідно зазначити, що подача рідини у робочу порожнину циліндра $Q_ц$ визначається не лише певним налаштуванням насоса, а й величиною витікань рідини в самому насосі, гідроциліндрі та гідроапаратурі:

$$Q_ц = Q_m - q, \quad (12.7)$$

де Q_m – теоретична подача;
 q – витікання рідини.

Швидкість переміщення поршня визначають за формулою (12.1). Таким чином, змінюючи *робочий об'єм* насоса V_0 , можна змінити *швидкість* V_n руху поршня гідروциліндра.

Машинне регулювання може здійснюватися також зміною робочого об'єму *гідромотора* (якщо є обертальний рух вала) або зміною робочих об'ємів *насоса і гідромотора*.

Цей спосіб регулювання швидкості набув застосування в гідросистемах протяжних, шліфувальних, стругальних верстатів тощо. Особливо широко його використовують у механізмах з *обертальним рухом*. У цьому разі зміна швидкості руху здійснюється в широкому діапазоні.

Гідропривод з *об'ємним* регулюванням має *більший к. к. д.*, але є дорожчим через високу вартість регульованих насосів і двигунів (порівняно з вартістю нерегульованих гідромашин). Його доцільно застосовувати в системах *великої потужності*.

Гідропривод із *дросельним* регулюванням унаслідок зливання частини рідини під час роботи привода має *менший к. к. д.* Але для систем *малої потужності* його застосовувати вигідніше внаслідок того, що нерегульовані насоси значно дешевші від регульованих.

Контрольні питання

- 1 Від чого залежить швидкість руху робочого органа гідравлічної машини?
- 2 Які існують способи регулювання швидкості руху робочого органа гідравлічної машини?
- 3 Які існують способи встановлення дроселя в систему гідропривода?
- 4 За рахунок чого відбувається машинне (об'ємне) регулювання швидкості руху робочого органа?
- 5 Який гідропривод має більший рівень к. к. д?

13 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ПНЕВМАТИЧНИЙ ПРИВОД

13.1 Загальна характеристика пневматичних приводів

Об'ємним пневматичним приводом називають сукупність елементів і пристроїв, за допомогою яких потенціальна енергія *стисненого повітря* перетворюється на механічну роботу, виконувану пневмодвигуном.

Робочим агентом (середовищем) пневматичних приводів є стиснене повітря, дуже рідко – будь-який газ.

Пневмоприводи широко використовують у різних галузях: ливарному і ковальському виробництві, поліграфічній промисловості, на транспорті, під час промислових робіт, у затискних пристроях, гальмових системах, системах дистанційного керування та ін.

Крім того, пневмопривод дозволяє автоматизувати деякі трудомісткі процеси під час складальних і монтажних робіт; наприклад, у пневматичних інструментах (свердла, відбійні молотки, трамбівки, гайковерти та ін.)

До *переваг* пневмопривода можна віднести:

а) можливість живлення від централізованої мережі стисненого повітря;

б) невеликі втрати тиску в пневмолініях через дуже малу густину повітря;

в) можливість використання в пожежонебезпечних приміщеннях, оскільки повітря не утворює небезпечних сумішей;

г) відсутність потреби в зливних лініях, оскільки відпрацьоване в пневмоприводі повітря не забруднює довкілля;

д) високі швидкості спрацювання пневматичних пристроїв;

є) простоту конструкції і високу надійність пневматичних пристроїв та апаратів;

ж) відносну дешевизну і швидке відшкодування затрат;

з) можливість нормальної роботи в широкому діапазоні температур, в умовах забрудненості пневматичного середовища, під час вібрацій, у разі радіації тощо.

Недоліки пневмопривода:

а) необхідність установалення змащувальних системи для захисту деталей від корозії;

б) низький коефіцієнт корисної дії пневмопривода (значні витікання повітря);

в) менша потужність порівняно з гідродвигунами;

г) великий шум під час виходу повітря.

13.2 Основні елементи пневмопривода

Розглянемо основні елементи пневмопривода.

Пневмоприводи складаються з компресора (оскільки джерело енергії – стиснене повітря), пневмодвигуна, пневмоапаратури, пневмомісткості і пристроїв для очищення повітря.

Для подавання стисненого повітря найчастіше використовують *поршневі компресори*, оскільки вони забезпечують високі тиски (понад 10 МПа).

Пневмомісткості (ресивери, пневмоакумулятори) призначені для утримання в них повітря під тиском.

Пнемодвигуни за аналогією з гідроприводом поділяють на пневмоциліндри, пневмомотори і поворотні двигуни (зворотно-поступального руху, обертального та обертального з обмеженим кутом повороту вала).

Для зміни параметрів потоку стисненого повітря (напрямку руху, тиску і подачі) використовують такі пневмоапарати: *пневморозподільники*, *пневмоклапани* та *пневмодроселі*. Для одержання необхідної якості повітря застосовують *фільтри*, *вологовідокремлювачі* та *маслорозпилювачі*.

У пневмоприводах відсутні зливні дренажні лінії, оскільки відпрацьований газ (повітря) викидають в атмосферу. Особливістю пневматичних машин порівняно з гідравлічними є

значна зміна густини і температури повітря під час їх роботи. У компресорах відбувається підвищення температури повітря, а в пневмодвигунах – її зниження. Крім того, різке розширення стисненого повітря під час виходу в атмосферу спричиняє шум. Це потребує застосування холодильників і в особливих випадках – глушників.

Тиск повітря в магістралях пневмопривода загального призначення не перевищує 1 МПа.

Для розрахунку пневмопривода використовують ті самі рівняння, що й для рідини: рівняння суцільності витрати, рівняння Бернуллі, формули Вейсбаха, Дарсі та ін.

13.3 Типова схема і принцип роботи пневмопривода

Функціональна схема пневмопривода (рис. 13.1) аналогічна схемі гідропривода, лише замість енергії рідини використовують пневмоенергію, а замість гідродвигуна і насоса використовують пневмодвигун та компресор.

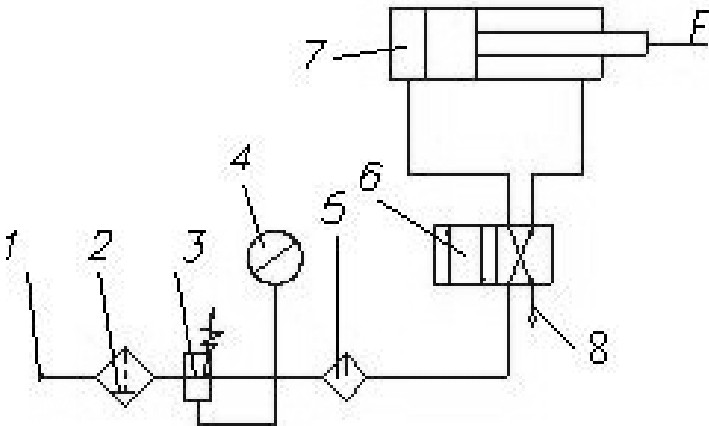


Рисунок 13.1 – Схема пневмопривода:
 1 – компресор; 2 – фільтр-вогловіддільник; 3 – редукційний клапан;
 4 – манометр; 5 – маслорозпилювач; 6 – розподільник;
 7 – пневмоциліндр; 8 – вихід в атмосферу

Розглянемо *принцип роботи* пневмопривода.

Стиснене повітря від компресора 1 підводиться на вхід пневморозподільника 6. Потік повітря перед цим проходить через фільтр-вологівіддільник 2, очищається від механічних частин (пилу, продуктів зношування, корозії) і водяної пари. Далі за допомогою редукційного клапана 3 регулюється і підтримується на встановленому рівні тиск повітря, що контролюється манометром 4.

Маслорозпилювач 5 насичує повітря дрібними краплинами масла і забезпечує змащення рухомих елементів пневмопривода. Двопозиційний пневморозподільник 6 у кожній із позицій устанавлює напрям руху поршня 7. Відпрацьоване повітря виходить в атмосферу 8.

Контрольні питання

- 1 Поняття об'ємного пневматичного привода.
- 2 Що є робочим агентом пневмопривода?
- 3 У яких сферах використовують пневмоприводи?
- 4 Недоліки і переваги пневмоприводів.
- 5 З яких основних елементів складаються гідроприводи?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ковальов, І. О. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навч. посіб. / І. О. Ковальов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2016. – 250 с.
2. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика : підручник / В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін. ; за ред. В. О. Федорця. – Київ : Вища шк., 1995. – 463 с.
3. Гідравліка, гідро- та пневмопривод : підручник / за ред. О. О. Федорця, О. Ф. Саленка. – 2-ге вид., переробл. і допов. – Київ : Знання, 2009. – 502 с.
4. Константинов Ю. М. Технічна механіка рідини і газу : підручник / Ю. М. Константинов, О. О. Гіжа. – Київ : Вища шк., 2002. – 277 с.
5. Гидравлика и гидравлические машины : ученик / А. А. Угинчус. – 4-е изд., перераб. – Харьков : Издательство Харьковского университета, 1970. – 396 с.
6. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків / В. І. Мандрус, Н. П. Лещій, В. М. Звягін. – Львів : Світ, 1995. – 264 с.
7. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В. В. Вакина, И. Д. Денисенко, А. Л. Столяров. – Київ : Вища шк., 1986. – 208 с.
8. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов; под ред. Б. Б. Некрасова. – Минск : Вышэйшая школа, 1976. – 416 с.
9. Рабинович Е. З. Гидравлика : учебник для техникумов / Е. З. Рабинович, А. Е. Евгеньев. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Недра, 1987. – 224 с.
10. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.

Навчальне видання

ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДИ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

для студентів спеціальностей 131 «Прикладна механіка»
та 133 «Галузеве машинобудування»
всіх форм навчання

Відповідальний за випуск І. О. Ковальов

Редактор Н. З. Клочко

Комп'ютерне верстання Е. В. Колісниченка

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 10,23. Обл.- вид. арк. 9,79.

Видавець і виготовлювач

Сумський державний університет,

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.